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 вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу модели 6Р13Ф3

ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ
(обозначение ВКР)

Студент гр. 17МС1 _____ Родионов В.С.
(подпись, дата) (фамилия, инициалы)

Руководитель _____ Кочетков Д.В.
(подпись, дата) (фамилия, инициалы)

Нормоконтролер _____ Большаков Г.С.
(подпись, дата) (фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой _____ Зверовщиков А.Е.
(подпись) (фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 29.06.2021 №1)

Секретарь ГЭК _____ Истомина Ю.В.
(подпись) (фамилия, инициалы)

Пенза 2021

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

«_____»_____20_____ г.

ЗАДАНИЕ

на бакалаврскую работу

1. Студент группы 17МС1

Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта

направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Родионов Виталий Сергеевич

2. Руководитель бакалаврской работы Кочетков Д.В.

3. Время проектирования с 27.05.2021 г. по 08.07.2021 г.

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

5. Тема бакалаврской работы

Проект вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу модели 6Р13Ф3

Тема утверждена приказом ПГУ № 202/о от 22.03.2021 г.

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

Спроектировать привод главного движения вертикально-фрезерного станка по типу модели 6Р13Ф3, разработать приспособление для расширения его технологических возможностей, а именно наклонно-поворотный стол.

Станок вертикально-фрезерный с ЧПУ. Эффективная мощность резания P=8 кВт, диапазон регулирования привода $R_п$=90, минимальная частота вращения шпинделя $n_{шп}$=40мин$^{-1}$.

7. Объем и содержание основной части работы

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

должна содержать проведенный обзор компоновок станков сверлильно-фрезерно-расточной группы, кинематический и силовой расчет привода главного движения станка, проведенный обзор компоновочных схем столов, расчет наклонно-поворотного стола.

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

1) Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы (Теоретический чертеж) – 1л. ф.А1.
2) Станок вертикально-фрезерный с ЧПУ (Вид общий) – 1л. ф.А1.
3) Станок вертикально-фрезерный с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная) – 1л. ф.А1.
4) Привод главного движения (Сборочный чертеж) – 3л. ф.А1.
5) Столы (Теоретический чертеж) – 1л. ф.А1.
6) Стол наклонно-поворотный (Сборочный чертеж) