

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
Промышленных технологий
электроэнергетики и транспорта

Кафедра
Технологии и оборудование
машиностроения

Направление подготовки

15.03.02 – Технологические машины и
оборудование

Профиль подготовки

Металлообрабатывающее оборудование
и технологическая оснастка

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему

Проект станка сверлильно-расточной группы по типу модели 2611Ф2

ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ
(обозначение ВКР)

Студент гр. 18МС1

Кузин
(подпись, дата)

Кузин Е.Д.
(фамилия, инициалы)

Руководитель

Кочетков
(подпись, дата)

Кочетков Д.В.
(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

Большаков
(подпись, дата)

Большаков Г.С.
(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры
от _____ № _____)

Заведующий кафедрой

Зверовщиков
(подпись)

Зверовщиков А.Е.
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 22.06.2022 г. № 4)

Секретарь ГЭК

Истомин
(подпись)

Истомина Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Пенза 2022

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

«____» _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ на бакалаврскую работу

1. Студент группы 18МС1 Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Кузин Евгений Денисович

2. Руководитель бакалаврской работы доцент Кочетков Д.В.

3. Время проектирования с 26 мая 2022 г. по 06 июля 2022 г.

4. Место преддипломной практики ООО «СтанкоМашСтрой», г. Пенза

5. Тема бакалаврской работы

Проект станка сверлильно-расточной группы по типу модели 2611Ф2

Тема утверждена приказом ПГУ № 238/о от 30.03.2022 г.

6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические характеристики и т.п.)

Спроектировать привод главного движения станка сверлильно-расточной группы по типу модели 2611Ф2, разработать зажимное приспособление для расширения его технологических возможностей.

Станок сверлильно-расточной группы с ЧПУ. Эффективная мощность резания $P=8$ кВт, диапазон регулирования привода $R_p=180$, минимальная частота вращения шпинделя $n_{шп\ min}=15\text{мин}^{-1}$.

7. Объем и содержание основной части работы

7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)

должна содержать информацию о базовой модели станка, кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка, результаты проведенного анализа напряженно-деформированного состояния шлицевого вала и шпоночного соединения привода главного движения, результаты проектирования и расчета зажимного приспособления для проектируемого станка.

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

7.2. Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов):

- 1) Станки сверлильно-расточной группы (Теоретический чертеж) – 1 лист формата А1;
- 2) Станок сверлильно-расточной с ЧПУ (Вид общий) – 0,5 листа формата А1;
- 3) Станок сверлильно-расточной с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная) – 1 лист формата А1;
- 4) Привод главного движения (Теоретический чертеж) – 1 лист формата А1;
- 5) Привод главного движения (Сборочный чертеж) – 3 листа формата А1;
- 6) Напряженно-деформированное состояние шлицевого вала (Теоретический чертеж) – 1 лист формата А1;
- 7) Напряженно-деформированное состояние шпоночного соединения (Теоретический чертеж) – 0,5 листа формата А1;
- 8) Приспособление зажимное (Сборочный чертеж) – 1 лист формата А1.

8. Особые требования по выполнению разделов:

Расчет шлицевого вала и шпоночного соединения выполнить методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation.

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1) Анализ станков сверлильно-расточной группы	5	до 29.05.2022 г.	Кочетков
2) Общий вид станка	5	до 01.06.2022 г.	Кочетков
3) Кинематическая схема станка	10	до 03.06.2022 г.	Кочетков
4) Привод главного движения в САД-программе SolidWorks	15	до 06.06.2022 г.	Кочетков
5) Сборочный чертеж привода главного движения станка	10	до 07.06.2022 г.	Кочетков
6) Анализ НДС шлицевого вала	10	до 10.06.2022 г.	Кочетков
7) Анализ НДС шпоночного соединения	10	до 13.06.2022 г.	Кочетков
8) Сборочный чертеж зажимного приспособления	10	до 16.06.2022 г.	Кочетков
9) Оформление пояснительной записки	25	до 20.06.2022 г.	Кочетков

Дата выдачи задания «26» 05 2022 г.

Задание к исполнению принял Кочетков

Руководитель работы Кочетков

«26» мая 2022 г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта

ОПРГ освоена в полном объеме.
К государственной итоговой аттестации допустить

С.Ю. Киреев

«___» _____ 2022 г.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ

Лист

5

Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование (профиль подготовки – Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка) на тему «Проект станка сверлильно-расточной группы по типу модели 2611Ф2» состоит из пояснительной записки и графической части.

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование станка сверлильно-расточной группы по типу модели 2611Ф2, а также разработка зажимного приспособления для расширения его технологических возможностей.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ЗАЖИМНОЕ, SOLIDWORKS SIMULATION, КОМПОНОВОЧНЫЕ СХЕМЫ СТАНКОВ

Пояснительная записка содержит 96 страниц (формата А4), 52 рисунка, 1 таблицу, 12 источников литературы и 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка, приведен кинематический и силовой расчет привода главного движения станка, представлены результаты проектирования привода главного движения в САД-программе SolidWorks, представлен анализ напряженно-деформированного состояния шлицевого вала и шпоночного соединения методом конечных элементов в САЕ-программе SolidWorks Simulation,

методом конических элементов					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Проект станка сверлильно-расточной группы по типу модели 2611Ф2 Пояснительная записка	Лит.			Лист	Листов
Разраб.		Кузин Е.Д.	<i>Кузин</i>			в	к	р	3	96
Провер.		Кочетков Д.В.	<i>Кочетков</i>			Каф. «ТОМ», гр. 18МС1				
Н. контр.		Большаков Г.С.	<i>Большаков</i>							
Утв.		Забардин А.Е.	<i>Забардин</i>							

Содержание

Введение.....	7
1 Компонентные схемы станков.....	9
2 Общие сведения о базовой модели станка.....	13
3 Кинематический расчет привода главного движения.....	16
3.1 График частот вращения шпинделя.....	16
3.2 Числа зубьев в передачах.....	21
3.3 Кинематическая схема привода главного движения.....	23
3.4 Эскизное оформление привода главного движения.....	24
3.4.1 Кинематические и силовые характеристики.....	24
3.4.2 Модули зубьев в передачах.....	25
3.4.3 Диаметры валов.....	28
3.4.4 Межцентровые расстояния между валами.....	30
3.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	31
3.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	34
4 Силовой расчет привода главного движения.....	35
4.1 Расчет валов на прочность.....	35
4.2 Расчет шпиндельного узла.....	62
4.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	65
4.4 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	68
4.5 Проверочный расчет шпоночного соединения.....	70
5 Проектирование привода главного движения в САД-программе SolidWorks.....	72
6 Анализ напряженно–деформированного состояния вала и шпоночного соединения привода главного движения в САЕ-программе SolidWorks Simulation.....	74
7 Проектирование зажимного приспособления.....	83
Заключение.....	85
Список использованной литературы.....	86

Приложение А – Спецификации.....	88
Приложение Б – Ведомость выпускной квалификационной работы.....	95

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Введение

Разработка прогрессивных конструкций металлорежущих станков представляет собой важнейшую задачу в области машиностроения. Поэтому весьма актуальной представляется задача по разработке узлов подобного оборудования и прежде всего приводов главного движения и подач.

Новые решения позволяют создать конструкции с более высокими технико-экономическими показателями.

При разработке новых конструкций узлов может быть предложено несколько решений, каждое из которых имеет те или иные преимущества и недостатки.

При поиске новых конструктивных решений для различных узлов и механизмов станка, несмотря на их различие и разнообразие функций, проявляются следующие общие тенденции:

1. Применение новых механизмов, сконструированных с учетом достижений механики, гидравлики, пневматики, а также комбинированных механизмов, позволяет создавать конструкции с более высокими характеристиками.

2. Применение мехатроники, т.е. систем и механизмов, органически сочетающих механику или электронику, характерны для современных станков с системами программного управления.

3. Перенос рабочих функций с механической системы приводов на систему управления и электропривод.

4. Создание универсальных и многофункциональных конструкций для расширения технологических возможностей станка.

5. Разработка дополнительных узлов, которые могут быть установлены на станке, расширяя или изменяя его технологические возможности, увеличивают приспособляемость станка к разнообразным запросам производства.

6. Агрегатно-модульный принцип проектирования узлов станка различного назначения.

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7. Защита узлов станка от загрязнения является неременным условием для обеспечения работоспособности прецизионных механизмов.

8. Повышение качества узла, в первую очередь его прецизионности и надежности, является постоянным фактором определяющим уровень и конкурентоспособность конструкции.

Сегодня для того, чтобы повысить производительность, стараются постоянно модернизировать станки на предприятии.

Преимущества модернизации:

- точность перемещения;
- повышение надежности станка;
- выпуск деталей с заданными точностными параметрами;
- повышение надежности работы станка;
- возможность увеличения диапазона регулирования;
- улучшение ремонтпригодности.

В современной промышленности огромную часть среди оснастки занимают приспособления для станков, с помощью которых выполняются такие ответственные операции как: базирование обрабатываемых деталей, повышение производительности и облегчение процесса наладки и контроля обработки деталей, а также расширения технологических возможностей станков.

Широкое распространение получили фрезерные зажимные приспособления, в которых зажимается заготовка для дальнейшей обработки. При проектировании данного типа приспособлений имеется возможность не просто разработать механический зажим, а создать фактически автоматизированный узел, подключаемый к гидро – пневмо – системе станка, расширяя функционал станка с ЧПУ и создавая огромную базу под разработку и внедрения автоматизации транспортировки деталей [1–3].

1 Компонувочные схемы станков

Проектирование металлообрабатывающих станков целесообразно начинать с анализа компонентных схем. Ниже представлен анализ компонентных схем станков сверлильно–фрезерной–расточной группы.

Металлорежущие станки имеют большее разнообразие среди любых других технологических машин. Их классифицируют по технологическому назначению и режущим инструментам, по размерам и типовым разновидностям, по системам управления и степени автоматизации, и кроме того, по компоновкам. Множество разнообразных компоновок является следствием не только огромного количества технологических задач, размеров и форм обрабатываемых деталей, но и развития конструкций станков и способов обработки, причем в самом относительном характере движения формообразования заключено многообразие возможных вариантов движений заготовки и инструментов, а, следовательно, и компоновок станков.

Особенно разнообразны компоновки специальных станков, однако типаж универсальных станков тоже непрерывно пополняется станками с новыми компоновками, существенно отличающимися от традиционных.

Построение компоновки станка имеет свою последовательность, или этапы. Основопологающим этапом является разработка технологической системы построения станка, когда в соответствии с технологической задачей определяют необходимый состав рабочих и установочных движений, число шпинделей, степень универсальности станка, форму (параллельная или последовательная) централизации обработки, число рабочих и загрузочных позиций и т.д.

Детали, обрабатываемые на сверлильно–фрезерно–расточных многооперационных станках, очень разнообразны.

Прежде всего, следует классифицировать детали по размеру. На столе станка можно установить приспособление или несколько приспособлений для

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

перебазирования детали или зажимные устройства с горизонтальной осью, чем обеспечивается обработка детали со всех сторон.

На рисунке 1 представлена схема компоновки станка со шпиндельной бабкой имеющей перемещение вдоль осей X, Y, Z.

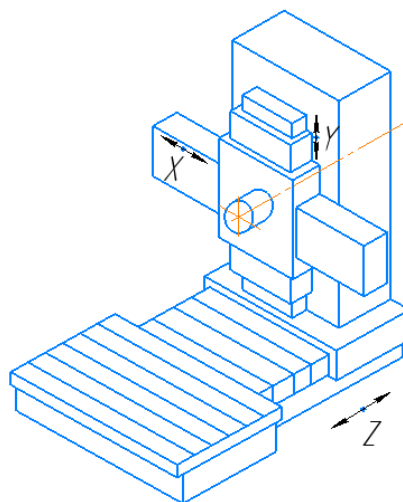


Рисунок 1 – Компоновочная схема 1

На рисунке 2 представлена схема компоновки станка со столом, перемещающимся вдоль оси X, шпиндельной бабкой, имеющей перемещение вдоль оси Y, и пинолью шпинделя, перемещающейся относительно оси Z.

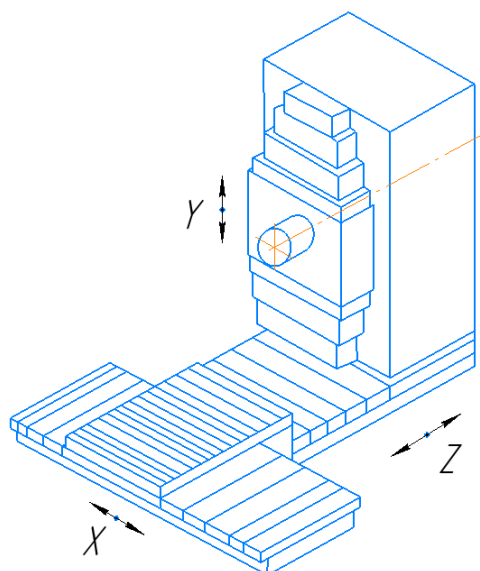


Рисунок 2 – Компоновочная схема 2

На рисунке 3 представлена схема компоновки станка с крестовым столом, имеющим рабочее перемещение в горизонтальной плоскости вдоль осей X и Y, и пинолью шпинделя перемещающейся вдоль оси Z.

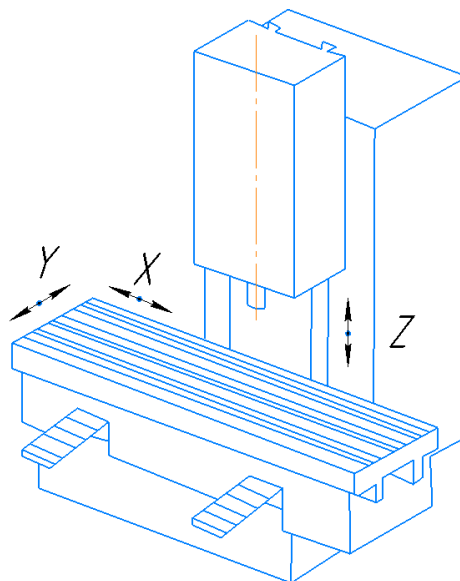


Рисунок 3 – Компоновочная схема 3

На рисунке 4 представлена схема компоновки станка портального типа.

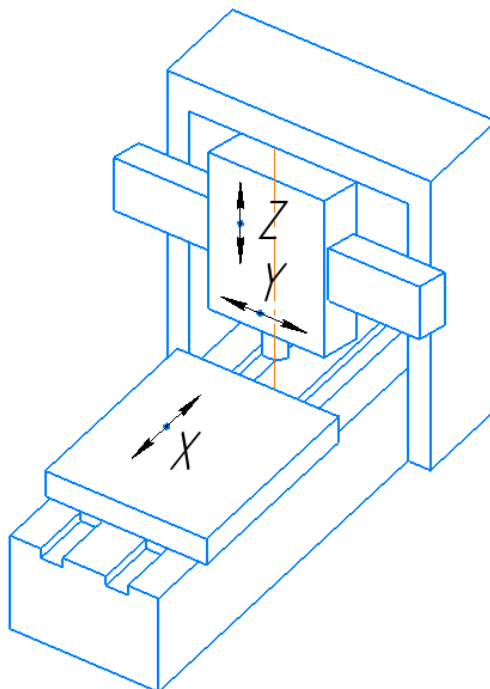


Рисунок 4 – Компоновочная схема 4

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

На рисунке 5 представлена схема компоновки станка, со шпиндельным узлом, перемещающимся вдоль оси Y , стойкой, перемещающейся вдоль оси Z , а так же поперечным перемещением стола вдоль оси X .

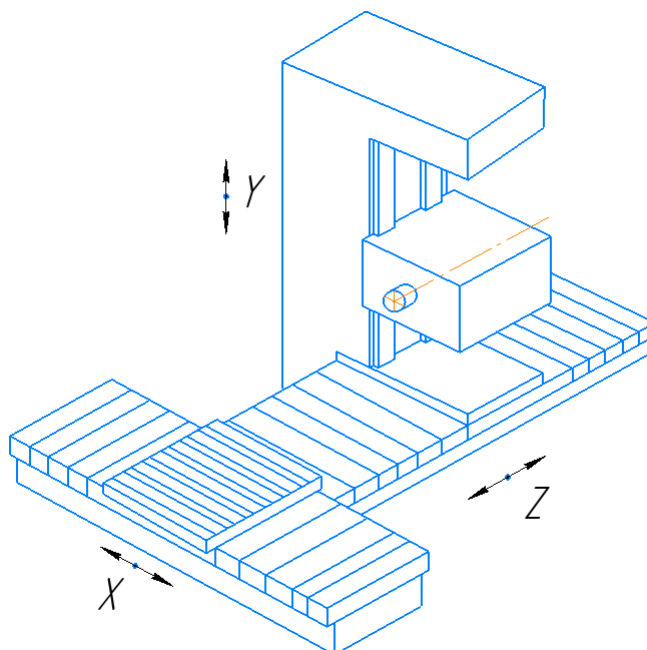


Рисунок 5 – Компоновочная схема 5

В результате анализа компоновочных схем металлообрабатывающих станков принято решение за базу взять компоновочную схему 5 (см. рисунок 5), что соответствует компоновочной схеме станка модели 2611Ф2.

2 Общие сведения о базовой модели станка

Горизонтально-расточной станок 2611Ф2 с продольно-подвижной стойкой и продольно-подвижным поворотным столом, с ЧПУ предназначен для комплексной механической обработки корпусных деталей из черных и цветных металлов в условиях единичного и мелкосерийного производства. На рисунке 6 представлен общий вид горизонтально-расточного станка 2611Ф2.

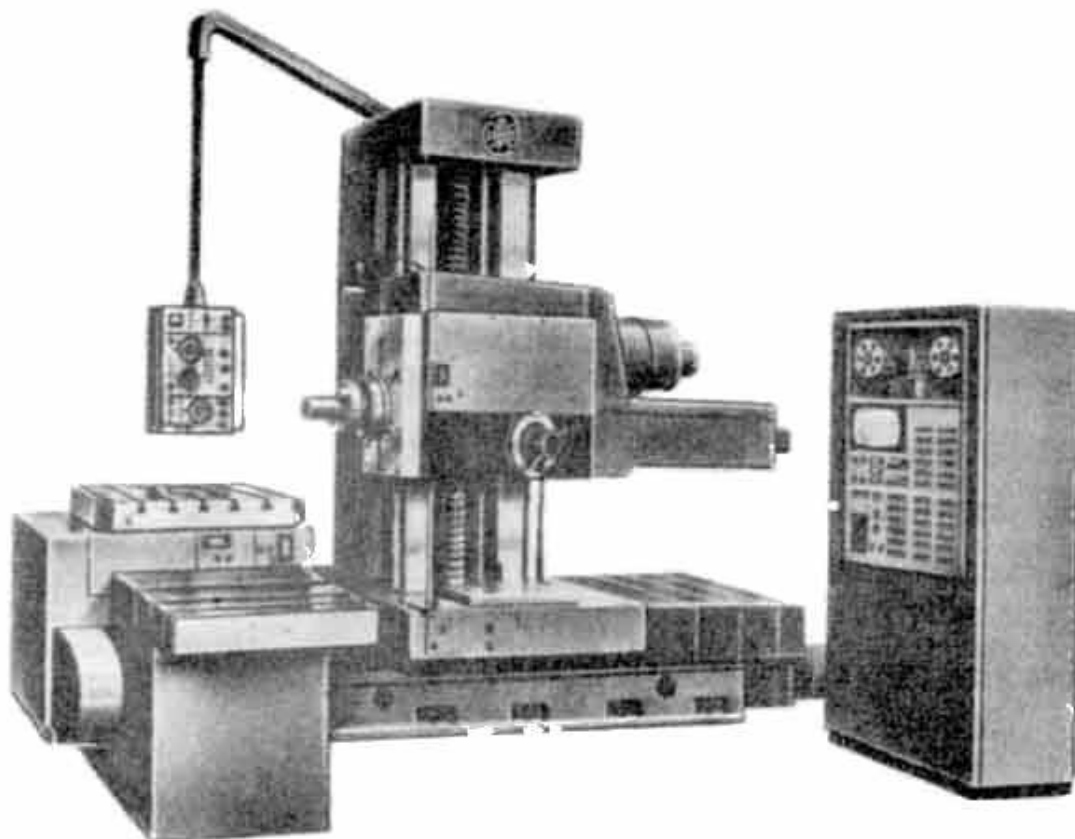


Рисунок 6 – Общий вид горизонтально-расточного станка 2611Ф2

Обработка производится путем проведения таких технологических операций как:

- сверление, зенкерование, растачивание, развертывание отверстий, связанных координатами; возможна обработка соосных отверстий консольным инструментом с поворотом стола на 180°;

- фрезерование плоскостей, пазов и уступов; фрезерование плоскостей и пазов при круговой подаче стола; нарезание резьбы однолезвийным инструментом посредством выдвижного шпинделя.

Станок (рисунок 7) выполнен с выдвижным шпинделем, продольно-подвижной стойкой и продольно-подвижным поворотным столом.

Главное движение – вращение шпинделя осуществляется от двигателя постоянного тока ($N=8$ кВт; $n = 1500$ об/мин). Регулирование частоты вращения шпинделя в пределах 12,5..1250 об/мин.

Направление вращения изменяется реверсированием электродвигателя. Механизм главного привода станка защищен от динамического воздействия упругой муфтой на валу.

Гидросистема станка осуществляет переключение механических ступеней главного привода, отжим подвижных органов станка, отжим инструмента в шпинделе, смазку отдельных узлов станка.

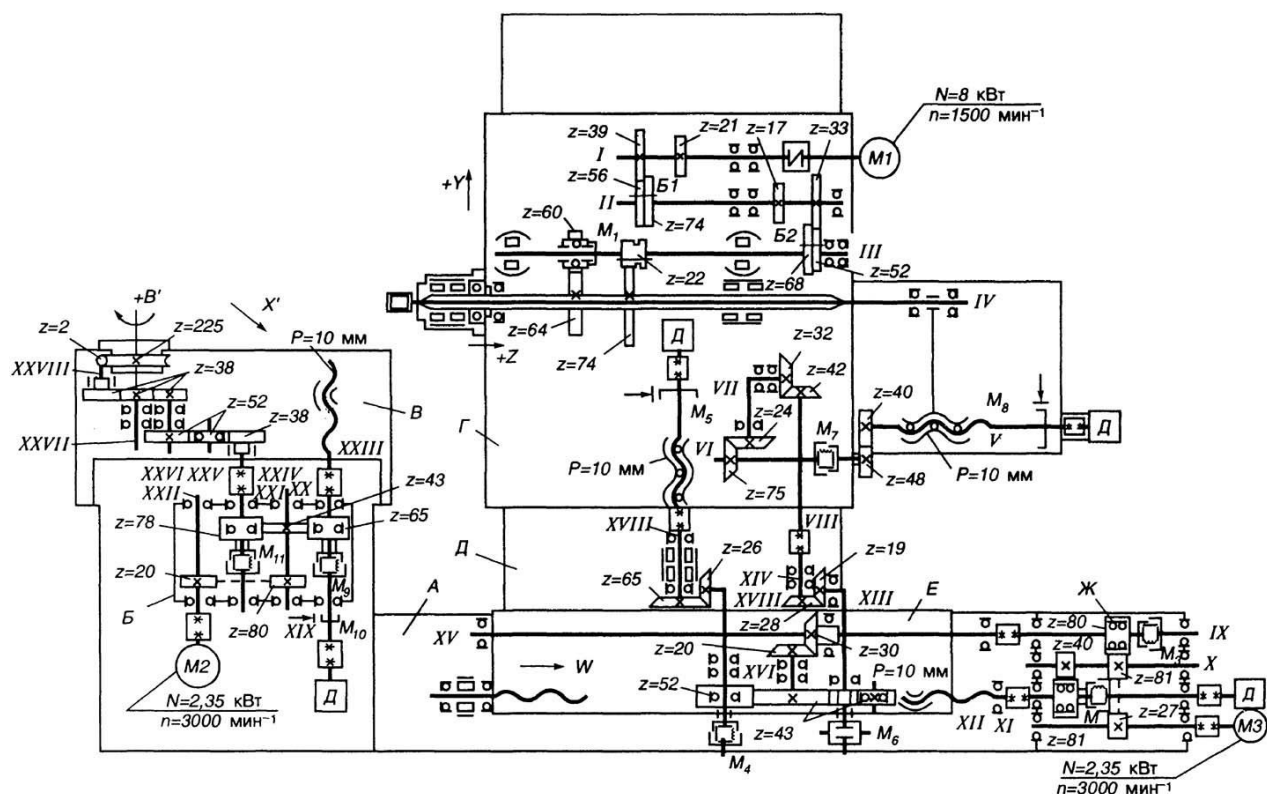


Рисунок 7 – Кинематическая схема станка модели 2611Ф2

В таблице 1 приведены основные технические характеристики станка модели 2611Ф2.

Таблица 1 – Основные технические характеристики станка модели 2611Ф2

Наименование показателя	Показатель
Диаметр выдвижного расточного шпинделя	80 мм
Наибольший диаметр растачивания	250 мм
Частота вращения шпинделя	12,5...1250 об/мин
Пределы подач стола, стойки, шпинделя, бабки и поворота стола	2...1600 мм/мин
Система устройства	замкнутая
Число управляемых осей координат (всего/ одновременно)	5/2
Дискретность отсчета по осям координат X', Y', Z'	0,01 мм
Электродвигатель привода шпинделя	8 кВт; 1500 об/мин
Ширина стола	800 мм
Класс точности станка по ГОСТ 8-82 (Н, П, В, А, С)	Н
Длина рабочей поверхности стола	900 мм
ЧПУ	П323
Габариты	4200x5700x2880 мм
Начало серийного выпуска	1972 год
Вес станка	12,8 т

3 Кинематический расчет привода главного движения

3.1 График частот вращения шпинделя

Комбинированный привод сочетает в себе ступенчатую коробку скоростей и регулируемый двигатель с тиристорным или частотным регулированием. Наибольшее распространение получили приводы, состоящие из ступенчатой коробки и электродвигателя постоянного тока с тиристорным управлением [1, с. 31].

Определяем диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

$$R_{\pi} = R_{\text{дв}} R_{\kappa},$$

где $R_{\text{дв}}$ – диапазон регулирования двигателя;

R_{κ} – диапазон регулирования коробки.

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\phi_{\kappa} = R_{\text{дв}} \phi$ [1, с. 31].

Максимальную частоту вращения шпинделя определяем по формуле [1, с. 13, 20]:

$$n_{\text{шп(max)}} = R_{\pi} n_{\text{шп(min)}},$$

где $R_{\pi} = 180$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 15 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 180 \cdot 15 = 2700 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{эф}}}{\eta},$$

где $P_{\text{эф}} = 8 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$ [1, с. 12], принимаем $\eta = 0,80$.

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{8}{0,80} = 10 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПН200L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дв}} = 48 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

Диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности [1, с. 32]:

$$R_{\text{дв(P)}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_{\text{дв(ном)}}},$$

$$R_{\text{дв(P)}} = \frac{3000}{750} = 4.$$

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [1, с. 32]:

$$R_{\text{к}} = \frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{дв(P)}}},$$

$$R_{\text{к}} = \frac{180}{4} = 45.$$

Определяем число скоростей коробки [1, с. 36]:

$$z = \frac{\lg R_{\text{п}}}{\lg R_{\text{дв(P)}}},$$

$$z = \frac{\lg 180}{\lg 4} = 3,75.$$

Принимаем $z = 4$.

Определяем число групп передач коробки скоростей при условии, что диапазон регулирования каждой группы равен 8 [1, с. 32]:

$$m = \frac{\lg R_{\text{к}}}{\lg 8},$$

$$m = \frac{\lg 45}{\lg 8} = 1,8.$$

Принимаем $m = 2$, т. е. в коробке имеем две группы передач a и b .

Определяем диапазоны регулирования групп передач при условии, что их значения для всех групп одинаковы [1, с. 32]:

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[m]{R_k},$$

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[2]{45} = 6,71.$$

Принимаем $R_m = R_r = R_a = R_b = 6,71$.

Принимаем $\varphi = 1,26$.

Величина c [1, с. 33]:

$$c = \frac{\lg R_{дв(P)}}{\lg \varphi},$$

$$c = \frac{\lg 4}{\lg 1,26} = 5,998.$$

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы [1, с. 33]:

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg \varphi} = \frac{\lg R_r}{\lg \varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 6,71}{\lg 1,26} = 8,3.$$

Принимаем $K_m = 6$, тогда принимаем $K_b = 6$, следовательно $K_a = 6$.

Тогда [1, с. 33]:

$$R_{к(ф)} = R_j \varphi^{K_m},$$

$$R_j = R_a R_b \dots R_{m-1} = R_N^e,$$

$$\varepsilon = (p_a - 1) x_a + (p_b - 1) x_b + \dots + (p_{m-1} - 1) x_{m-1},$$

$$R_{п(ф)} = R_{дв(P)} R_{к(ф)}.$$

Следовательно [1, с. 35]:

$$R_{к(ф)} = R_a \varphi^{K_b},$$

$$R_{к(ф)} = 6,71 \cdot 1,26^6 = 26,85,$$

$$R_{п(ф)} = 4 \cdot 26,85 = 107,4.$$

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определяем число K_1 , а также число K_2 [1, с. 33]:

$$K_1 = \frac{\lg(n_{\text{дв(max)}} / n_{\text{шп(max)}})}{\lg \varphi},$$

$$K_2 = \frac{\lg R_{\text{н(ф)}}}{\lg \varphi}.$$

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000/2700)}{\lg 1,26} = 0,457,$$

принимаем $K_1 \approx 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 107,4}{\lg 1,26} = 20,31,$$

принимаем $K_2 \approx 20$.

Общее число интервалов определяем по формуле [1, с. 33]:

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 1 + 20 = 21.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 22 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3550; 2800; 2240; 1800; 1400; 1120; 900; 710; 560; 450; 355; 280; 224; 180; 140; 112; 90; 71; 56; 45 и строим график частот вращения (рисунок 8).

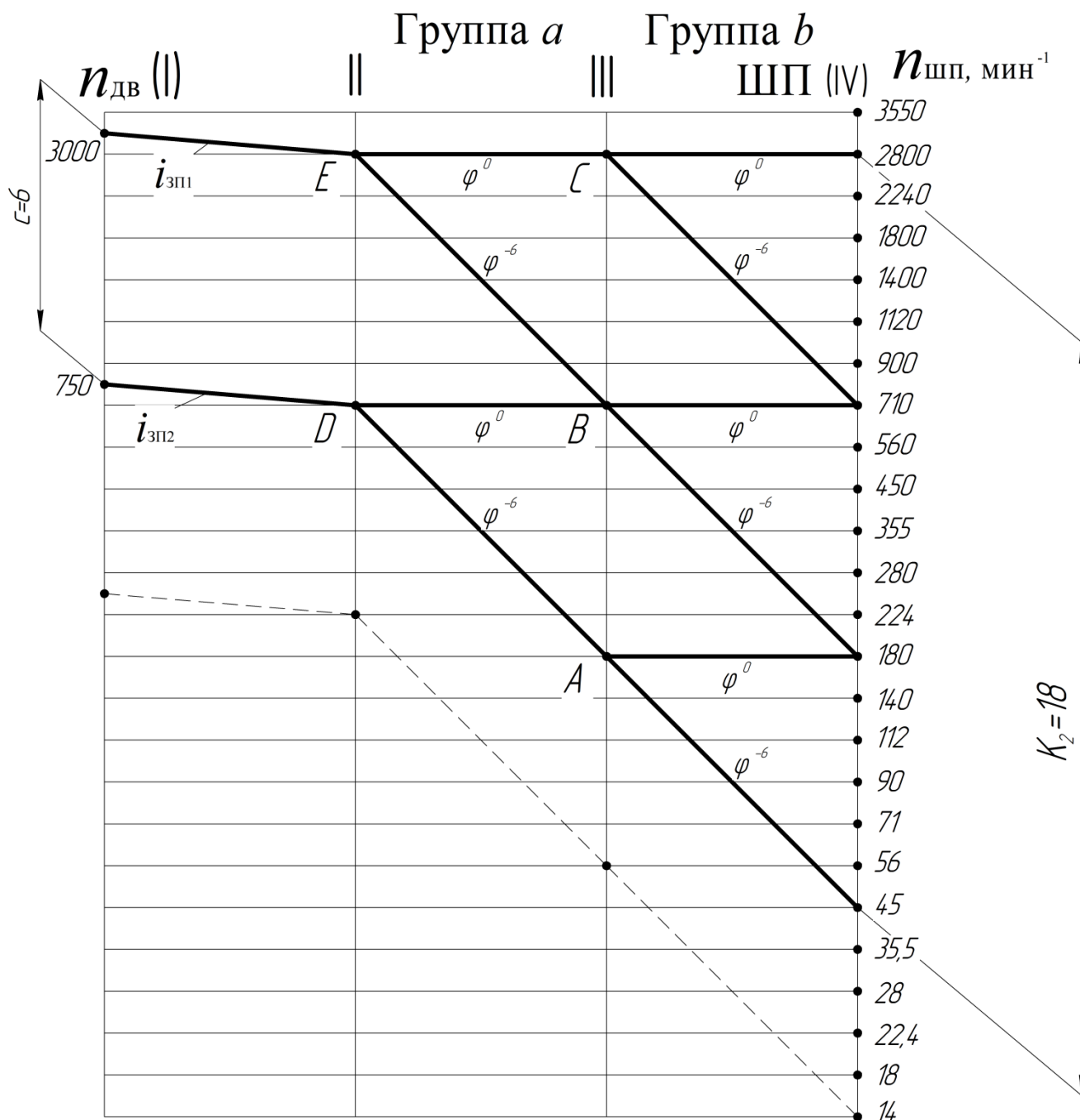


Рисунок 8 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 9 показана кинематическая схема привода главного движения проектируемого станка.

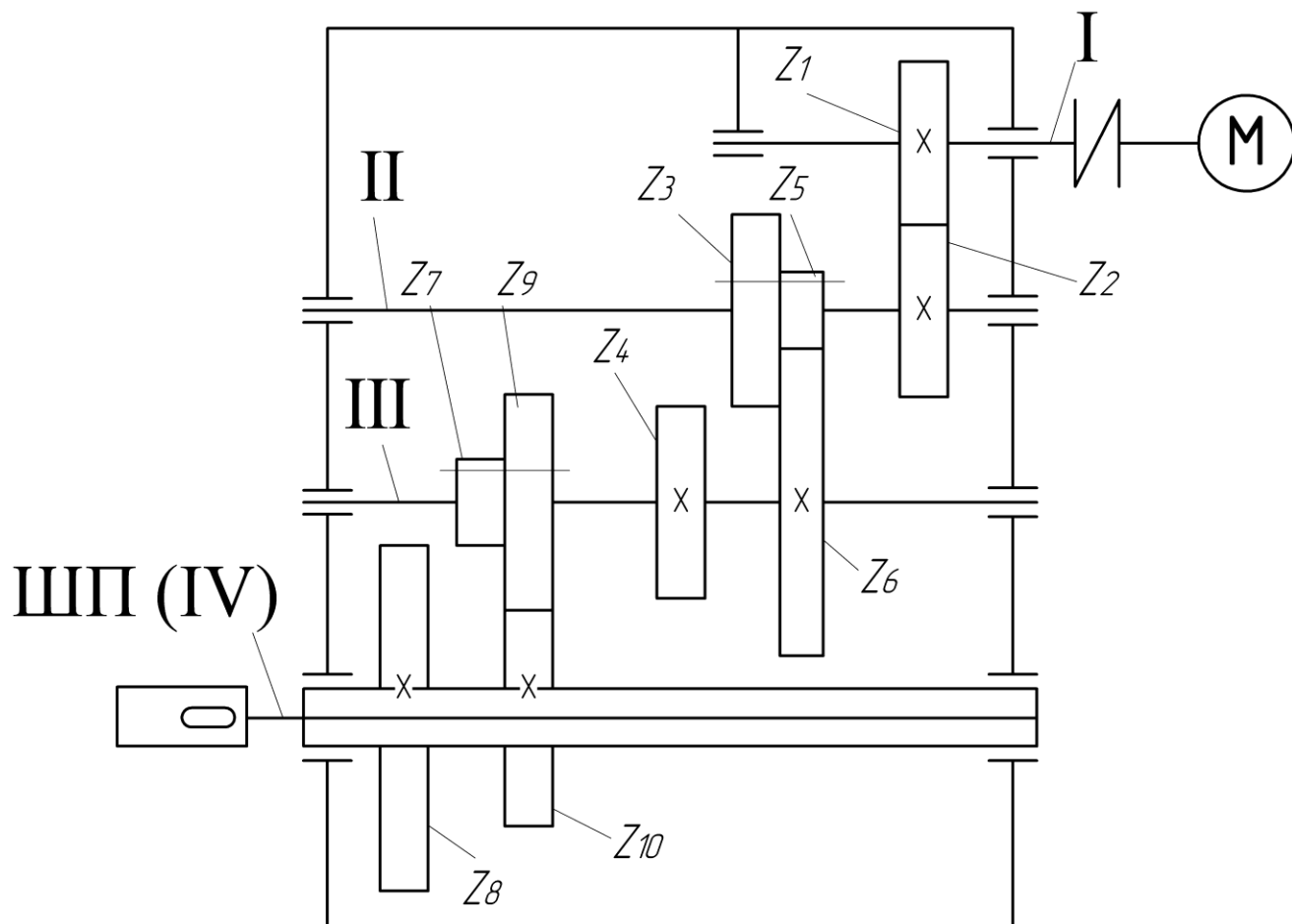


Рисунок 9 – Кинематическая схема
(предварительный вариант)

3.2 Числа зубьев в передачах

Определяем все величины передаточных отношений в коробке скоростей для переключаемых и находящихся в постоянном зацеплении зубчатых колес или ременных передач, используя график частот вращения привода.

- 1) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z1-z2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{2800} = 1,06 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z1-z2)} = \frac{750}{710} = 1,06 \quad (\text{см. рисунок 8}), \varphi^0 = 1,06 - \text{ по таблице 5 [1, с. 23],}$$

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,06$, $\sum z = 70$, $z_1 = 34$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 70 - 34 = 36.$$

2) переборная группа а:

$$z_3 - z_4: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2800}{2800} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{710}{710} = 1$$

(см. рисунок 8), $\varphi^0 = 1,26$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1$, $\sum z = 110$, $z_3 = 55$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_4 = \sum z - z_3 = 110 - 55 = 55;$$

$$z_5 - z_6: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2800}{710} = 3,94 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{710}{180} = 3,94 \text{ (см. рисунок 8), } \varphi^{-6} = 4 \text{ – по таблице 5 [1, с. 23],}$$

принимаем $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = 3,98$, $\sum z = 110$, $z_5 = 22$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_6 = \sum z - z_5 = 110 - 22 = 88;$$

3) переборная группа b:

$$z_7 - z_8: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2800}{710} = 3,94 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{710}{180} = 3,94 \text{ или } i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{180}{45} = 4 \text{ (см. рисунок 8), } \varphi^{-6} = 4 \text{ – по таблице 5 [1,}$$

с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = 3,98$, $\sum z = 110$, $z_7 = 22$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_8 = \sum z - z_7 = 110 - 22 = 88;$$

$$z_9 - z_{10}: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2800}{2800} = 1 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{710}{710} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{180}{180} = 1 \text{ (см. рисунок 8), } \varphi^0 = 1,26 \text{ – по таблице 5 [1,}$$

с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = 1$, $\sum z = 110$, $z_9 = 55$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_{10} = \sum z - z_9 = 110 - 55 = 55.$$

3.3 Кинематическая схема привода главного движения

Полученные колеса следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение [1, с. 47].

На рисунке 10 показана кинематическая схема проектируемого привода главного движения (z – числа зубьев колес).

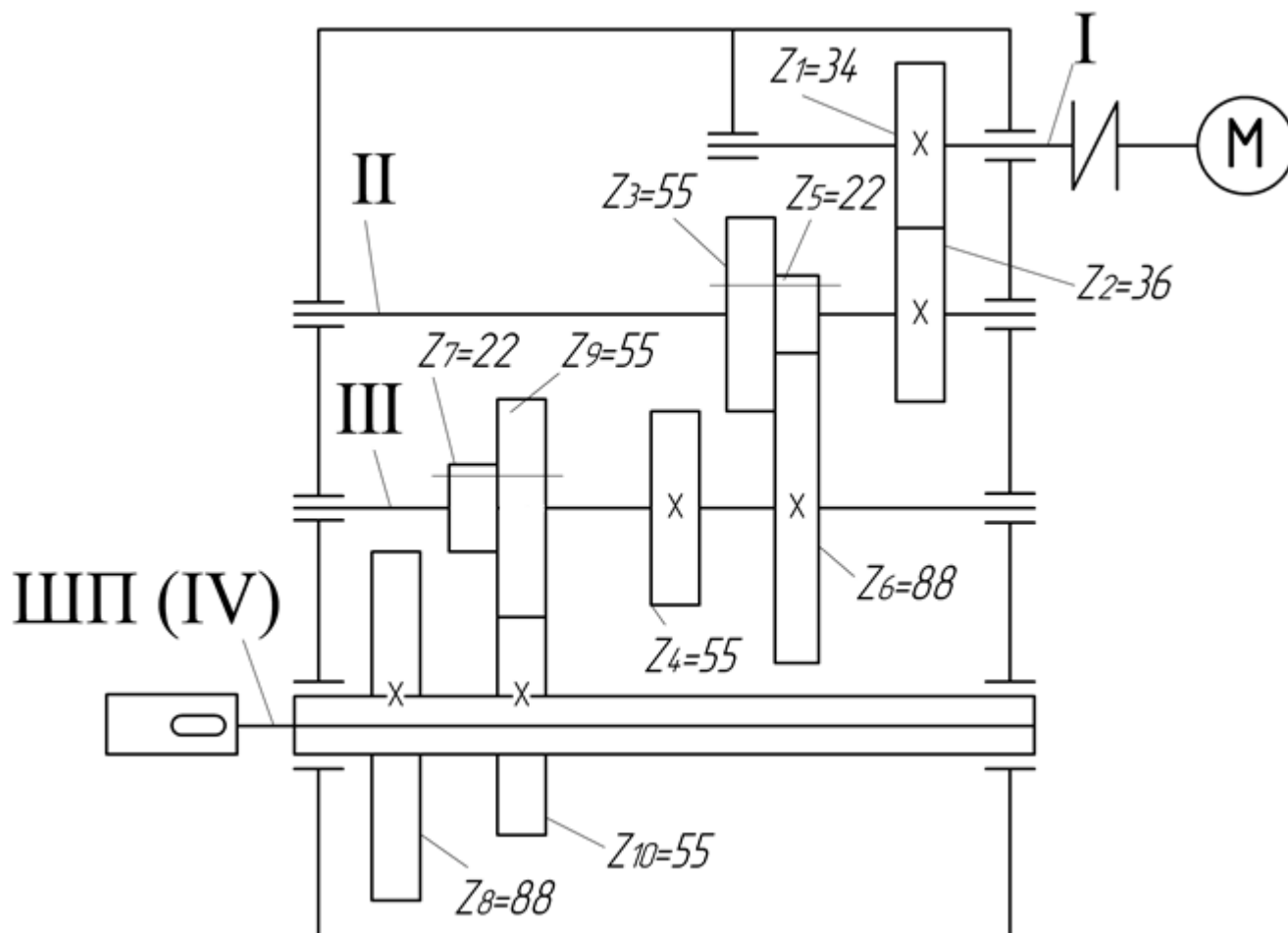


Рисунок 10 – Кинематическая схема
(окончательный вариант)

3.4 Эскизное оформление привода главного движения

3.4.1 Кинематические и силовые характеристики

Расчетная частота вращения шпинделя определяется по формуле [1, с. 39]:

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{min}} \left(R_{\text{п}}^{\frac{1}{3}} \dots R_{\text{п}}^{\frac{1}{4}} \right),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 15 \left(180^{\frac{1}{3}} \dots 180^{\frac{1}{4}} \right) = (84,7 \dots 54,9) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 71 \text{ мин}^{-1}$.

С учетом этого,

$$n_{\text{шп расч}} = 71 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{ш}} = 280 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{II}} = 1120 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 1180 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу [3, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{I}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД ременной передачи [3, с. 8, т. 1.1];

$\eta_{\text{пп}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{I}} = 11 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 10,67 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

где $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{II}} = 10,67 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 10,25 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

$$P_{\text{III}} = 10,25 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,84 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{шп (IV)}} = P_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{шп}},$$

$$P_{\text{шп (IV)}} = 9,84 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,45 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах [3, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{10,67}{1180} = 86,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{10,25}{1120} = 87,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кIII}} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = 9550 \frac{9,84}{280} = 335,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к шп (IV)}} = 9550 \frac{P_{\text{шп (IV)}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{9,45}{71} = 1271,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.4.2 Модули зубьев в передачах

Эскизная проработка развертки коробки скоростей, кинематический расчет которой был проведен ранее, начинается с предварительного определения диаметров валов и модулей зубчатых колес [1, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [1, с. 82, ф. 3]:

$$m_{\text{к}} = \frac{d_{\omega}}{z} = \frac{K_d}{z} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot (i \pm 1)}{i \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{\text{HP}}^2}},$$

$$m_{\text{из}} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}} \cdot K_{\text{F}\beta} \cdot Y_{\text{F}}}{z^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{\text{FP}}}},$$

где знак «+» соответствует внешнему зацеплению, знак «-» – внутреннему;

$m_{\text{к}}$ – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

d_{ω} – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм;

z – число зубьев меньшего колеса из пары колес, находящихся в зацеплении;

K_d – вспомогательный коэффициент, принимаемый для пары стальных прямозубых колес равным $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

M_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

ψ_{bd} – отношение ширины b венца зубчатого колеса к начальному диаметру шестерни d_o , принимается равным 0,2...0,4;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [1, с. 83–85];

$m_{из}$ – модуль, рассчитанный по напряжениям изгиба, мм;

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [1, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [1, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 12ХН3А с термообработкой: цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 330$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 34$, $i_{3п(z1-z2)} = 1,06$, $M_{кл} = 86,4$ Н·м, $K_d = 770$ МПа^{1/3}, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 330$ МПа, $Y_F = 3,78$,

$$m_k = \frac{770}{34} \cdot \sqrt[3]{\frac{86,4 \cdot 1,12 \cdot (1,06 + 1)}{1,06 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,6 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{86,4 \cdot 1,2 \cdot 3,78}{34^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 1,9 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2$ мм,

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

переборная группа a :

$z_3 - z_4$: $z_4 = 55$, $i_{3п(z3-z4)} = 1$, $M_{кш} = 335,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$,
 $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,63$,

$$m_k = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{335,6 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,57 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{335,6 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{55^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,2 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$,

$z_5 - z_6$: $z_5 = 22$, $i_{3п(z5-z6)} = 3,98$, $M_{кш} = 87,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$,
 $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$, $Y_F = 4$,

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{87,4 \cdot 1,12 \cdot (3,98+1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,15 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{87,4 \cdot 1,2 \cdot 4}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,62 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 3 \text{ мм}$.

Следовательно, для переборной группы a принимаем $m = 3 \text{ мм}$.

переборная группа b :

$z_7 - z_8$: $z_7 = 22$, $i_{3п(z7-z8)} = 3,98$, $M_{кш} = 335,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$,
 $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$, $Y_F = 4$,

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{335,6 \cdot 1,12 \cdot (3,98+1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 3,37 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{335,6 \cdot 1,2 \cdot 4}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 4,11 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 4 \text{ мм}$,

$z_9 - z_{10}$: $z_{10} = 55$, $i_{3п(z9-z10)} = 1$, $M_{кш(IV)} = 1271,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$,
 $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,63$,

$$m_k = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{1271,1 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,5 \text{ мм},$$

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1271,1 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{55^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 3,36 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

Следовательно, для переборной группы b принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

3.4.3 Диаметры валов

Определяем ориентировочно минимальные диаметры валов (диаметры под подшипники) [1, с. 86]:

$$d_i = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_i}{n_{i \min}}},$$

где $d_{i \min}$ – минимальный диаметр вала, мм;

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

n_i – частота вращения i -го вала, мин^{-1} .

Следовательно,

$$d_I = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{10,67}{1180}} = 33,9 \text{ мм},$$

принимаем $d_I = 35 \text{ мм}$,

$$d_{II} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{10,25}{1120}} = 34,02 \text{ мм},$$

принимаем $d_{II} = 35 \text{ мм}$,

$$d_{III} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,84}{280}} = 47,6 \text{ мм},$$

принимаем $d_{III} = 50 \text{ мм}$.

Минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{шп \min}$ (см. рисунок 11) [1, с. 87]:

$$d_{шп \min} = P_{дв} / (0,15 \dots 0,35),$$

где $P_{дв}$ – мощность двигателя, кВт.

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Тогда,

$$d_{\text{шп min}} = 11 / (0,15 \dots 0,35) = (73,3 \dots 31,4) \text{ мм},$$

принимаем $d_{\text{шп min}} = 125 \text{ мм}$.

Следовательно (см. рисунок 11),

$$d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 125 = (125 \dots 150) \text{ мм},$$

принимаем $d_{\text{пк}} = 125 \text{ мм}$.

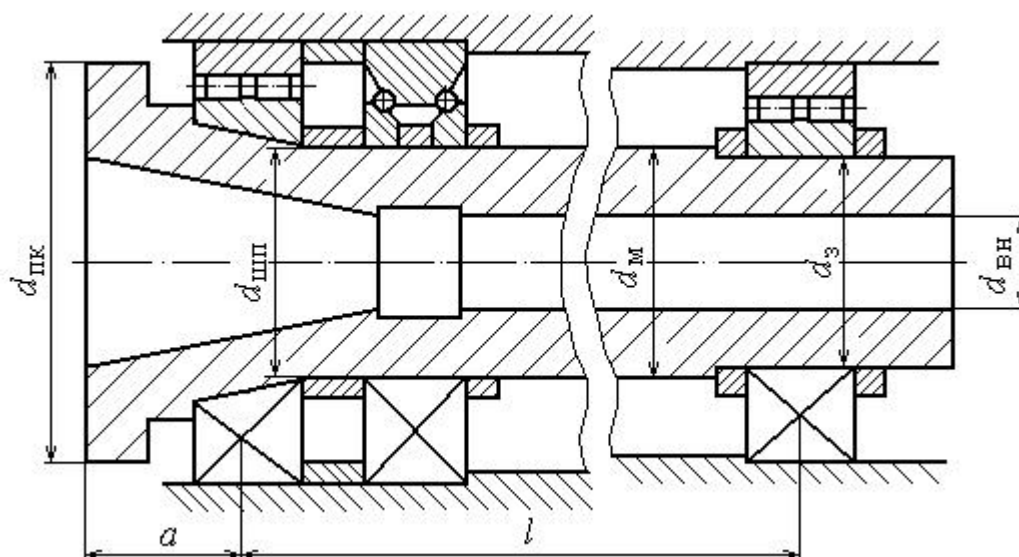


Рисунок 11 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Минимальный диаметр шпинделя (см. рисунок 11) [1, с. 88]:

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_{\text{шп min}},$$

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 125 = (112,5 \dots 125) \text{ мм},$$

принимаем $d_{\text{м min}} = 112,5 \text{ мм}$.

Минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 11) [1, с. 88]:

$$d_{\text{з min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{\text{шп min}},$$

$$d_{\text{з min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 125 = (100 \dots 112,5) \text{ мм},$$

принимаем $d_{\text{з min}} = 100 \text{ мм}$.

3.4.4 Межцентровые расстояния между валами

Межцентровые расстояния между валами определяем по формуле (см. рисунок 12) [1, с. 86]:

$$A_i = \frac{\sum z_i \cdot m_i}{2},$$

где $\sum z_i$ – сумма зубьев в i -й передаче;

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

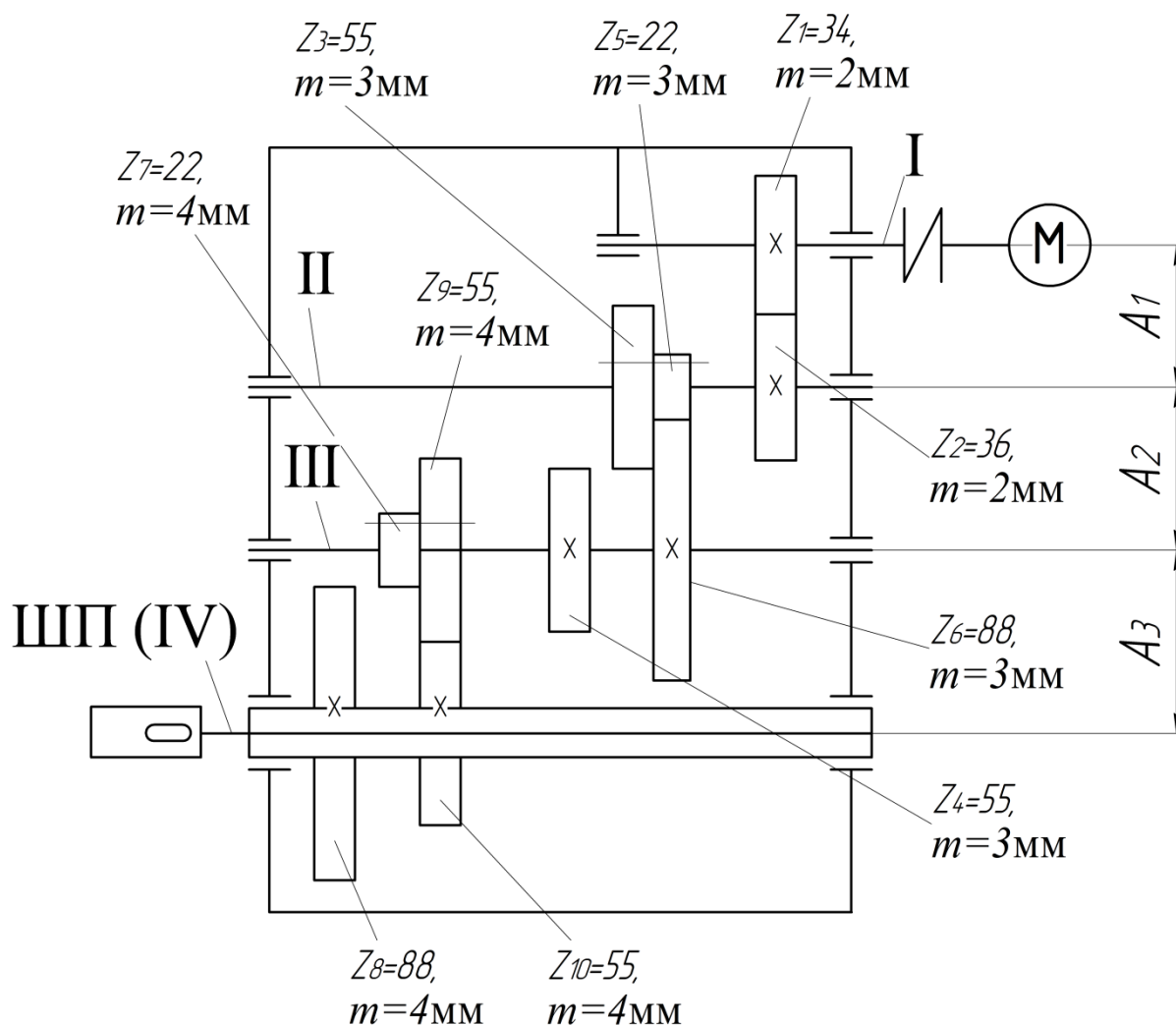


Рисунок 12 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

$$A_i = \frac{m}{2}(z_1 + z_2),$$

$$A_1 = \frac{2}{2}(34 + 36) = 70 \text{ мм} .$$

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) ,$$

$$A_2 = \frac{3}{2}(55 + 55) = \frac{3}{2}(22 + 88) = 165 \text{ мм} ,$$

$$A_3 = \frac{m}{2}(z_7 + z_8) = \frac{m}{2}(z_9 + z_{10}) ,$$

$$A_3 = \frac{4}{2}(22 + 88) = \frac{4}{2}(55 + 55) = 220 \text{ мм} .$$

3.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z ,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m ,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

$$d_f = d - 2,5m ,$$

– ширина венца колес[4]:

$$b = (8 \dots 10)m .$$

Тогда,

$$z_1 = 34 , m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 34 = 68 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 68 + 2 \cdot 2 = 72 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 68 - 2,5 \cdot 2 = 63 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 2 = (16 \dots 20) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_2 = 36, m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 36 = 72 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 72 + 2 \cdot 2 = 76 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 72 - 2,5 \cdot 2 = 67 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 2 = (16 \dots 20) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_3 = 55, m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 55 = 165 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 165 + 2 \cdot 3 = 171 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 165 - 2,5 \cdot 3 = 157,5 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3 = (24 \dots 30) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_4 = 55, m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 55 = 165 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 165 + 2 \cdot 3 = 171 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 165 - 2,5 \cdot 3 = 157,5 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3 = (24 \dots 30) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_5 = 22, m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 66 + 2 \cdot 3 = 72 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 66 - 2,5 \cdot 3 = 58,5 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3 = (24 \dots 30) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_6 = 88, m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 88 = 264 \text{ мм} ,$$

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d_a = 264 + 2 \cdot 3 = 270 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 264 - 2,5 \cdot 3 = 256,5 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3 = (24 \dots 30) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_7 = 22 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 88 + 2 \cdot 4 = 96 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 88 - 2,5 \cdot 4 = 78 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 88 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 88 = 352 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 352 + 2 \cdot 4 = 360 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 352 - 2,5 \cdot 4 = 342 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_9 = 55 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 55 = 220 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 220 + 2 \cdot 4 = 228 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 220 - 2,5 \cdot 4 = 210 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_{10} = 55 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 55 = 220 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 220 + 2 \cdot 4 = 228 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 220 - 2,5 \cdot 4 = 210 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм},$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

3.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [1, с. 89–90, т. 20].

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 13) [1, с. 89–90, т. 20]:

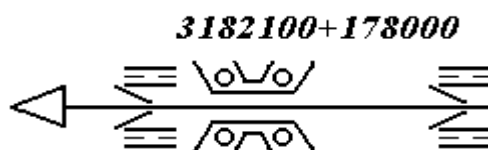


Рисунок 13 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

4 Силовой расчет привода главного движения

4.1 Расчет валов на прочность

Расчетная схема свертки модернизированной коробки скоростей представлена на рисунке 14.

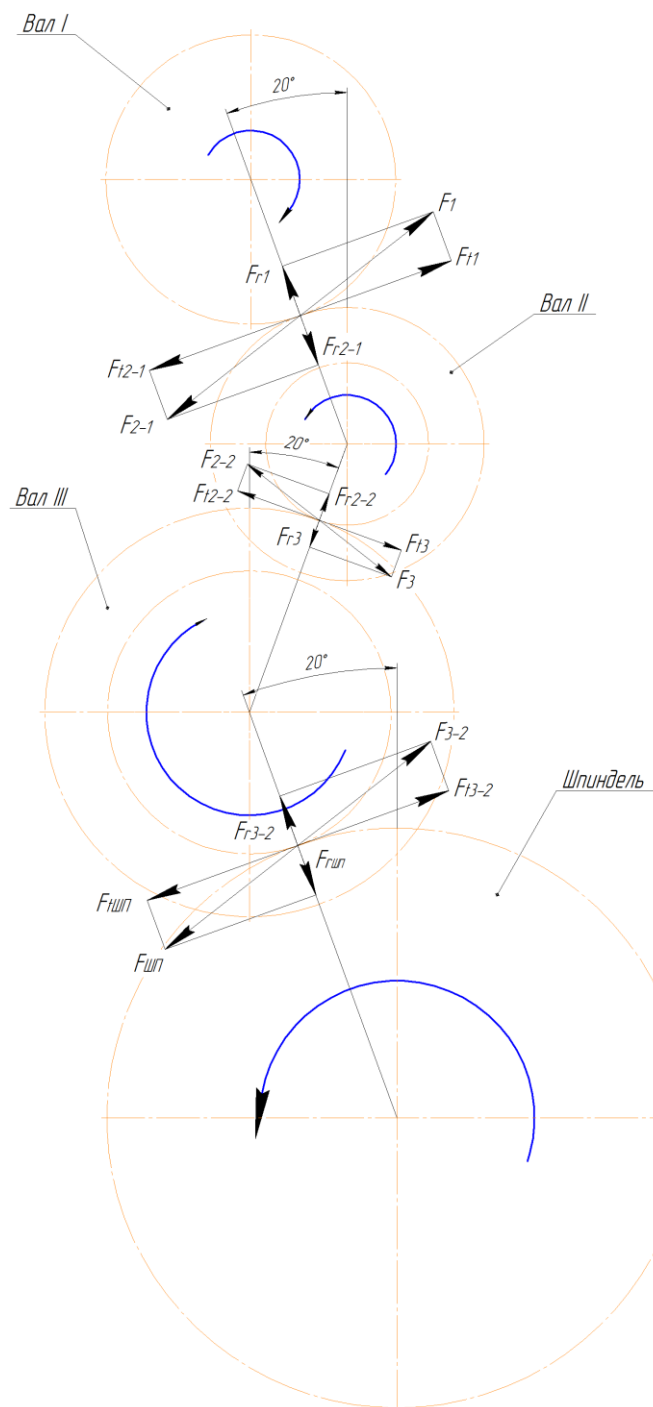


Рисунок 14 – Расчетная схема свертки модернизированной коробки скоростей

Силовой расчет заключается в определении минимально допустимого диаметра вала, а также вычислении угла наклона упругой линии и максимального прогиба.

Вычисленные значения сравниваются с допустимыми величинами на основании чего делаем вывод о правильности или неверности выполненных ранее геометрических построений.

Расчет на прочность вала I

Исходные данные для расчета вала I:

- крутящий момент на валу $M_1 = 86,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу I и находящийся в зацеплении $d_1 = 68 \text{ мм}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 37,2 \text{ мм}$; $b = 40,5 \text{ мм}$; $c = 57,3 \text{ мм}$.

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. На рисунке 15 представлена схема вала I силами зацепления действующими на вал I и вал II.

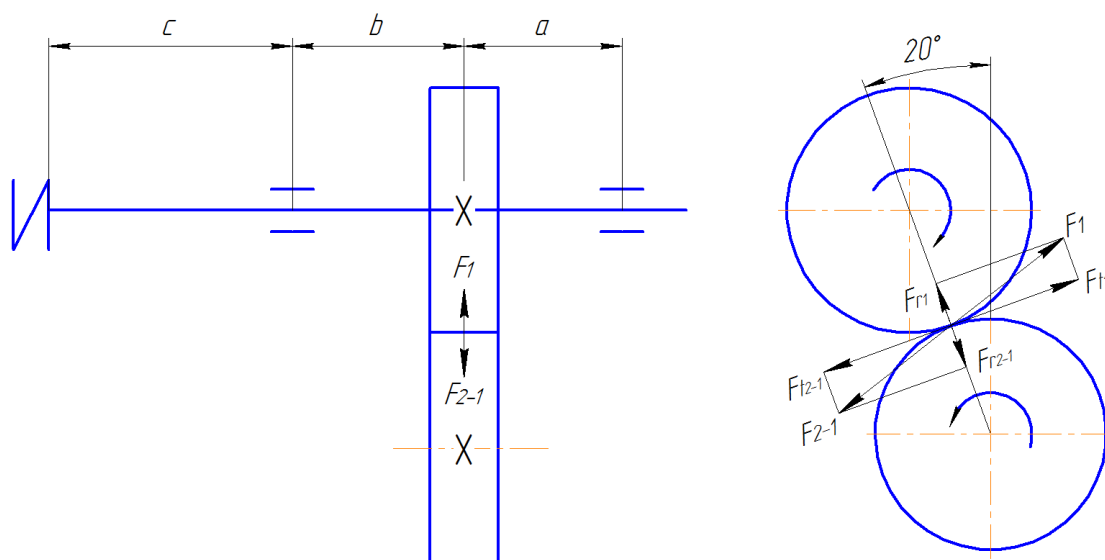


Рисунок 15 – Схема вала I с силами зацепления действующими на вал I и вал II

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Для зубчатого зацепления между валом I и валом II:

– окружная [3, с.46, ф.2.30]:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_1}{d_1} = F_{t2-1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_2}{d_{2-1}},$$

где F_{t2-1} – окружная сила в первом зацеплении у вала II;

M_2 – крутящий момент на валу II;

d_{2-1} – делительный диаметр для зубчатого колеса в первом зацеплении у вала II;

откуда,

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 86,4}{68} = 2541,18 \text{ Н.}$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

$$F_{r1} = F_{r2-1} = \frac{F_{t1} \tan 20^\circ}{\cos \beta},$$

где F_{r2-1} – радиальная сила в первом зацеплении у вала II;

$\cos \beta$ – угол наклона зубьев, так как зубья прямозубые, то $\beta = 0$.

Поэтому,

$$F_{r1} = F_{r2-1} = F_{t1} \tan 20^\circ = 2541,18 \cdot 0,364 = 925 \text{ Н.}$$

Определяем радиальную силу от муфты [3, с.116, ф.6.2]:

$$F_M = 50\sqrt{M_1},$$

$$F_M = 50\sqrt{86,4} = 464,8 \text{ Н.}$$

Для силового расчета оси X и Y проводим по направлению сил F_{t2-1} и F_{r1} соответственно (рисунок 16).

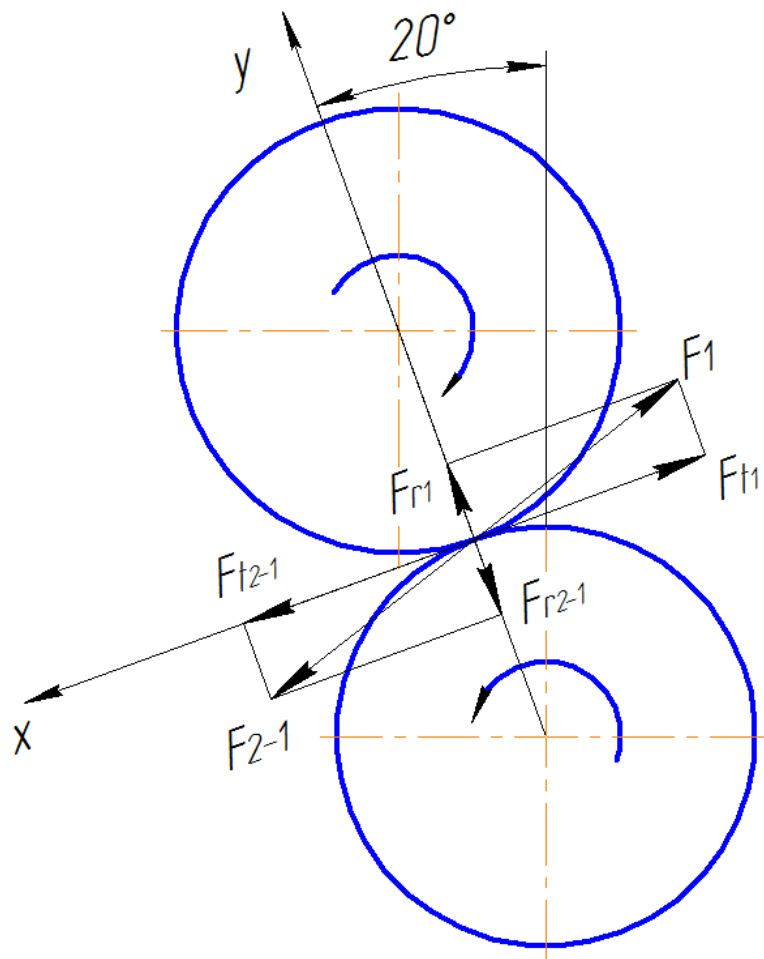


Рисунок 16 – Схема расположения осей у вала I

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I (рисунок 17).

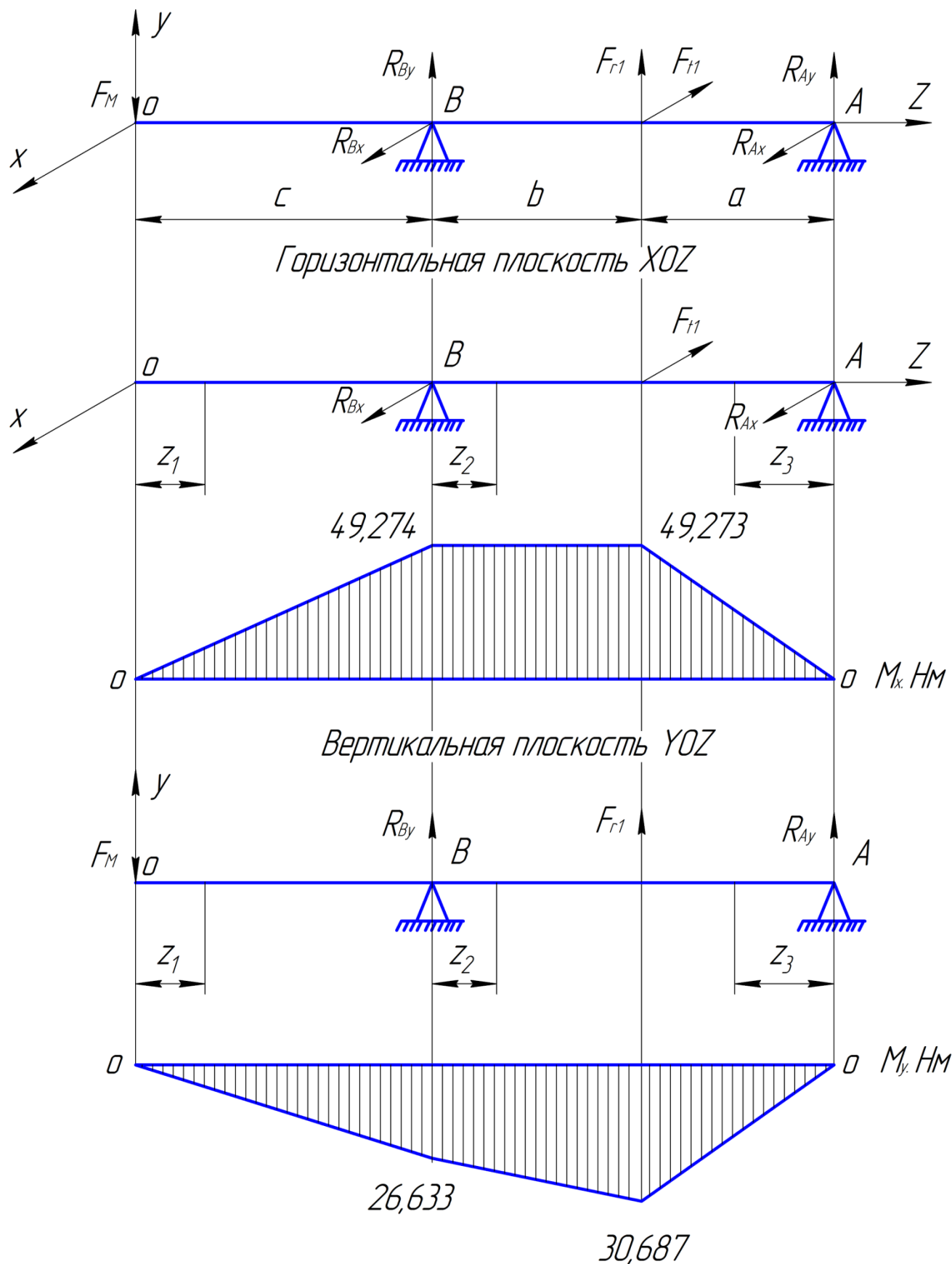


Рисунок 17 – Расчетная схема вала I

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 17):

$$\sum M_A = 0; -F_{t1} \cdot a + R_{Bx} \cdot (a + b) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot a}{a + b} = \frac{2541,18 \cdot 37,2}{37,2 + 40,5} = 1216,63 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; F_{t1} \cdot b - R_{Ax} \cdot (b + a) = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot b}{b + a} = \frac{2541,18 \cdot 40,5}{40,5 + 37,2} = 1324,55 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum Y = 0; R_{Bx} - F_{t1} + R_{Ax} = 1216,63 - 2541,18 + 1324,55 = 0;$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 17):

$$\sum M_A = 0; -F_{r1} \cdot a - R_{By} \cdot (a + b) + F_M \cdot (a + b + c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{-F_{r1} \cdot a + F_M \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{-925 \cdot 37,2 + 464,8 \cdot (37,2 + 40,5 + 57,3)}{37,2 + 40,5} = 364,71 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; F_M \cdot c + F_{r1} \cdot b + R_{Ay} \cdot (b + a) = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_M \cdot c - F_{r1} \cdot b}{b + a} = \frac{-464,8 \cdot 57,3 - 925 \cdot 40,5}{40,5 + 37,2} = -824,91 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum X = 0; R_{Ay} + F_{r1} + R_{By} - F_M = -824,91 + 925 + 364,71 - 464,8 = 0;$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 17):

I участок: $0 \leq z_1 \leq c$.

$$M_x = z_1 \cdot 0 = 0;$$

При $z_1 = 0$,

$$M_x = 0;$$

При $z_1 = c$,

$$M_x = c \cdot 0 = 0.$$

II участок: $c \leq z_2 \leq (c + b)$:

$$M_x = R_{Bx} \cdot z_2;$$

при $z_2 = 0$,

$$M_x = 0;$$

при $z_2 = b$,

$$M_x = R_{Bx} \cdot b = 1216,63 \cdot 40,5 = 49273,52 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

III участок: $0 \leq z_3 \leq a$ (с права на лево):

$$M_x = R_{Ax} \cdot z_3;$$

При $z_3 = 0$,

$$M_x = 0;$$

При $z_3 = a$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = 1324,55 \cdot 37,2 = 49273,26 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

– в вертикальной плоскости YOZ (рисунок 17):

I участок: $0 \leq z_1 \leq c$:

$$M_y = -F_M \cdot z_1 = 0;$$

При $z_1 = 0$,

$$M_y = 0;$$

При $z_1 = c$,

$$M_y = F_M \cdot c = -464,8 \cdot 57,3 = -26633,04 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$:

$$M_y = -F_M \cdot (c + z_2) + R_{By} \cdot z_2;$$

при $z_2 = 0$,

$$M_y = -F_M \cdot c = -26633,04 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

при $z_2 = b$,

$$\begin{aligned} M_y &= -F_M \cdot (c + b) + R_{By} \cdot b = -464,8 \cdot (57,3 + 40,5) + 364,71 \cdot 40,5 = \\ &= -30686,69 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

III участок: $0 \leq z_3 \leq a$ (с права на лево):

$$M_y = R_{Ay} \cdot z_3;$$

При $z_3 = 0$,

$$M_y = 0;$$

При $z_3 = a$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -824,91 \cdot 37,2 = -30686,66 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под зубчатым колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} = \sqrt{(49273,52)^2 + (-30686,69)^2} = 58047,8 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, $[\sigma] = 320 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба. Момент сопротивления в опасном сечении [2, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 M_{кр}^2}}{[\sigma]},$$

где $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м;

$[\sigma]$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа:

$$W = \frac{\sqrt{58,0478^2 + 0,5 \cdot 86,4^2}}{320} \cdot 10^3 = 263,35 \text{ мм}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}},$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 263,35}{3,14}} = 13,9 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Расчет на прочность вала II

Исходные данные для расчета вала II:

$$M_2 = 87,4 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_{2-2} = 66 \text{ мм}; a = 39,8 \text{ мм}; b = 36,4 \text{ мм}; c = 498,7 \text{ мм}.$$

Определяем силы в зацеплении, необходимые для расчета валов. На рисунке 18 представлена схема вала II с силами зацепления действующими на вал II во втором зацеплении и вал III.

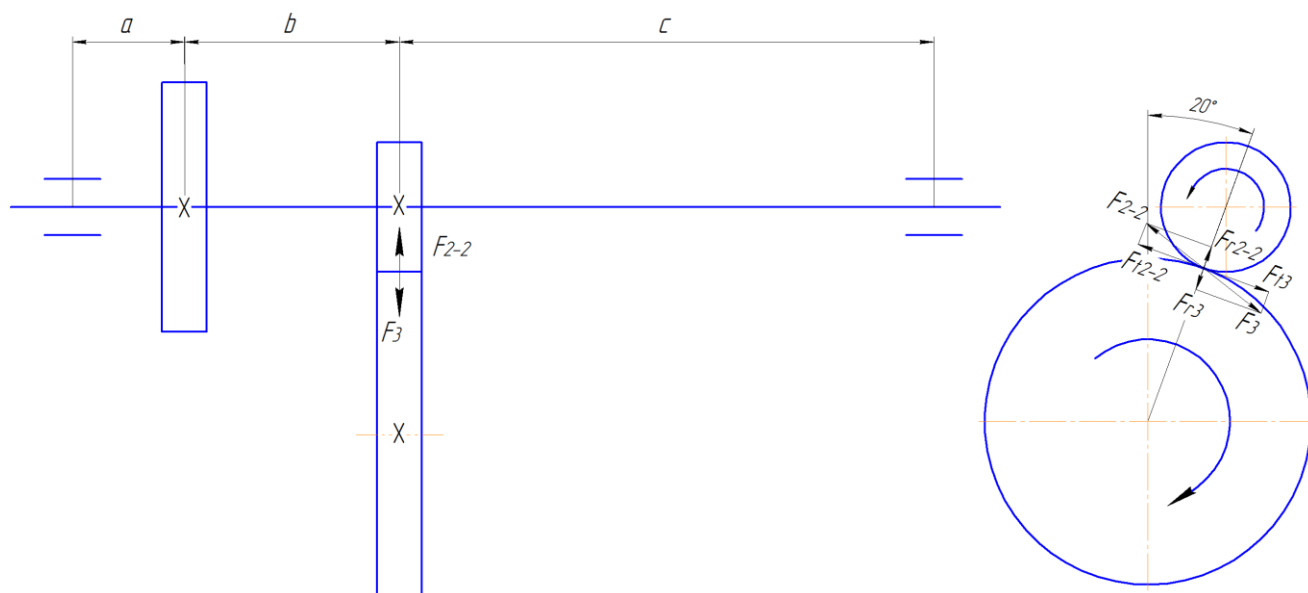


Рисунок 18 – Схема вала II с силами зацепления действующими на вал II, во втором зацеплении и вал III

Для зубчатого зацепления между валом II и валом III:

– окружная [3, с.46, ф.2.30]:

$$F_{t2-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_2}{d_{2-2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_3}{d_3},$$

$$F_{t2-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 87,4}{66} = 2648,48 \text{ Н};$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

$$F_{r2-2} = F_{r3} = \frac{F_{t2-2} \tan 20^\circ}{\cos \beta},$$

где $\cos \beta$ – угол наклона зубьев, так как зубья прямозубые, то $\beta = 0$.

Поэтому,

$$F_{r2-2} = F_{r3} = F_{t2-2} \tan 20^\circ = 2648,48 \cdot 0,364 = 911,1 \text{ Н}.$$

Для силового расчета оси X и Y проводим по направлению сил F_{t2-2} и F_{r2-2} соответственно (рисунок 19).

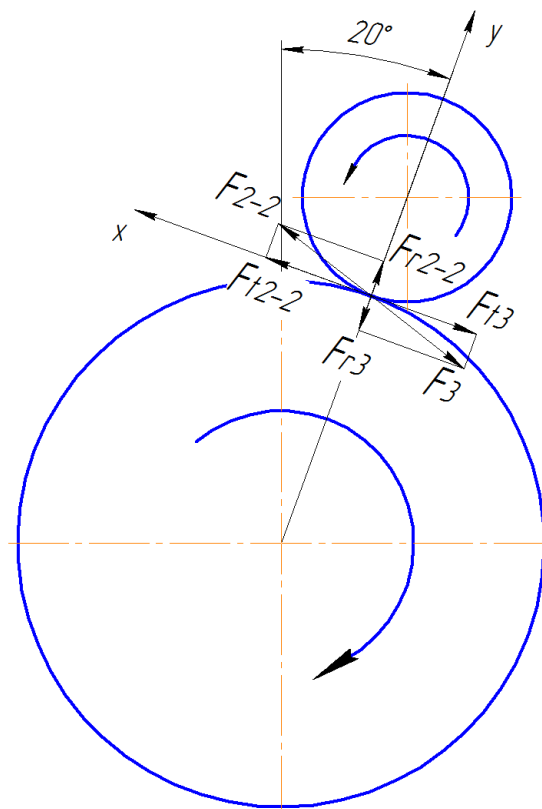


Рисунок 19 – Схема расположения осей у вала II

Проецируем силы F_{t2-1} , F_{2-1} , F_{r2-1} относительно оси вала II (рисунок 20).

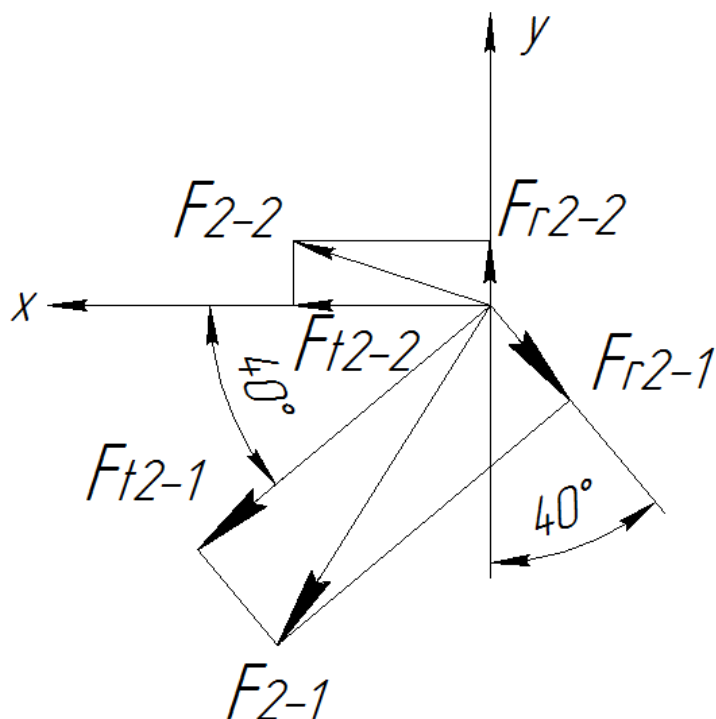


Рисунок 20 – Схема расположения сил вала II

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Для того что бы найти силы F_{x2-1} и F_{y2-1} проецируем их составляющие F_{t2-1} и F_{r2-1} на оси X и Y:

$$F_{rx2-1} = -F_{r2-1} \cdot \cos 40 = -925 \cdot 0,766 = -708,55 \text{ Н},$$

$$F_{ty2-1} = -F_{r2-1} \cdot \sin 40 = -925 \cdot 0,643 = -594,78 \text{ Н},$$

$$F_{tx2-1} = F_{t2-1} \cdot \cos 40 = 2541,18 \cdot 0,766 = 1946,54 \text{ Н},$$

$$F_{ty2-1} = -F_{t2-1} \cdot \sin 40 = -2541,18 \cdot 0,643 = -1633,98 \text{ Н}.$$

Тогда силы F_{x2-1} и F_{y2-1} будут равны:

$$F_{x2-1} = F_{rx2-1} + F_{tx2-1} = -708,55 + 1946,54 = 1238 \text{ Н},$$

$$F_{y2-1} = F_{ry2-1} + F_{ty2-1} = -594,78 - 1633,98 = -2228,76 \text{ Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 21).

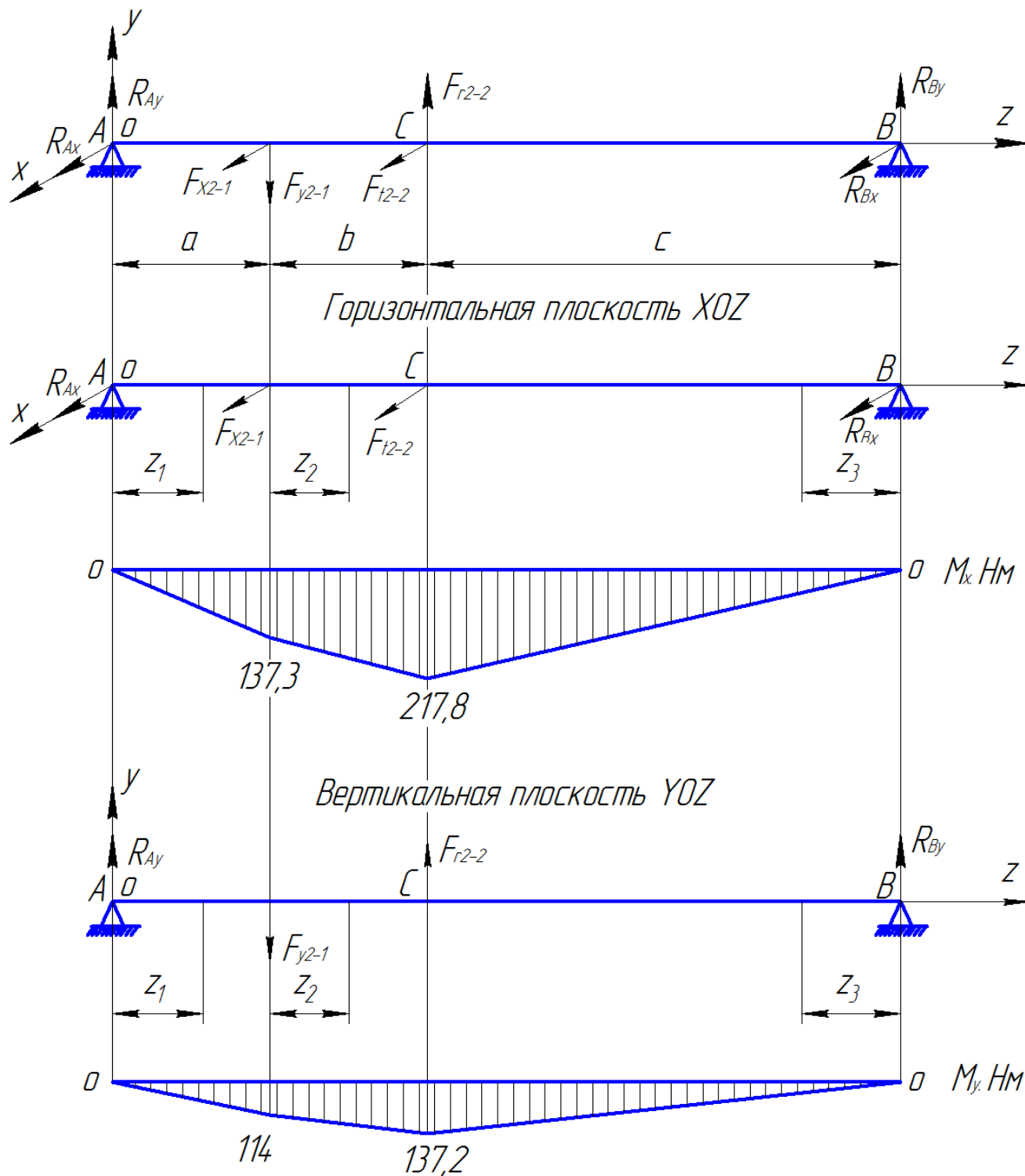


Рисунок 21 – Расчетная схема вала II

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 21):

$$\sum M_A = 0; F_{x2-1} \cdot a + F_{t2-2} \cdot (a+b) + R_{Bx} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{-F_{t2-2} \cdot (a+b) - F_{x2-1} \cdot a}{a+b+c} = \frac{-2648,48 \cdot (39,8+36,4) - 1238 \cdot 39,8}{39,8+36,4+498,7} = -436,75 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -R_{Ax} \cdot (a+b+c) - F_{x2-1} \cdot (b+c) - F_{t2-2} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{x2-1} \cdot (b+c) - F_{t2-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{-1238 \cdot (36,4+498,7) - 2648,48 \cdot 498,7}{39,8+36,4+498,7} = -3449,73 \text{ Н.}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; R_{Ax} + F_{t2-2} + F_{x2-1} + R_{Bx} = -3449,73 + 2648,48 + 1238 - 436,75 = 0.$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 21):

$$\sum M_A = 0; -F_{y2-1} \cdot a + F_{r2-2} \cdot (a+b) + R_{By} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{y2-1} \cdot a - F_{r2-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-2228,76 \cdot 39,8 - 911,1 \cdot (39,8+36,4)}{39,8+36,4+498,7} = -275,1 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -R_{Ay} \cdot (a+b+c) + F_{y2-1} \cdot (b+c) - F_{r2-2} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{y2-1} \cdot (b+c) - F_{r2-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{-2228,76 \cdot (36,4+498,7) - 911,1 \cdot 498,7}{39,8+36,4+498,7} = -2864,8 \text{ Н.}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; R_{Ay} - F_{y2-1} + F_{r2-2} + R_{By} = -2864,8 + 2228,76 + 911,1 - 275,1 = 0.$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 21):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$:

$$M_x = R_{Ax} \cdot z_1 = 0;$$

При $z_1 = 0$,

$$M_x = 0;$$

При $z_1 = a$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = -3449,73 \cdot 39,8 = -137299,26 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$:

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) + F_{x2-1} \cdot z_2;$$

при $z_2 = 0$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = -137299,26 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

при $z_2 = b$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+b) + F_{x2-1} \cdot b = -3449,73 \cdot (39,8+36,4) + 1238 \cdot 36,4 =$$

$$= -217806,23 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

III участок: $0 \leq z_3 \leq c$ (с права на лево):

$$M_x = R_{Bx} \cdot z_3;$$

При $z_3 = 0$,

$$M_x = 0;$$

При $z_3 = c$,

$$M_x = R_{Bx} \cdot c = -436,75 \cdot 498,7 = -217807,23 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

– в вертикальной плоскости YOZ (рисунок 21):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$:

$$M_y = R_{Ay} \cdot z_1 = 0;$$

При $z_1 = 0$,

$$M_y = 0;$$

При $z_1 = a$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -2864,8 \cdot 39,8 = -114019 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$:

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) - F_{r2-1} \cdot z_2;$$

при $z_2 = 0$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -114019 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

при $z_2 = b$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+b) - F_{y2-1} \cdot b = -2864,8 \cdot (39,8+36,4) + 2228,76 \cdot 36,4 =$$

$$= -137170,89 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

III участок: $0 \leq z_3 \leq c$ (с права на лево):

$$M_y = R_{By} \cdot z_3;$$

При $z_3 = 0$,

$$M_y = 0;$$

При $z_3 = c$,

$$M_y = R_{By} \cdot c = -182,91 \cdot 498,7 = -91217,22 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под вторым зубчатым зацеплением:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} = \sqrt{(-217807,23)^2 + (-137170,89)^2} = 257402,1 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, $[\sigma]=320\text{МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Тогда,

$$W = \frac{\sqrt{257,4^2 + 0,5 \cdot 87,4^2}}{320} \cdot 10^3 = 827,24 \text{ мм}^3,$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 827,24}{3,14}} = 20,4 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Расчет на прочность вала III

Исходные данные для расчета вала III:

$$M_3 = 335,6 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_{3-2} = 88 \text{ мм}; a = 116,2 \text{ мм}; b = 313 \text{ мм}; c = 183,8 \text{ мм}.$$

На рисунке 22 представлена схема с силами зацепления действующими на вал III и вал II во втором зацеплении.

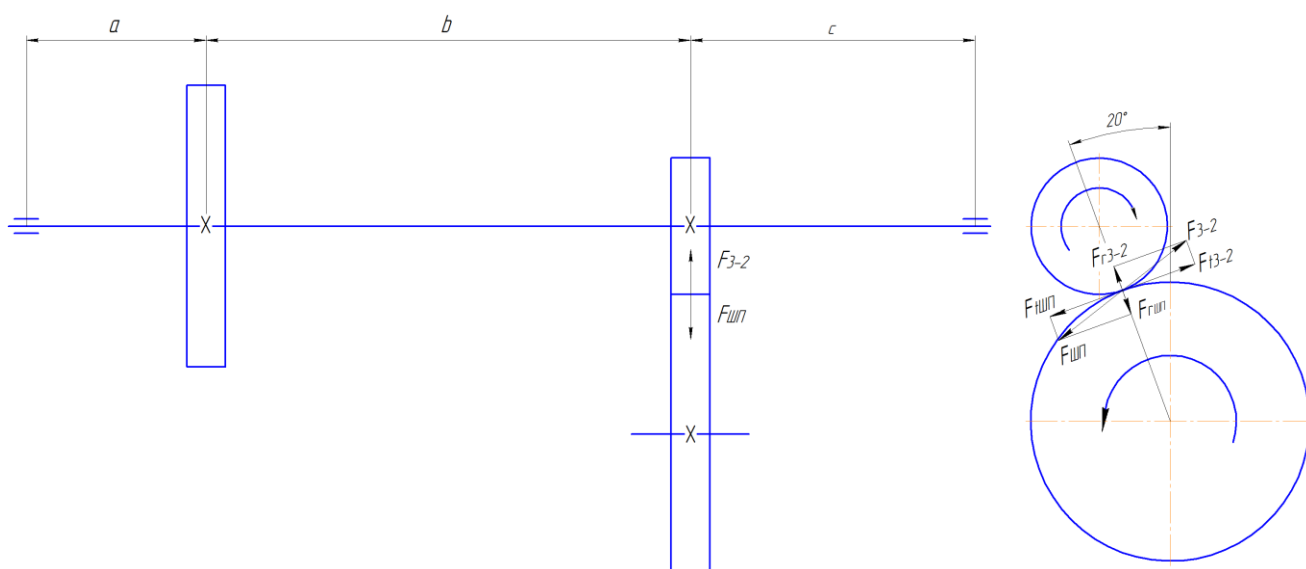


Рисунок 22 – Схема с силами зацепления действующими на вал III и вал II во втором зацеплении

Для зубчатого зацепления между валом III и шпинделем:

– окружная [3, с.46, ф.2.30]:

$$F_{t3-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_3}{d_{3-2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\text{шп}}}{d_{\text{шп}}},$$

$$F_{t3-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 335,6}{88} = 7627,27 \text{ Н};$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

$$F_{r3-2} = F_{r\text{шп}} = \frac{F_{t3-2} \tan 20^\circ}{\cos \beta},$$

поэтому,

$$F_{r3-2} = F_{r\text{шп}} = F_{t3-2} \tan 20^\circ = 7627,27 \cdot 0,364 = 2776,33 \text{ Н}.$$

Для силового расчета оси X и Y проводим по направлению сил $F_{t\text{шп}}$ и F_{r3-2} соответственно (рисунок 23).

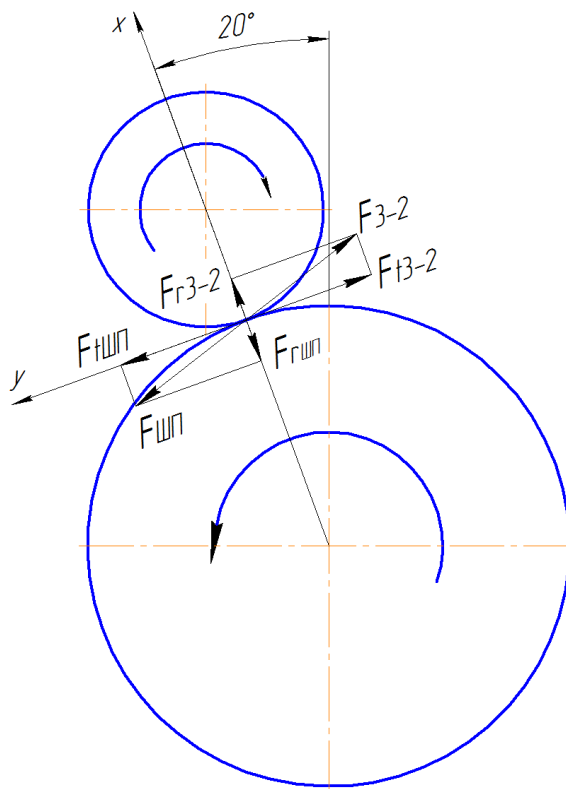


Рисунок 23 – Схема расположения осей у вала III

Проецируем силы F_{t3-1} , F_{3-1} , F_{r3-1} относительно оси вала III (рисунок 24).

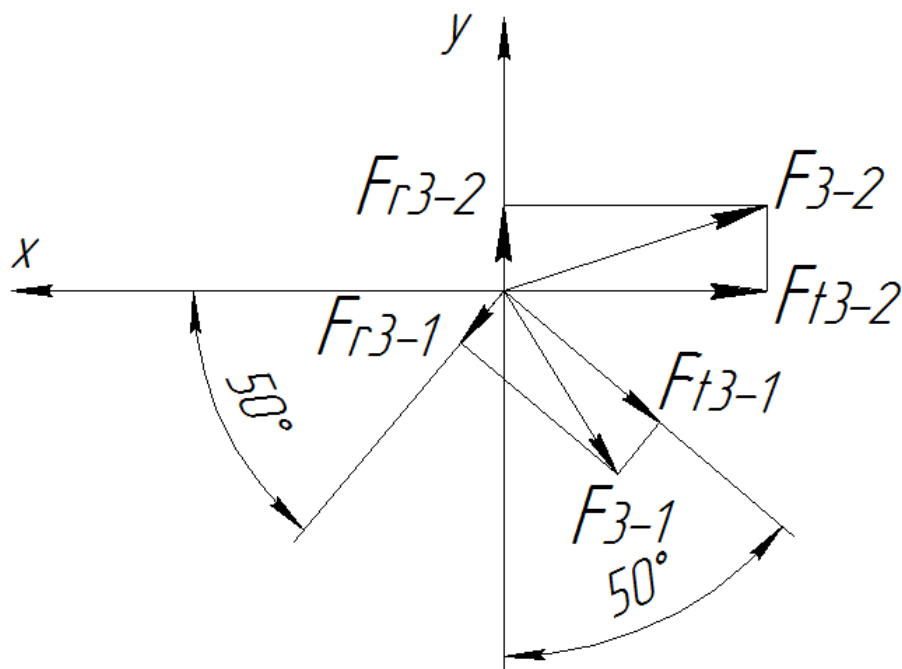


Рисунок 24 – Схема расположения сил вала III

Для того что бы найти силы F_{x3-1} и F_{y3-1} проецируем их составляющие F_{tx3-1} и F_{ty3-1} на оси X и Y:

$$F_{rx3-1} = F_{r3-1} \cdot \cos 50 = 911,1 \cdot 0,643 = 585,84 \text{ Н},$$

$$F_{ty3-1} = -F_{r3-1} \cdot \sin 50 = -911,1 \cdot 0,766 = -697,9 \text{ Н},$$

$$F_{tx3-1} = -F_{t3-1} \cdot \sin 50 = -2648,48 \cdot 0,766 = -2028,7 \text{ Н},$$

$$F_{ty3-1} = -F_{t3-1} \cdot \cos 50 = -2648,48 \cdot 0,643 = -1702,97 \text{ Н}.$$

Тогда силы F_{x3-1} и F_{y3-1} будут равны:

$$F_{x3-1} = F_{rx3-1} + F_{tx3-1} = 585,84 - 2028,7 = -1442,86 \text{ Н},$$

$$F_{y3-1} = F_{ry3-1} + F_{ty3-1} = -697,9 - 1702,97 = -2400,9 \text{ Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала III (рисунок 25).

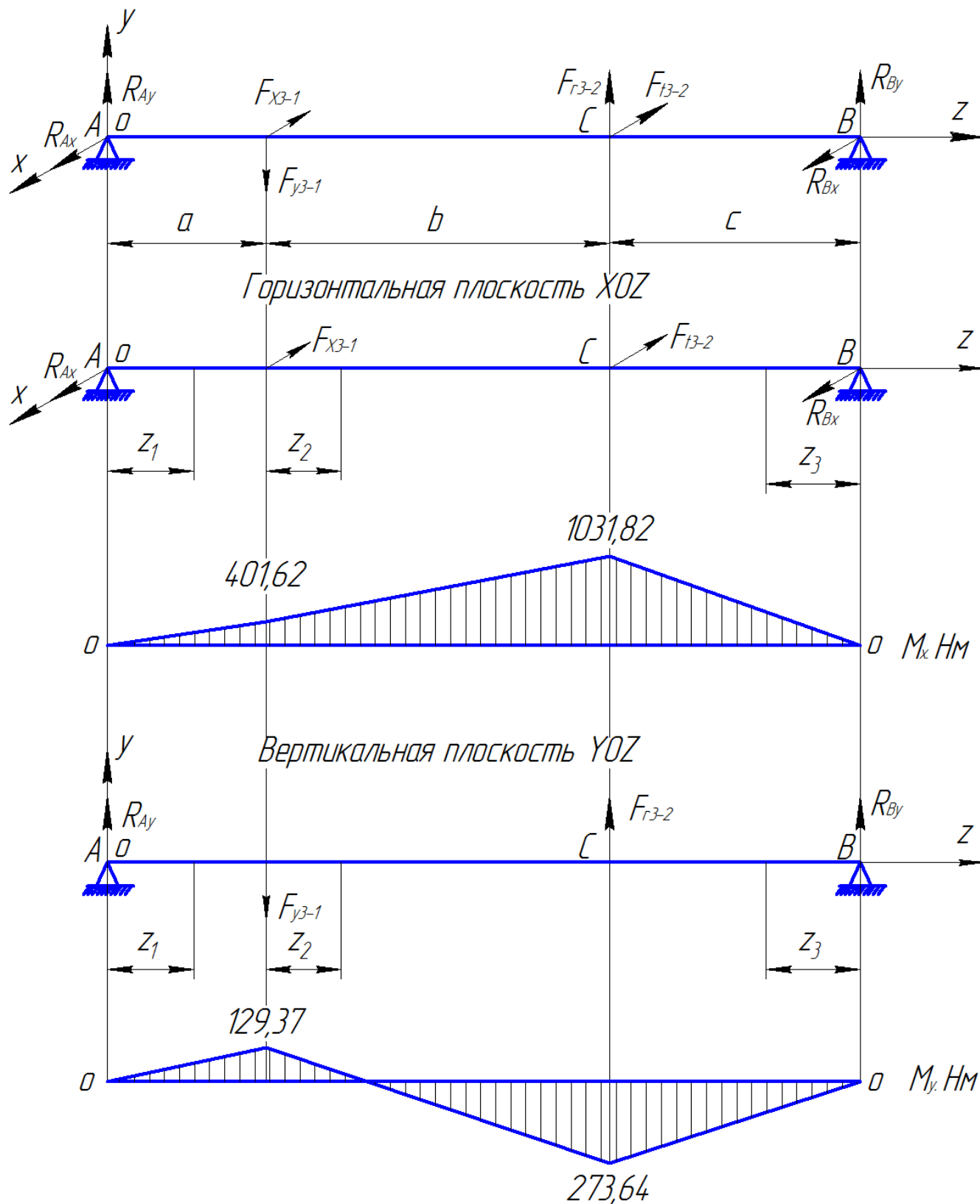


Рисунок 25 – Расчетная схема вала III

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 25):

$$\sum M_A = 0; -F_{x3-1} \cdot a - F_{t3-2} \cdot (a+b) + R_{Bx} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t3-2} \cdot (a+b) + F_{x3-1} \cdot a}{a+b+c} = \frac{7627,27 \cdot (116,2+313) + 1442,86 \cdot 116,2}{116,2+313+183,8} = 5613,84 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -R_{Ax} \cdot (a+b+c) + F_{x3-1} \cdot (b+c) + F_{t3-2} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{x3-1} \cdot (b+c) + F_{t3-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{1442,86 \cdot (313+183,8) + 7627,27 \cdot 183,8}{116,2+313+183,8} = 3456,29 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; R_{Ax} - F_{t3-2} - F_{x3-1} + R_{Bx} = 3456,29 - 7627,27 - 1442,86 + 5613,84 = 0.$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 25):

$$\sum M_A = 0; -F_{y3-1} \cdot a + F_{r3-2} \cdot (a+b) + R_{By} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{y3-1} \cdot a - F_{r3-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{2400,9 \cdot 116,2 - 2776,33 \cdot (116,2+313)}{116,2+313+183,8} = -1488,77 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -R_{Ay} \cdot (a+b+c) + F_{y3-1} \cdot (b+c) - F_{r3-2} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{y3-1} \cdot (b+c) - F_{r3-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{2400,9 \cdot (313+183,8) - 2776,33 \cdot 183,8}{116,2+313+183,8} = 1113,34 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; R_{Ay} - F_{y3-1} + F_{r3-2} + R_{By} = 1113,34 - 2400,9 + 2776,33 - 1488,77 = 0.$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 25):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$:

$$M_x = R_{Ax} \cdot z_1 = 0;$$

При $z_1 = 0$,

$$M_x = 0;$$

При $z_1 = a$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = 3456,29 \cdot 116,2 = 401620,898 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$:

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) - F_{x3-1} \cdot z_2;$$

при $z_2 = 0$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = 401620,898 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

при $z_2=b$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+b) - F_{x3-1} \cdot b = 3456,29 \cdot (116,2+313) - 1442,86 \cdot 313 = 1031824,488 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

III участок: $0 \leq z_3 \leq c$ (с права на лево):

$$M_x = R_{Bx} \cdot z_3;$$

При $z_3=0$,

$$M_x = 0;$$

При $z_3=c$,

$$M_x = R_{Bx} \cdot c = 5613,84 \cdot 183,8 = 1031823,79 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

– в вертикальной плоскости YOZ (рисунок 25):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$:

$$M_y = R_{Ay} \cdot z_1 = 0;$$

При $z_1=0$,

$$M_y = 0;$$

При $z_1=a$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = 1113,34 \cdot 116,2 = 129370,11 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$:

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) - F_{y3-1} \cdot z_2;$$

при $z_2=0$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = 129370,11 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

при $z_2=b$,

$$\begin{aligned} M_y &= R_{Ay} \cdot (a+b) - F_{y3-1} \cdot b = 1113,34 \cdot (116,2+313) - 2400,9 \cdot 313 = \\ &= -273636,17 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

III участок: $0 \leq z_3 \leq c$ (с права на лево):

$$M_y = R_{By} \cdot z_3;$$

При $z_3=0$,

$$M_y = 0;$$

При $z_3=c$,

$$M_y = R_{By} \cdot c = -1488,77 \cdot 183,8 = -273635,93 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под вторым зубчатым зацеплением:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} = \sqrt{(1031824,488)^2 + (-273636,17)^2} = 1067490 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Тогда,

$$W = \frac{\sqrt{1067,5^2 + 0,5 \cdot 335,6^2}}{320} \cdot 10^3 = 3417,37 \text{ мм}^3,$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3417,37}{3,14}} = 32,66 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

Расчет на прочность вала IV

Исходные данные для расчета вала IV:

$$M_4 = 1271,1 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_4 = 352 \text{ мм}; a = 98,9 \text{ мм}; b = 327,5 \text{ мм}; c = 180 \text{ мм}.$$

На рисунке 26 представлена схема с силами зацепления действующим на вал IV.

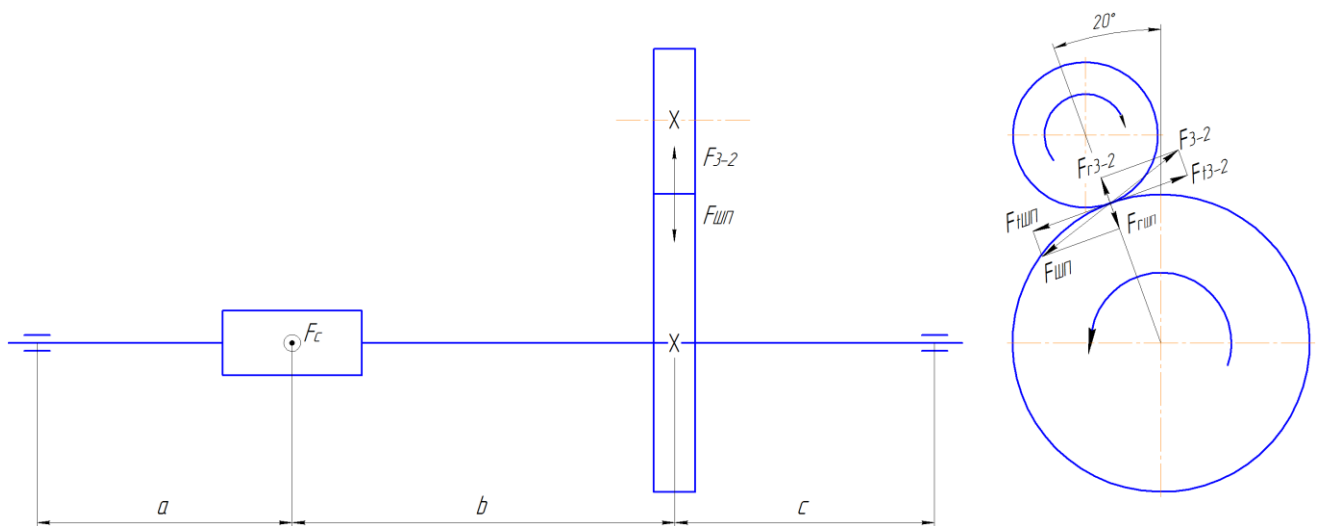


Рисунок 26 – схема с силами зацепления действующими на вал V

Сила соединения внутренней части шпинделя со внешней (рисунок 27):

$$F_c = \frac{M_{\text{шп}}}{d},$$

где $M_{\text{шп}}$ – крутящий момент на шпинделе;

d – расстояние от центра шпинделя до силы F_c ,

тогда,

$$F_c = \frac{1271,1}{0,046} = 27\,633 \text{ Н.}$$

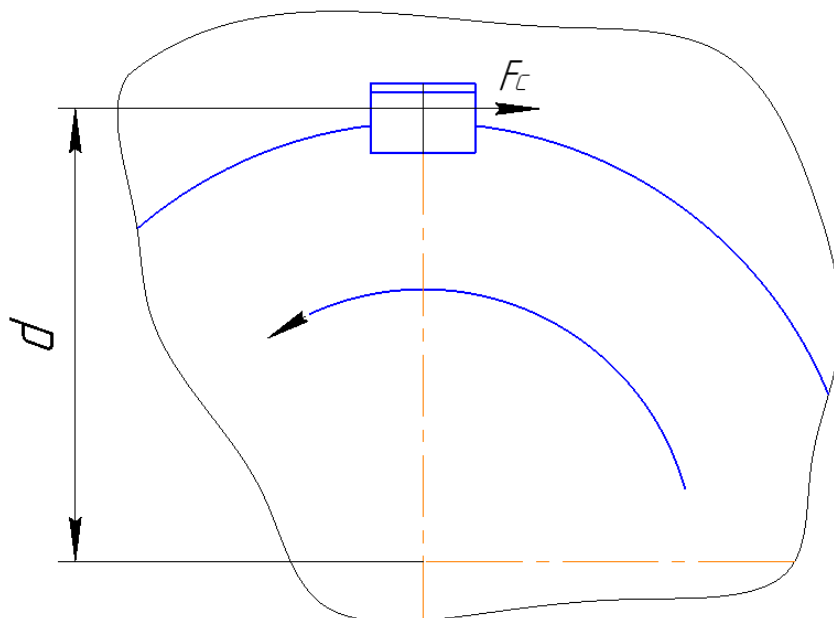


Рисунок 27 – Схема соединения внутренней части шпинделя со внешней

Для зубчатого зацепления между валом III и шпинделем:

– окружная [3, с.46, ф.2.30]:

$$F_{t\text{шп}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1271,1}{352} = 7627,27 \text{ Н;}$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

$$F_{r\text{шп}} = \frac{F_{t\text{шп}} \tan 20^\circ}{\cos \beta},$$

где $F_{r\text{шп}}$ – радиальная сила в первом зацеплении у шпинделя;

$\cos \beta$ – угол наклона зубьев, так как зубья прямозубые, то $\beta = 0$.

Поэтому,

$$F_{r\text{шп}} = F_{t\text{шп}} \tan 20^\circ = 7627,27 \cdot 0,364 = 2776,33 \text{ Н.}$$

Для силового расчета оси X и Y проводим по направлению сил $F_{\text{шп}}$ и F_{r3-2} соответственно (рисунок 28).

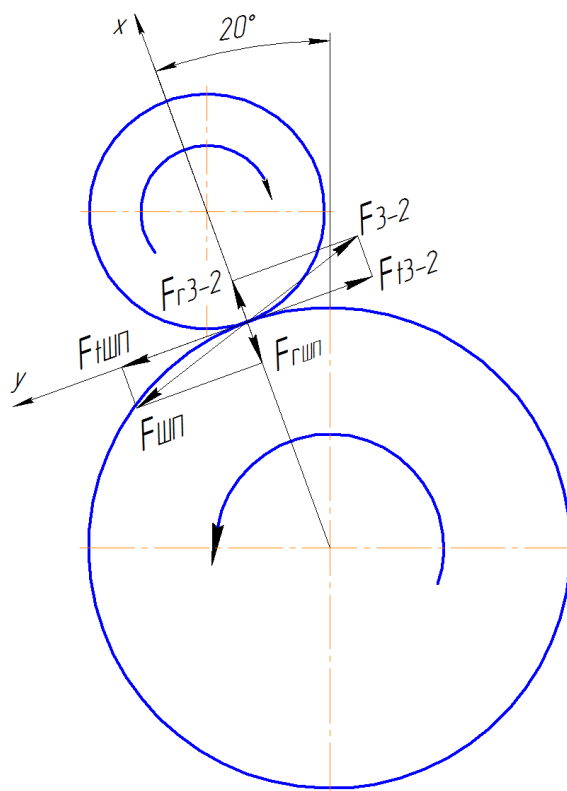


Рисунок 28 – Схема расположения осей у шпинделя

Проецируем силы F_c относительно осей X и Y (рисунок 29).

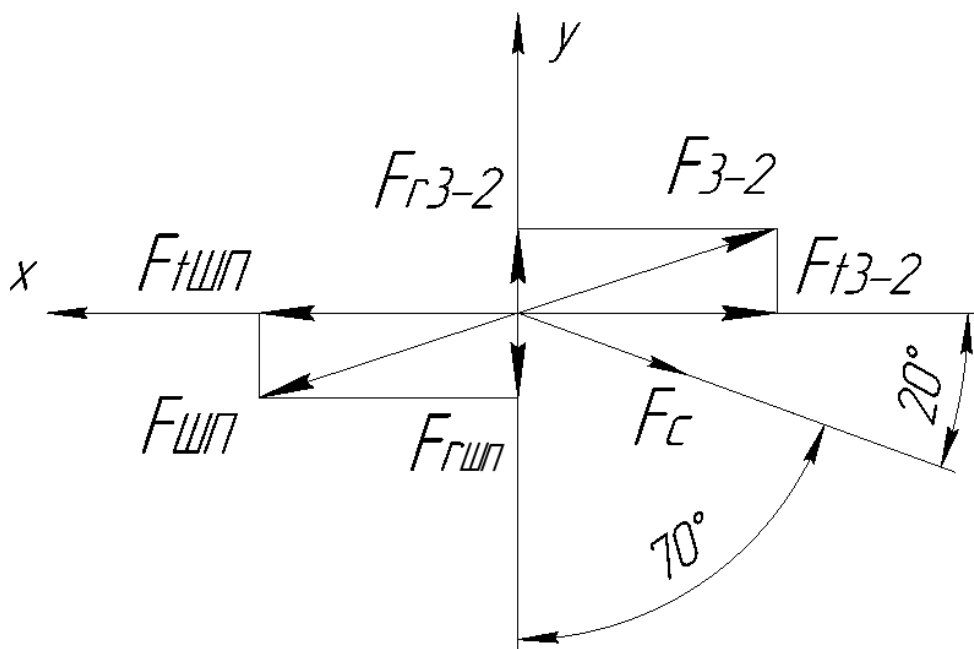


Рисунок 29 – Схема расположения сил на оси шпинделя

Для того что бы найти силы F_{cx} и F_{cy} проецируем их составляющую F_c на оси X и Y:

$$F_{cx} = -F_c \cdot \cos 20 = -27\,633 \cdot 0,643 = -17\,768 \text{ Н},$$

$$F_{cy} = -F_c \cdot \cos 70 = -27\,633 \cdot 0,766 = -21\,167 \text{ Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную шпинделя (рисунок 30).

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

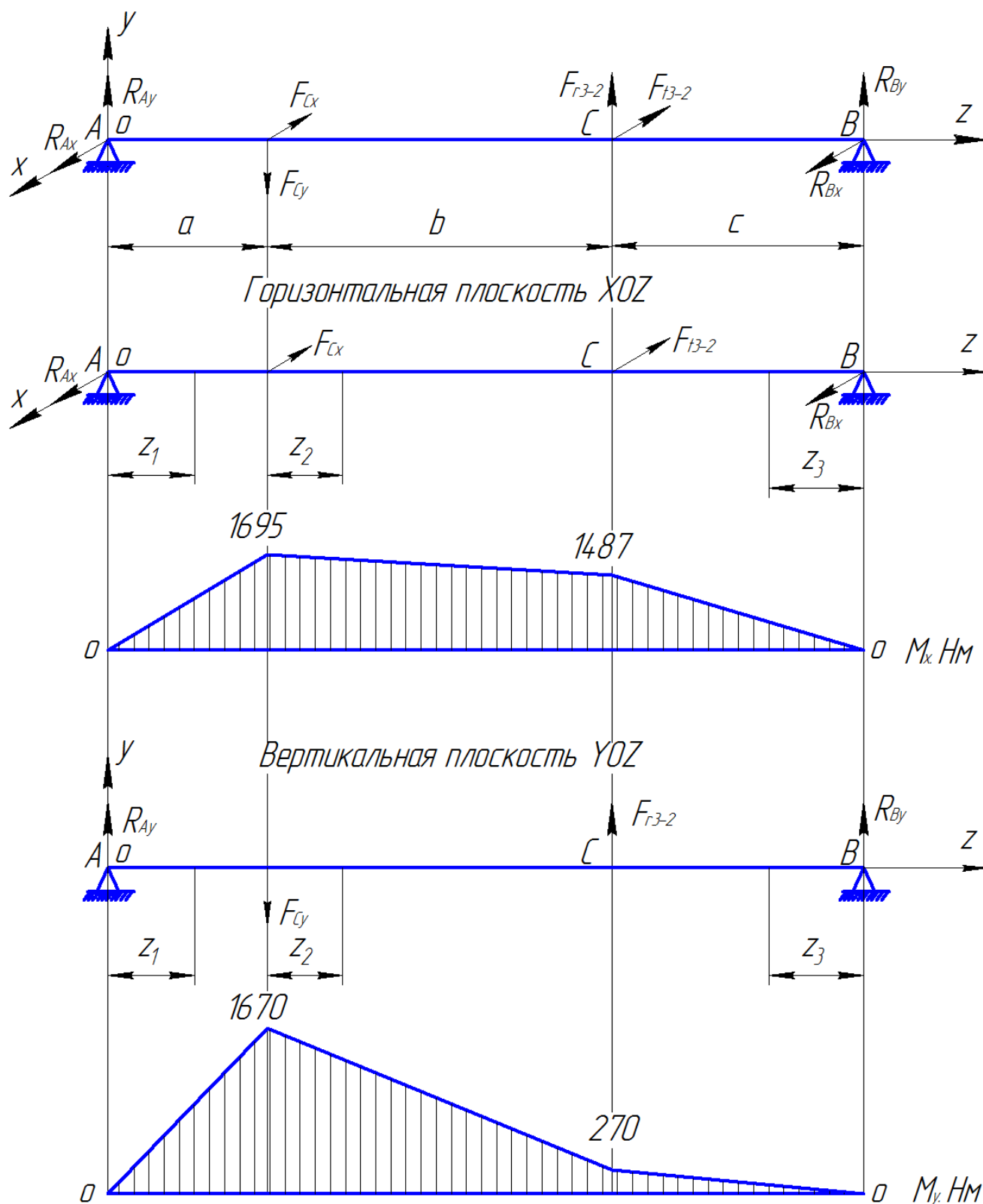


Рисунок 30 – Расчетная схема шпинделя

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 30):

$$\sum M_A = 0; -F_{Cx} \cdot a - F_{t3-2} \cdot (a+b) + R_{Bx} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t3-2} \cdot (a+b) + F_{Cx} \cdot a}{a+b+c} = \frac{7627,27 \cdot (98,9+327,5) + 17\,768 \cdot 98,9}{98,9+327,5+180} = 8261,1 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -R_{Ax} \cdot (a+b+c) + F_{Cx} \cdot (b+c) + F_{t3-2} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{Cx} \cdot (b+c) + F_{t3-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{17\,768 \cdot (327,5+180) + 7627,27 \cdot 180}{98,9+327,5+180} = 17134,2 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; R_{Ax} - F_{t3-2} - F_{Cx} + R_{Bx} = 17134,2 - 7627,27 - 17768 + 8261,1 = 0.$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 30):

$$\sum M_A = 0; -F_{Cy} \cdot a + F_{r3-2} \cdot (a+b) + R_{By} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{Cy} \cdot a - F_{r3-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{21\,167 \cdot 98,9 - 2776,33 \cdot (98,9+327,5)}{98,9+327,5+180} = 1500 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -R_{Ay} \cdot (a+b+c) + F_{Cy} \cdot (b+c) - F_{r3-2} \cdot c = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{Cy} \cdot (b+c) - F_{r3-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{21\,167 \cdot (327,5+180) - 2776,33 \cdot 180}{98,9+327,5+180} = 16890,7 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; R_{Ay} - F_{Cy} + F_{r3-2} + R_{By} = 16890,7 - 21167 + 2776,33 + 1500 = 0.$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 30):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$:

$$M_x = R_{Ax} \cdot z_1 = 0;$$

При $z_1 = 0$,

$$M_x = 0;$$

При $z_1 = a$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = 17134 \cdot 98,9 = 1694552,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II участок $a \leq z_2 \leq (a+b)$:

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) - F_{Cx} \cdot z_2;$$

при $z_2 = 0$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = 1694552,6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

при $z_2=b$,

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+b) - F_{Cx} \cdot b = 17134 \cdot (98,9+327,5) - 17768 \cdot 327,5 = 1486917,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

III участок $0 \leq z_3 \leq c$ (с права на лево):

$$M_x = R_{Bx} \cdot z_3;$$

При $z_3 = 0$,

$$M_x = 0;$$

При $z_3 = c$,

$$M_x = R_{Bx} \cdot c = 8261,1 \cdot 180 = 1486998 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

– в вертикальной плоскости YOZ (рисунок 30):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$:

$$M_y = R_{Ay} \cdot z_1 = 0;$$

При $z_1 = 0$,

$$M_y = 0;$$

При $z_1 = a$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = 16890 \cdot 98,9 = 1670421 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$:

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) - F_{Cy} \cdot z_2;$$

при $z_2 = 0$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = 1670421 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

при $z_2 = b$,

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+b) - F_{Cy} \cdot b = 16890 \cdot (98,9+327,5) - 21167 \cdot 327,5 = 269703,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

III участок: $0 \leq z_3 \leq c$ (с права на лево):

$$M_y = R_{By} \cdot z_3;$$

При $z_3 = 0$,

$$M_y = 0;$$

При $z_3 = c$,

$$M_y = R_{By} \cdot c = 1500 \cdot 180 = 270000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении шпонки:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} = \sqrt{(1694552,6)^2 + (1670421)^2} = 2379460 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, $[\sigma]=320\text{МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Тогда,

$$W = \frac{\sqrt{2379,5^2 + 0,5 \cdot 1271,1^2}}{320} \cdot 10^3 = 7948,7 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления трубчатой формы сечения:

$$W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D},$$

где D – внешний диаметр трубчатой формы;

d – внутренний диаметр трубчатой формы.

Тогда,

$$W_x = \frac{3,14}{32} \cdot \frac{100^4 - 80^4}{100} = 57933 \text{ мм}^3,$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

4.2 Расчет шпиндельного узла

На рисунке 31 представлена расчетная схема шпиндельного узла.

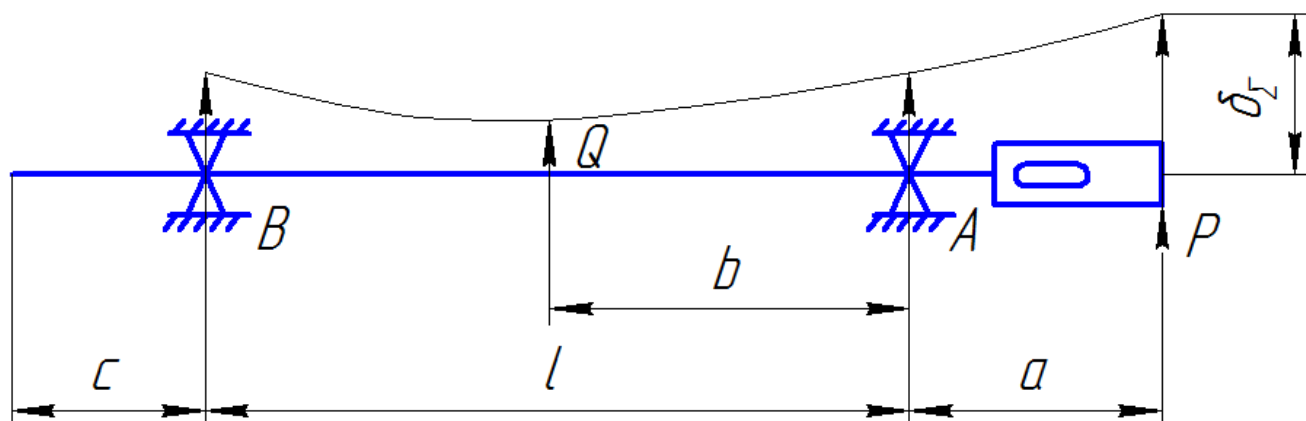


Рисунок 31 – Расчетная схема упругих перемещений

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя [2, с. 36]:

$$\sigma_{\Sigma} = P \left(\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2(1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2(1-\xi) + j_B [l+a(1-\xi)]^2}{j_A j_B l^2} \right) + Q(1-\xi) \left[\frac{j_B(l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right],$$

где $E = 2,14 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала шпинделя для стали 40Х;

ξ – коэффициент заземления, для данной схемы принимается равным 0,3...0,45, возьмем $\xi = 0,45$;

J_1 – осевой момент инерции сечения консоли шпинделя;

J_2 – осевой момент инерции сечения межопорного участка шпинделя;

j_A – радиальная жесткость опоры А, Н/мм;

j_B – радиальная жесткость опоры В, Н/мм;

$b = 180$ мм – расстояние от приводного элемента до передней опоры;

$a = 650$ мм – длина консоли (продольное перемещение шпинделя 500мм);

$l = 430$ мм – длина межопорного участка шпинделя;

Определяем составляющую силы резания P_Z :

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot P_{\text{эф}}}{V_P},$$

где $P_{\text{эф}} = 8$ кВт – эффективная мощность резания (по заданию);

V_P – расчетная скорость резания, м/мин :

$$V_P = \frac{\pi \cdot D_{\min} \cdot n_p}{1000},$$

где $n_p = 71 \text{ мин}^{-1}$ – расчетная частота вращения заготовки;

$D_{\min}$ – минимальный диаметр обрабатываемой заготовки для токарной операции на этом станке при расчетном крутящем моменте, принимаем $D_{\min} = 50$ мм.

Тогда,

$$V_P = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 71}{1000} = 11,15 \text{ м/мин},$$

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 8}{11,15} = 43050,3 \text{ Н},$$

так как другие составляющие силы резания малы примем $P_Z = P$.

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = J_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_1^4),$$

где d – внешний диаметр;

d_1 – внутренний диаметр,

тогда,

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot 80^4 = 2 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Сила Q , действующая на шпиндель от зубчатой передачи будет равна:

$$Q = F_{y3} = F_{y2-2} = 2776,33 \text{ Н}.$$

Радиальная жесткость подшипниковой опоры B с подшипником типа 3182100 рассчитывается как [2, с.43]:

$$j_B = 46,5 \cdot d^{0,922},$$

где $b = 110$ мм – диаметр внутреннего кольца подшипника,

тогда,

$$j_B = 46,5 \cdot 110^{0,922} = 3545 \text{ Н/мм}.$$

Радиальная жесткость подшипниковой опоры A с подшипником типа 3182100 рассчитывается как [2, с.43]:

$$j_A = 46,5 \cdot d^{0,922},$$

где $b = 125$ мм – диаметр внутреннего кольца подшипника,

тогда,

$$j_A = 46,5 \cdot 125^{0,922} = 3988,448 \text{ Н/мм}.$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} & \sigma_{\Sigma} = \\ & 43050,3 \left(\frac{650^3}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^6} + \frac{430 \cdot 650^3 (1 - 0,45)}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^6} + \frac{3988,448 \cdot 650^2 (1 - 0,45) + 3545 [430 + 650 (1 - 0,45)]^2}{3988,448 \cdot 3545 \cdot 430^2} \right) \\ & + 2776,33 (1 - 0,45) \left[\frac{3545 (430 + 650) (430 - 180) - 3988,448}{3988,448 \cdot 3545 \cdot 430^2} - \frac{650}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 1,9 \cdot 10^6 \cdot 430} (180^3 + 2 \cdot \right. \\ & \left. 430^2 \cdot 650 - 3 \cdot 430 \cdot 650^2) \right] \Big) = 43050,3 (2,4 \cdot 10^{-4} + 8,765 \cdot 10^{-5} + 1,2 \cdot 10^{-3}) + \\ & 1526,98 [3,66 \cdot 10^{-4} + 3,7 \cdot 10^{-4}] = 65,77 + 1,124 = 668,94 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Жесткость шпиндельного узла будет равна:

$$j_{\text{шп}} = \frac{P}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{43050,3}{668,94} = 64,5 \text{ Н/мкм.}$$

4.3 Уточненный расчет опор шпинделя

Для двухрядных роликовых подшипников типа 3182100 величина деформации δ , мм, определяется по формуле [2, с.43]:

$$\delta = \frac{F_r K}{d^{1,65}},$$

где – коэффициент, учитывающий качество поверхности стыка и напряжения в нем, принимаем $K = 1,5 \cdot 10^{-3}$;

d – диаметр внутреннего кольца подшипника, мм.

F_r – нагрузка на подшипник, определяем из расчета шпинделя.

Исходные данные для расчета шпинделя:

– крутящий момент $M_{\text{шп}} = 1271,1 \text{ Н}$;

– расстояние между опорами шпинделя зубчатой передачей:

$b = 180 \text{ мм}$;

$a = 650 \text{ мм}$;

$l = 430 \text{ мм}$;

– сила резания $P = 43050,3 \text{ Н}$.

Определяем реакции опор для нахождения радиальной нагрузки (рисунок 32).

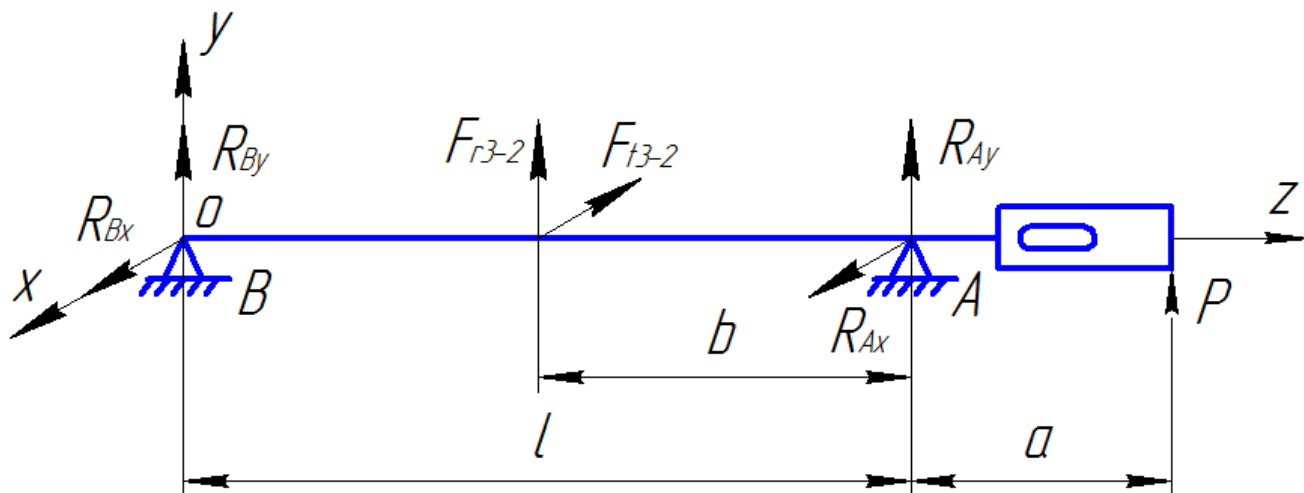


Рисунок 32 – Схема шпинделя с опорными реакциями

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 32):

$$\sum M_A = 0; -R_{Bx} \cdot l + F_{t3-2} \cdot b = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t3-2} \cdot b}{l} = \frac{7627,27 \cdot 180}{430} = 3192,77 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -F_{t3-2} \cdot (l - b) + R_{Ax} \cdot l = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t3-2} \cdot (l - b)}{l} = \frac{7627,27 \cdot (430 - 180)}{430} = 4434,5 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum X = 0; -F_{t3-2} + R_{Ax} + R_{Bx} = -7627,27 + 4434,5 + 3192,77 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 32):

$$\sum M_A = 0; R_{By} \cdot l - F_{r3-2} \cdot b + P \cdot a = 0;$$

$$R_{By} = -\frac{F_{r3-2} \cdot (l - b) - P \cdot a}{l} = -\frac{2776,33 \cdot (430 - 180) - 43050,3 \cdot 650}{430} = 63461,9 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; F_{r3-2} \cdot (l - b) + R_{Ay} \cdot l + P \cdot (l + a) = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{r3-2} \cdot (l - b) - P \cdot (l + a)}{l} = \frac{-2776,33 \cdot (430 - 180) - 43050,3 \cdot (430 + 650)}{430} = -109288,53 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum Y = 0; F_{r3-2} + R_{Ay} + R_{By} + P = 2776,33 + 63461,9 - 109288,53 + 43050,3 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Радиальная нагрузка в подшипниковой опоре В вычисляется как:

$$F_{Br} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2},$$

$$F_{Br} = \sqrt{(63461,9)^2 + 3192,77^2} = 63542,2 \text{ Н.}$$

Радиальная нагрузка в подшипниковой опоре А вычисляется как:

$$F_{Ar} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2},$$

$$F_{Ar} = \sqrt{(-109288,53)^2 + 4434,5^2} = 109378,46 \text{ Н.}$$

Поэтому, величина деформации δ для подшипниковых опор А и В будет соответственно равна:

$$\delta_A = \frac{F_{Ar}K}{d^{1,65}} = \frac{109378,46 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{125^{1,65}} = 0,057 \text{ мм,}$$

$$\delta_B = \frac{F_{Br}K}{d^{1,65}} = \frac{63542,2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{110^{1,65}} = 0,041 \text{ мм.}$$

4.4 Проверочный расчет шлицевых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением смятия (рисунок 33). Поэтому $\sigma_{см}$ – обобщенный критерий расчета и на смятие, и на износ.

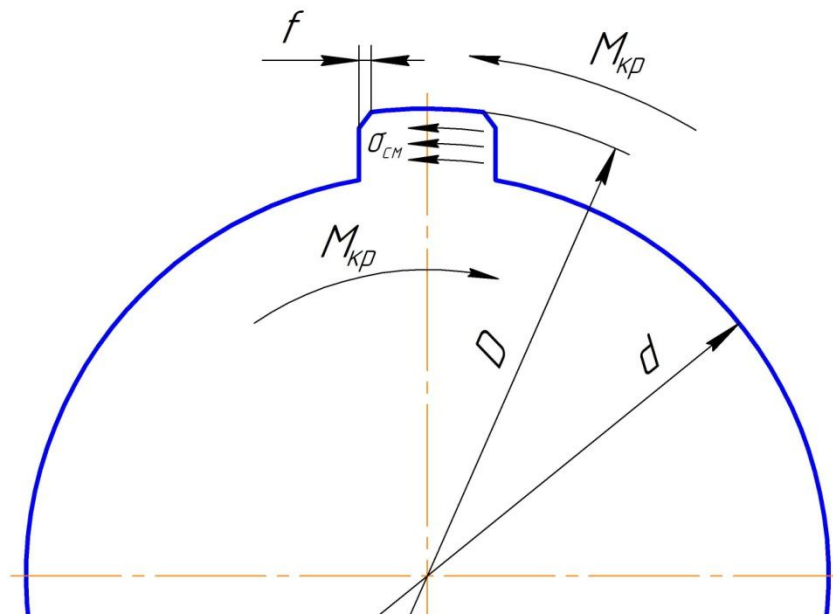


Рисунок 33 – Расчетная схема шлицевого соединения

Исходные данные для вала I:

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид [3, с. 154, ф. 8.3]:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_1}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}]$$

где $M_1 = 86,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент на валу I;

$K_3 = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев, принимаем равным 0,75;

$z = 8$ – число зубьев;

$h = 0,5(D - d) - 2f$ – рабочая высота зубьев, мм,

где $D = 42 \text{ мм}$ – наружный диаметр;

$d = 36 \text{ мм}$ – внутренний диаметр;

$f = 0,4$ – фаска на вершине шлица;

$d_{cp} = 0,5(D + d)$ – средний диаметр соединения, мм;

$l = 20$ мм – рабочая длина зубьев.

Тогда,

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (42 - 36) - 2 \cdot 0,5 = 2 \text{ мм},$$

$$d_{cp} = 0,5(42 + 36) = 39 \text{ мм}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 86,4}{0,75 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 39 \cdot 20} = 16,783 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} - \text{ для неподвижных}$$

соединений, условие выполняется.

Исходные данные для вала II:

$M_2 = 87,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $z = 8$; $D = 42 \text{ мм}$; $d = 36 \text{ мм}$; $f = 0,5$; $l = 102 \text{ мм}$.

Тогда,

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (42 - 36) - 2 \cdot 0,5 = 2 \text{ мм},$$

$$d_{cp} = 0,5(42 + 36) = 39 \text{ мм}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 87,4}{0,75 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 39 \cdot 102} = 3,66 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{cm}] = 4 \dots 7 \text{ МПа} - \text{ для подвижных}$$

соединений без нагрузки, условие выполняется.

Исходные данные для вала III:

$M_3 = 335,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $z = 8$; $D = 60 \text{ мм}$; $d = 52 \text{ мм}$; $f = 0,5$; $l = 115 \text{ мм}$.

Тогда,

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (60 - 52) - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ мм},$$

$$d_{cp} = 0,5(60 + 52) = 56 \text{ мм}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 335,6}{0,75 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 56 \cdot 115} = 5,79 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} - \text{ для неподвижных}$$

соединений, условие выполняется.

4.5 Проверочный расчет шпоночного соединения

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении – напряжения среза τ (рисунок 34).

У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия.

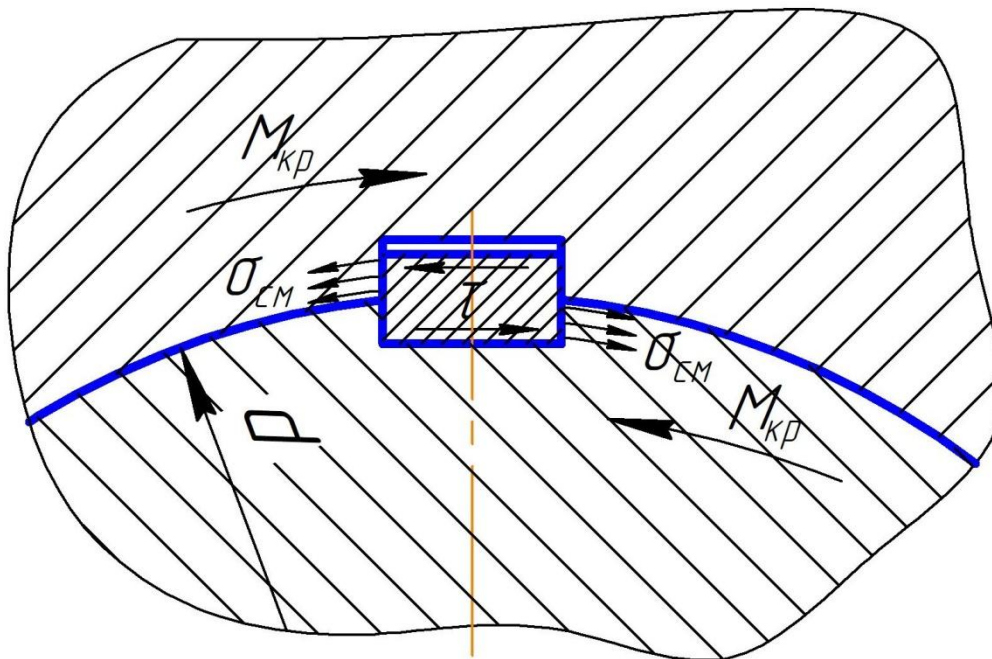


Рисунок 34 – Расчетная схема шпоночного соединения

Поэтому работоспособность шпонки определяем из условия прочности на смятие [3, с. 150, ф. 8.2], для вала II:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_1}{dl_p(h - t_1)} \leq [\sigma_{см}],$$

где $M_1 = 87,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент на валу II;

$d = 64 \text{ мм}$ – диаметр вала под шпонку;

$t_2 = 3 \text{ мм}$ – высота шпонки в валу;

$h = 6 \text{ мм}$ – высота шпонки;

$l_p = 20 \text{ мм}$ – длина шпонки,

тогда,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 87,4}{64 \cdot 20(6-3)} = 45,5 \text{ МПа} < 110 \dots 200 \text{ МПа} \text{ — для посадок с натягом,}$$

условие выполняется.

Для шпинделя:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot M_2}{d l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $M_2 = 1271,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — передаваемый вращающий момент на валу II;

$d = 110 \text{ мм}$ — диаметр вала под шпонку;

$t_1 = 8 \text{ мм}$ — высота шпонки в валу;

$h = 14 \text{ мм}$ — высота шпонки;

$l_p = 170 \text{ мм}$ — длина шпонки,

тогда,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 1271,1}{110 \cdot 170(14-8)} = 22,65 \text{ МПа} < 110 \dots 200 \text{ МПа} \text{ — для посадок с}$$

натягом, условие выполняется.

5 Проектирование привода главного движения в CAD-программе SolidWorks

Трехмерное компьютерное моделирование конструкции станка выполнялось в CAD-программе *SolidWorks* (рисунок 35).

Используя имеющиеся данные, проведенные теоретические расчеты элементов конструкции, были выполнены трехмерные модели деталей проектируемого станка. В процессе моделирования применялись технологии сопряжения деталей (сборки), позволяющие выявлять геометрические неточности на этапе проектирования.

Также, с помощью приложения *SolidWorks Simulation*, методом конечных элементов были выполнены расчеты на прочность и жесткость элементов конструкции станка (данные представлены в разделе 6).

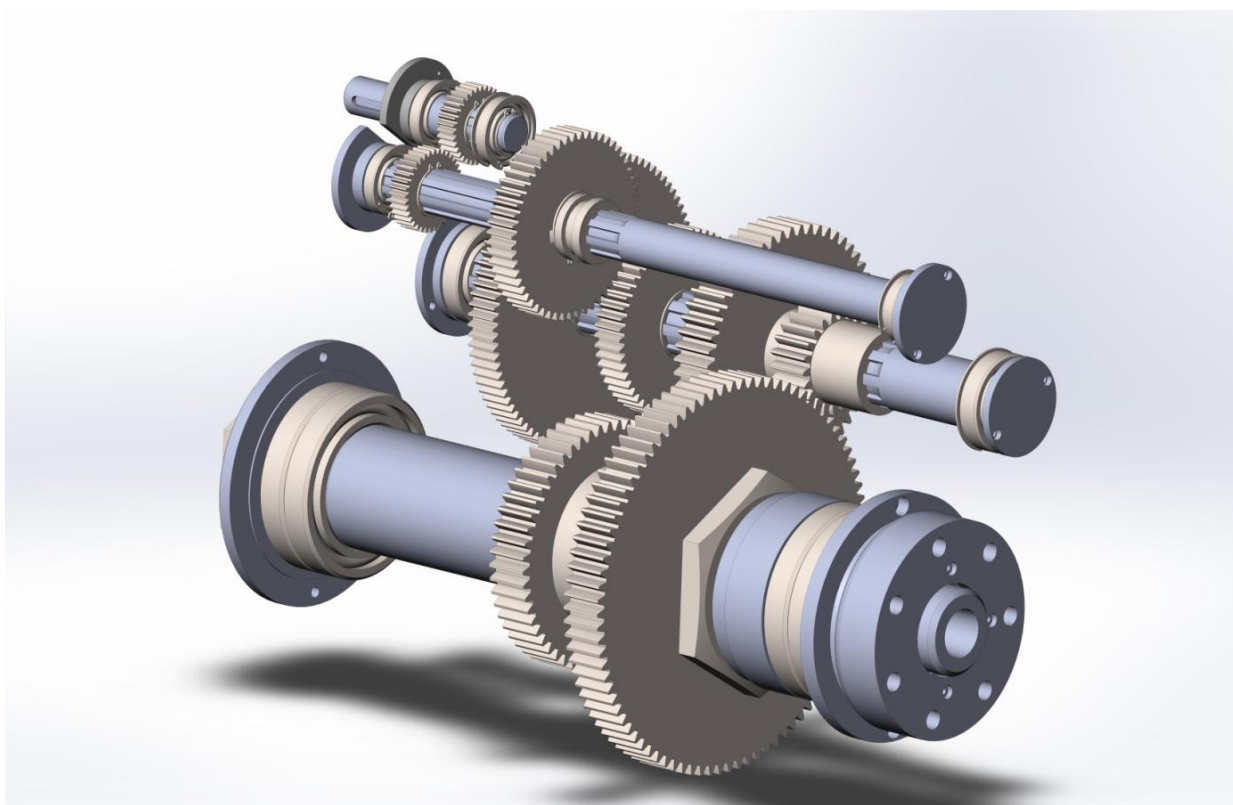


Рисунок 35 – 3D-сборка привода главного движения
проектируемого станка

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таким образом, возможности САД-, САЕ-систем «максимально» предотвращают ошибки, появляющиеся при изготовлении или сборки конструкций по чертежам без использования компьютерного моделирования.

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6 Анализ напряженно–деформированного состояния вала и шпоночного соединения привода главного движения привода главного движения в программе SolidWorks Simulation

В инженерных расчетах, с целью упрощения, реальные конструкции принято заменять идеализированными моделями или расчетными схемами, что позволяет составить математическое описание объекта расчета и наиболее просто решить задачу.

Таким образом, применение упрощенных моделей формы конструкций деталей позволяет получать замкнутые решения, что облегчает проведение общего инженерного анализа.

Ниже представлены результаты расчета шлицевого вала III на прочность при двух положениях зубчатого двойного блока.

На рисунке 36 представлена твердотельная модель шлицевого вала, выполненная с применением CAD – программы *SolidWorks*.

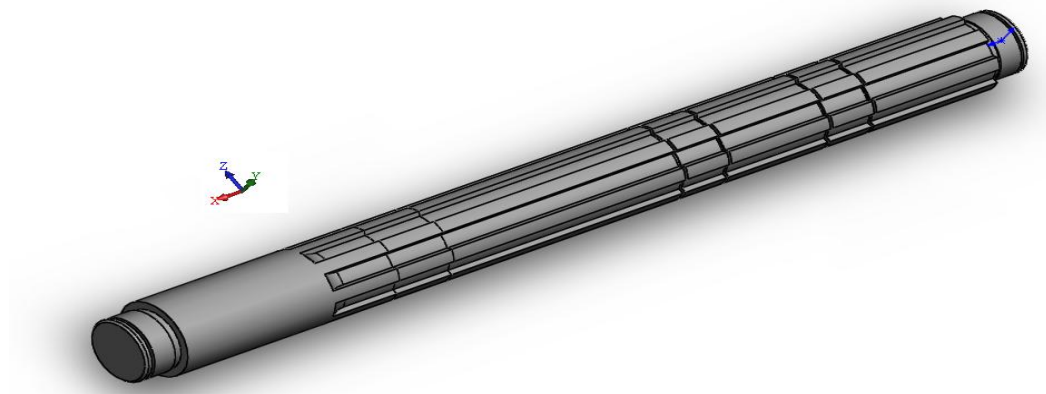


Рисунок 36 – Твердотельная модель шлицевого вала

При исследовании шлицевого вала МКЭ, в САЕ – системе *Simulation*, были использованы граничные условия (рисунок 37).

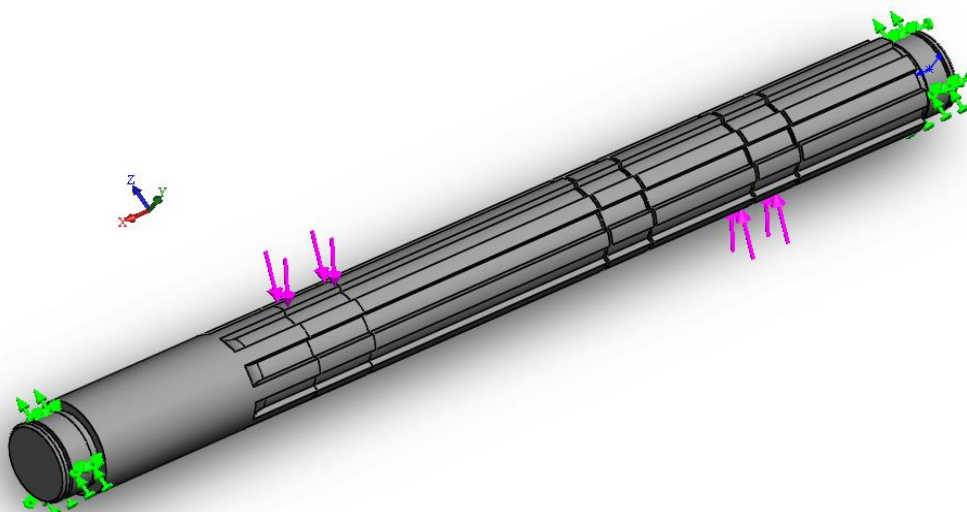


Рисунок 37 – Расчетная модель шлицевого вала

На рисунке 38 представлено нанесение сетки на твердотельную модель шлицевого вала.

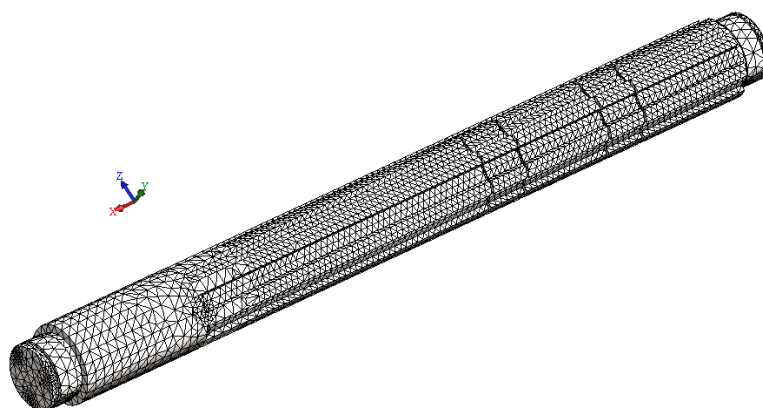


Рисунок 38 – Нанесение сетки на твердотельную модель

Результаты НДС шлицевого вала III при первом положении зубчатого блока

На рисунке 39 представлена эпюра напряжений шлицевого вала при первом положении зубчатого блока.

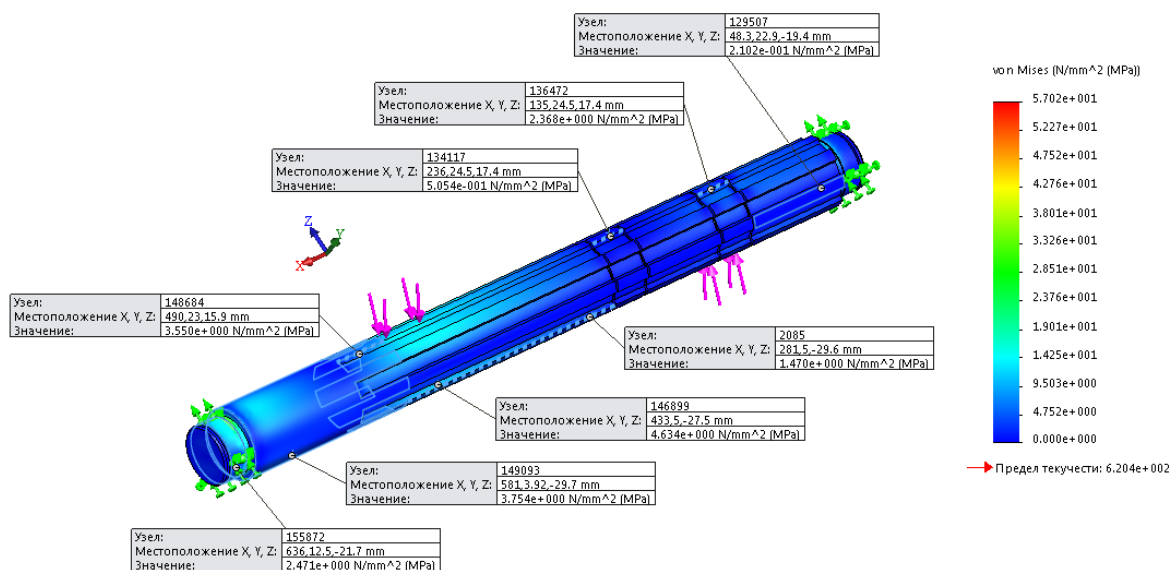


Рисунок 39 – Эпюра напряжений шлицевого вала при первом положении зубчатого блока

На рисунке 40 представлена эпюра перемещений шлицевого вала при первом положении зубчатого блока.

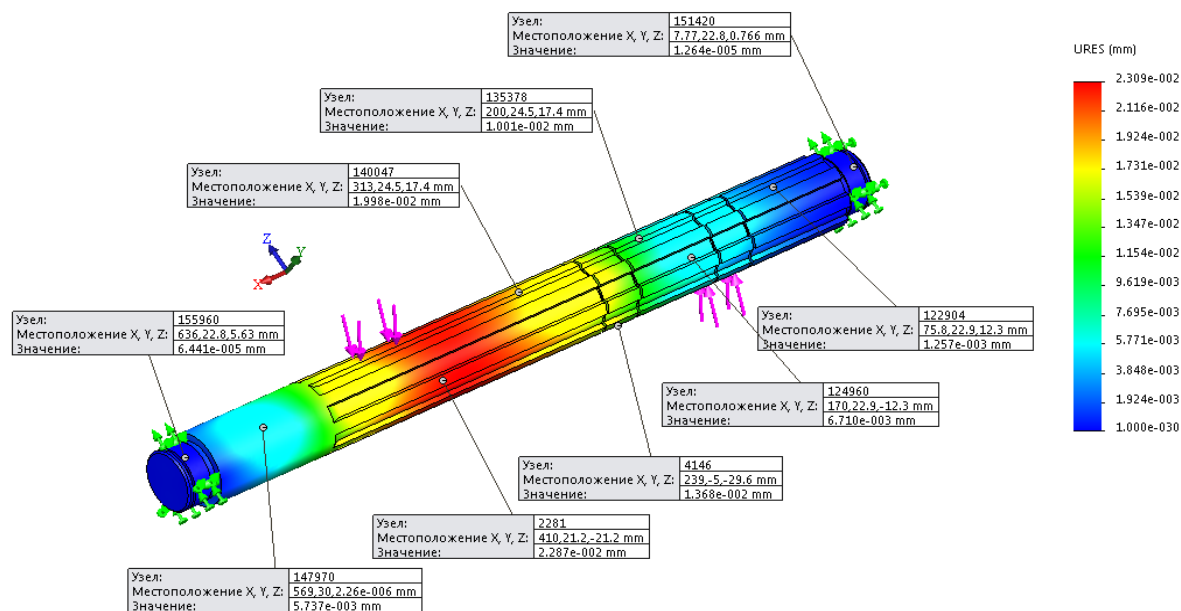


Рисунок 40 – Эпюра перемещений шлицевого вала при первом положении зубчатого блока

На рисунке 41 представлена эпюра запаса прочности шлицевого вала при первом положении зубчатого блока.

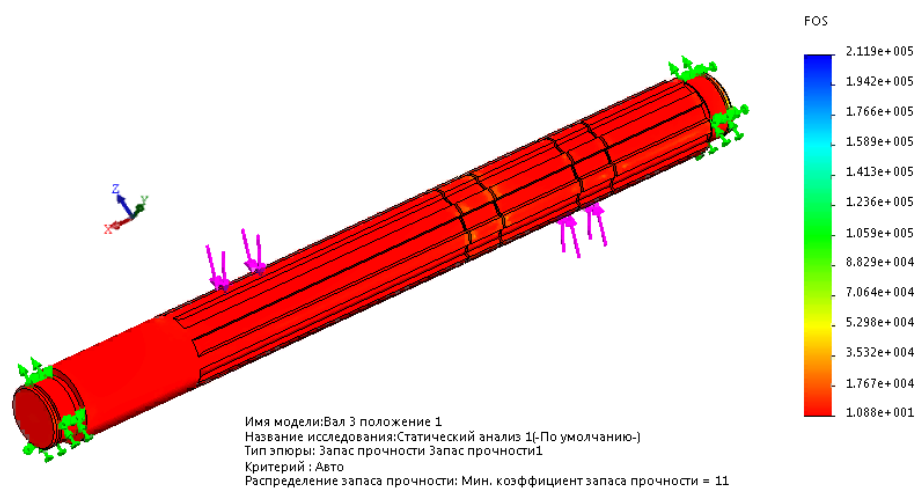


Рисунок 41 – Эпюра запаса прочности шлицевого вала при первом положении зубчатого блока

Результаты НДС шлицевого вала III при втором положении зубчатого блока

На рисунке 42 представлена эпюра напряжений шлицевого вала при втором положении зубчатого блока.

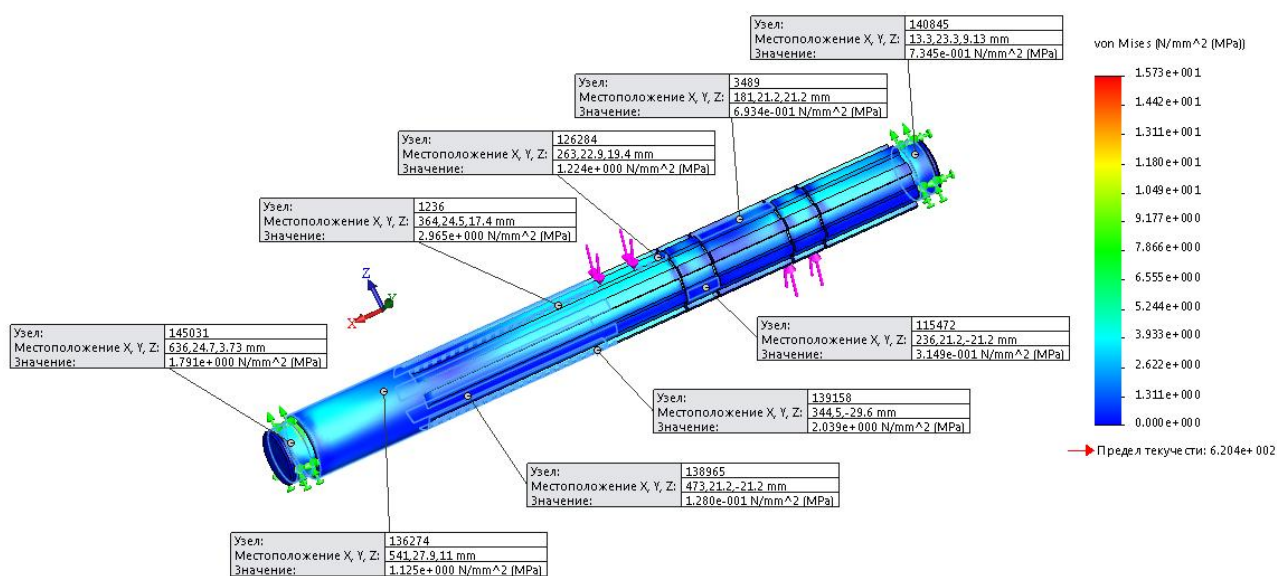


Рисунок 42 – Эпюра напряжений шлицевого вала при втором положении зубчатого блока

На рисунке 43 представлена эпюра перемещений шлицевого вала при втором положении зубчатого блока.

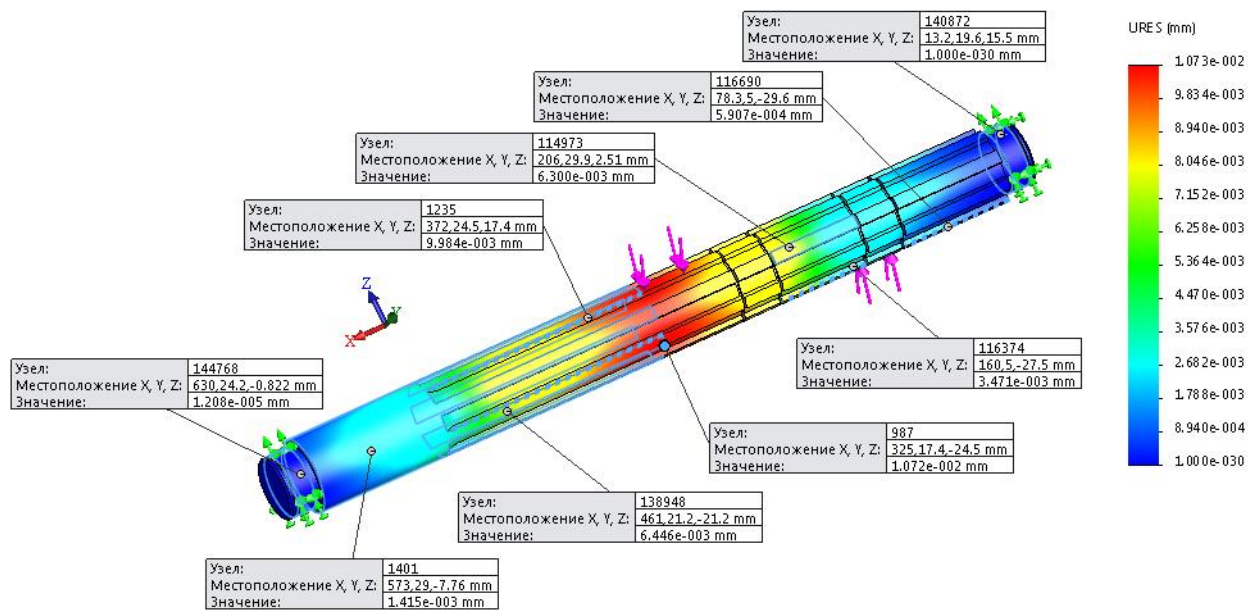


Рисунок 43 – Эпюра перемещений шлицевого вала при втором положении зубчатого блока

На рисунке 44 представлена эпюра запаса прочности шлицевого вала при втором положении зубчатого блока.

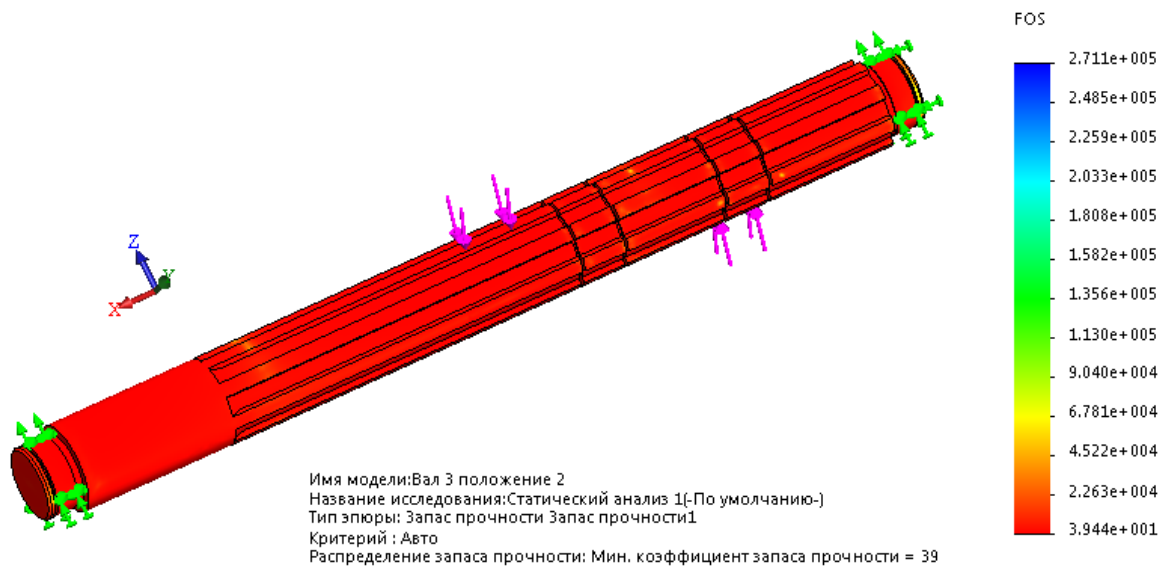


Рисунок 44 – Эпюра запаса прочности шлицевого вала при втором положении зубчатого блока

Анализ полученных данных показывает, что минимальный коэффициент запаса прочности шлицевого вала равен 11, следовательно, вал удовлетворяет условию прочности.

Ниже представлены результаты расчета шпоночного соединения зубчатого блока расположенного на 2-ом валу привода главного движения, а именно проверка шпоночного соединения по напряжениям смятия.

На рисунке 45 представлена твердотельная модель зубчатого блока, выполненная с применением CAD – программы *SolidWorks*.

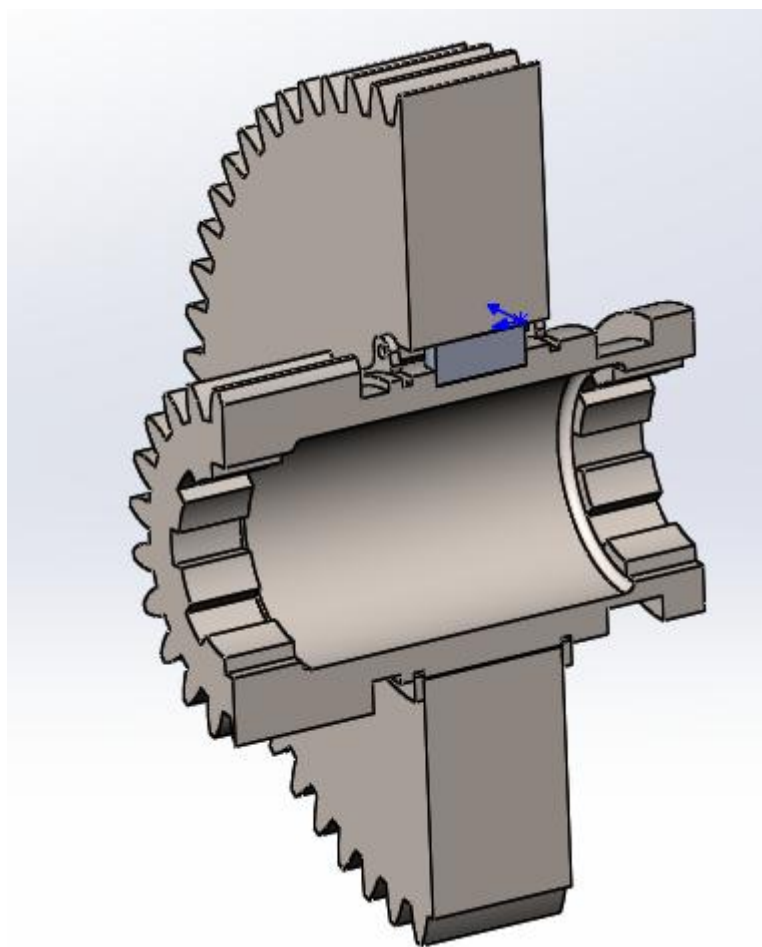


Рисунок 45 – Твердотельная модель зубчатого блока

При исследовании шпоночного соединения МКЭ, в САЕ – системе *Simulation*, были использованы граничные условия (рисунок 46).

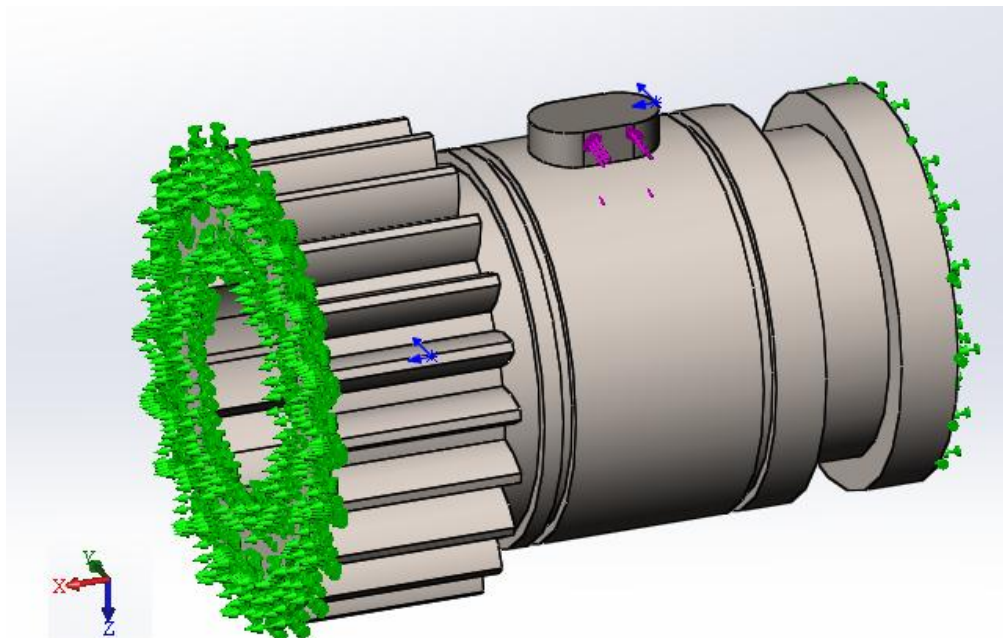


Рисунок 46 – Расчетная модель шпоночного соединения

На рисунке 47 представлено нанесение сетки на твердотельную модель.

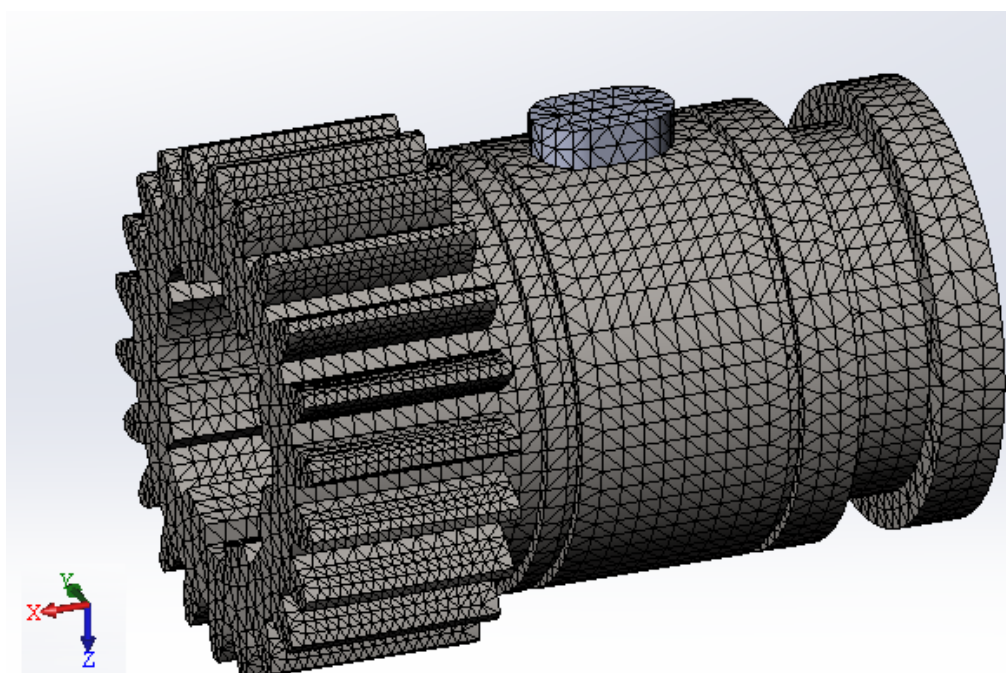


Рисунок 47 – Нанесение сетки на твердотельную модель

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Результаты НДС шпоночного соединения зубчатого блока

На рисунке 48 представлена эпюра напряжения шпоночного соединения.

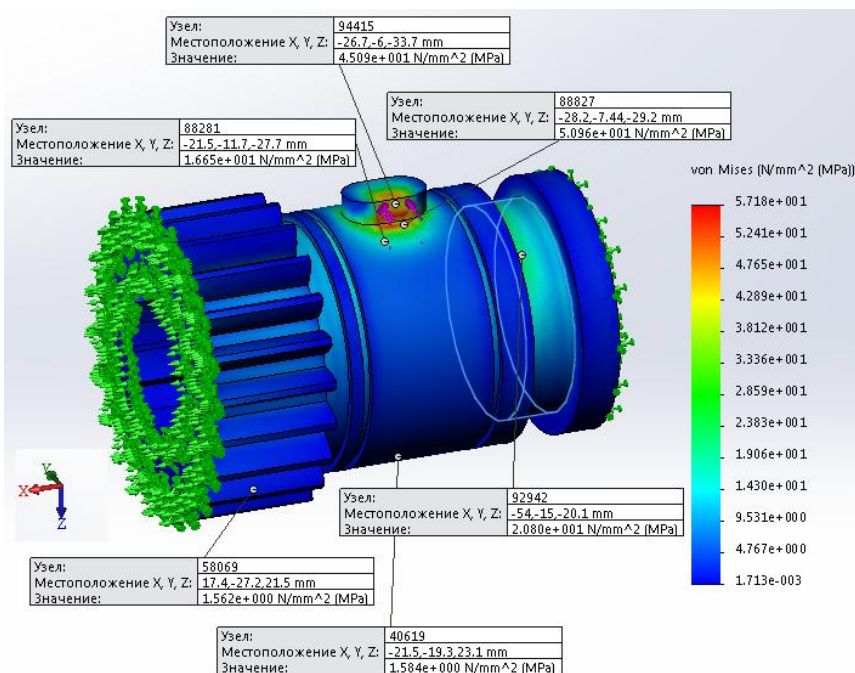


Рисунок 48 – Эпюра напряжений шпоночного соединения

На рисунке 49 представлена эпюра перемещений шпоночного соединения.

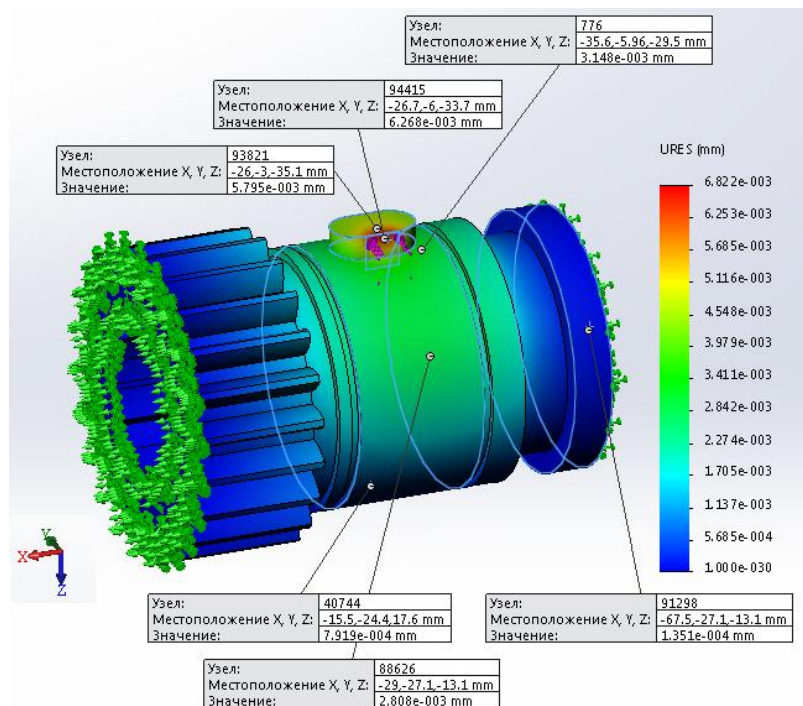


Рисунок 49 – Эпюра перемещений шпоночного соединения

На рисунке 50 представлена эпюра запаса прочности шпоночного соединения.

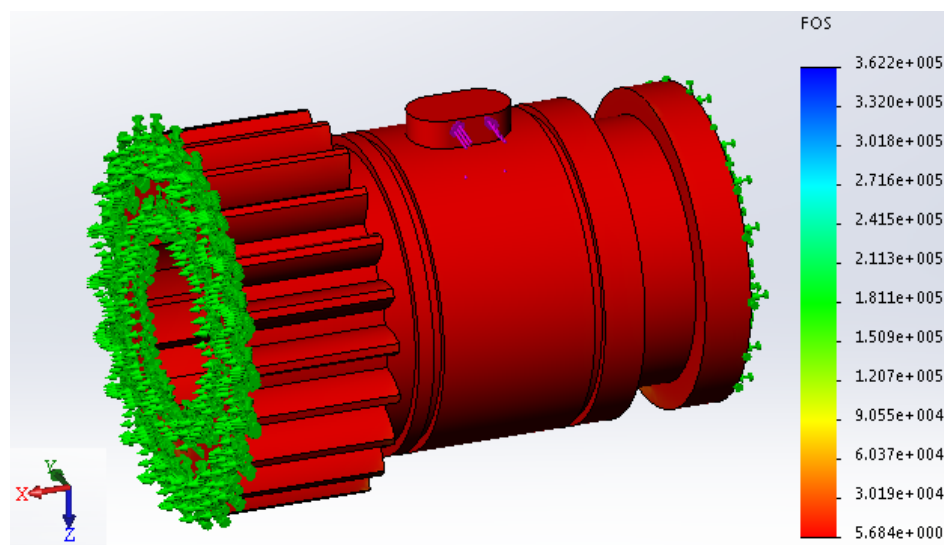


Рисунок 50 – Эпюра запаса прочности шлицевого вала при втором положении зубчатого блока

Анализ полученных данных показал, что шпоночное соединение удовлетворяет условию прочности по напряжениям смятия (критерию работоспособности шпоночных соединений).

7 Проектирование зажимного приспособления

Принцип работы проектируемого приспособления

При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра 4 (рисунок 51) поршень 5 со штоком 3 перемещается влево и шток поворачивает рычаги 1 и 2, приближая их горизонтальному положению. При этом рычаги 1 и 2 поворачивают рычаги 7 около неподвижных опор и последние зажимают заготовку 6.

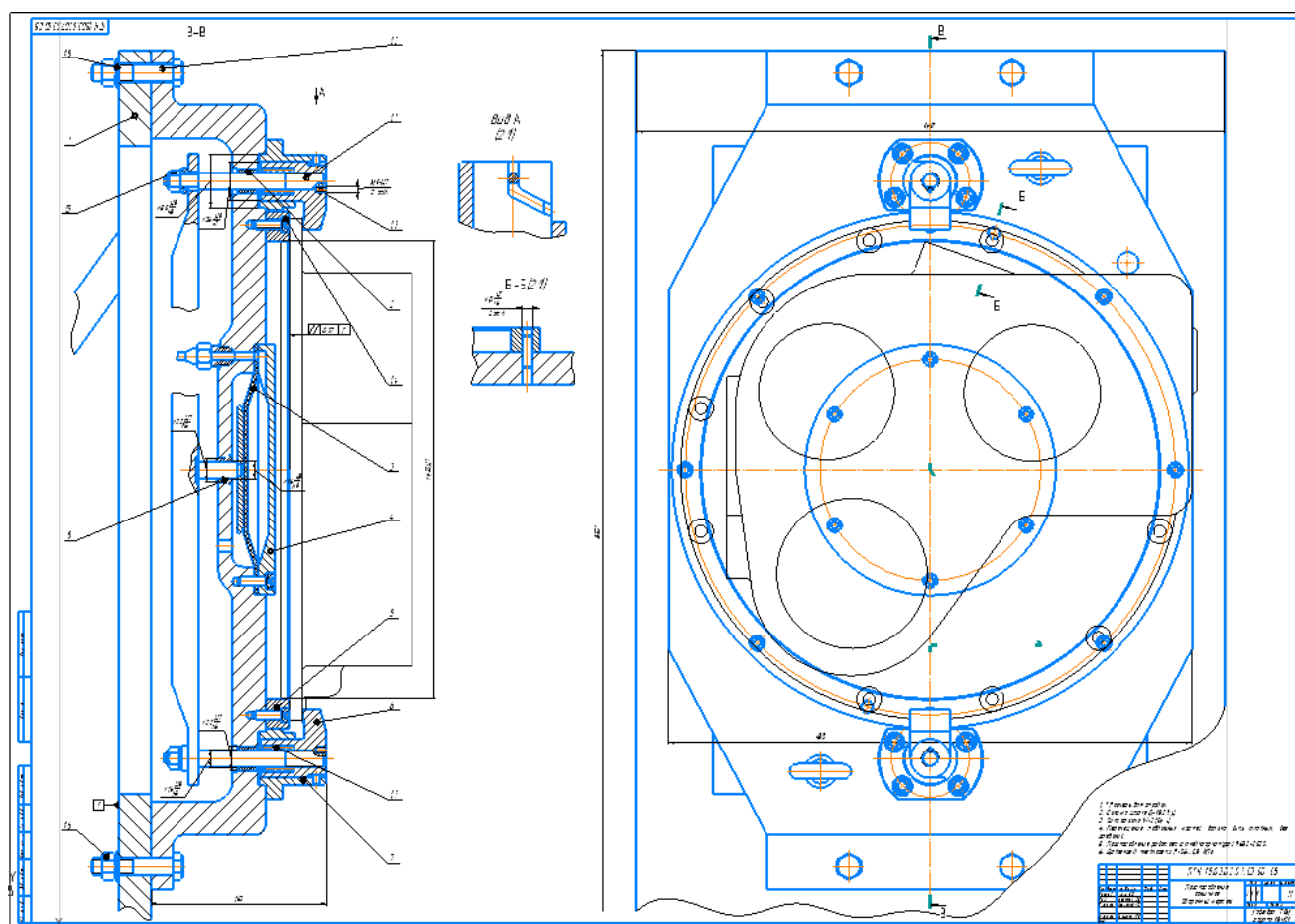


Рисунок 51 – Приспособление зажимное

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

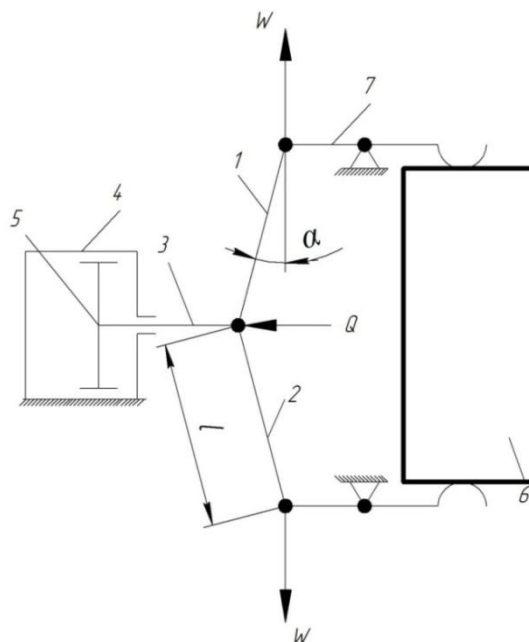


Рисунок 52 – Схема пневмоцилиндра

Расчет суммарной силы зажима (рисунок 52)

Суммарная сила зажима определяется по формуле:

$$W_{\text{сум}} = \frac{Q}{\text{tg}(\alpha + \beta)},$$

где Q – исходная сила на штоке механизированного привода, $Q = 1829 \text{ Н}$;

α – угол наклона рычага, $\alpha = 5 - 40^\circ$;

β – дополнительный угол к углу наклона α , $\beta \approx 1$.

$$i_c = \frac{W_{\text{сум}}}{Q},$$

$$W_{\text{сум}} = 2W,$$

Тогда,

$$W_{\text{сум}} = \frac{1829}{\text{tg}(40 + 1)} = 2104,02 \text{ Н};$$

$$i_c = \frac{2104,02}{1829} = 1,15;$$

$$W_{\text{сум}} = 2 \cdot 2104,02 = 4208,04 \text{ Н}.$$

Разработанное приспособление расширит функциональные возможности спроектированного станка.

Заключение

При выполнении выпускной квалификационной работы был спроектирован привод главного движения и разработана конструкция зажимного приспособления, которая позволила расширить функциональные возможности проектируемого станка сверлильно-расточной группы по типу базовой модели 2611Ф2. А именно, выполнен кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка; проведен анализ напряженно-деформированного состояния шлицевого вала и шпоночного соединения привода главного движения; спроектировано зажимное приспособление. Также была разработана соответствующая конструкторская документация.

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Список использованной литературы

1. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб.пособие. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с.
2. Михеев И.И. Расчет и конструирование металлорежущих станков: Учеб.пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.Н. Денисов. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 152 с.
3. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб.пособие / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков. – Изд. 4-е, доп. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. – 200 с.
4. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2011. – 608 с.
5. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какоило и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М.: Машиностроение, 2011. – 586 с.
6. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механических приводов машин : метод.указания и задания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2011.– 80 с.
7. Пантелеев В.Ф. Выбор и расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения : метод.указания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2012. – 56 с.
8. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб.пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др.; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.
9. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		88

станочных комплексов. Ч.1 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 112 с.

10. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и станочных комплексов. Ч.2 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 108 с.

11. Альбом примеров конструкций узлов металлорежущих станков (Компоновочные схемы, конструкции, примеры исполнения) : метод. указания / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.О. Трилисский, А.В. Липов. –Пенза : Изд-во ПГУ, 2000. – 164 с.

12. Атлас кинематических схем металлорежущих станков / И.И. Михеев, С.В. Эрленеков, В.В. Панчурин, А.В. Липов. – Пенза:Изд-во ППИ, 1993. – 60 с.

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						89
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение А – Спецификации

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						90
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ		Лист
							91
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ		Лист
							92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						93
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						94
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						95
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						96
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение Б – Ведомость выпускной
квалификационной работы

					ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Лист
						97
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
				Документация текстовая		
A4			ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ	Пояснительная записка	96	
				Документация графическая		
A1			ПГУ 15.03.02.07.01.00 ТЧ	Станки сверлильно-расточной группы	1	
A2			ПГУ 15.03.02.07.01.00 В0	Станок сверлильно-расточной с ЧПУ	1	
A1			ПГУ 15.03.02.07.01.00 КЗ	Станок сверлильно-расточной с ЧПУ	1	
A1			ПГУ 15.03.02.07.02.00 ТЧ	Привод главного движения	1	
*			ПГУ 15.03.02.07.01.00 СБ	Привод главного движения	2	*(2A1, A1)
A1			ПГУ 15.03.02.07.03.00 ТЧ	Напряженно-деформированное состояние шлицевого вала	1	
A2			ПГУ 15.03.02.07.04.00 ТЧ	Напряженно-деформированное состояние шпоночных соединений	1	
A1			ПГУ 15.03.02.07.02.00 СБ	Приспособление зажимное	1	
ПГУ 15.03.02.07.00.00						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист
Разраб.		Кузин Е.Д.	Кузин		В	К
Проб.		Качетков Д.В.	Качетков		Р	Листов
Исполн.		Большаков Г.С.				1
Утв.		Зверовичев А.В.				
Проект станка сверлильно-расточной группы по типу модели 2611Ф2					Кафедра "ТОМ", группа 18МС1	
Ведомость ВКР					Формат А4	
Копировал						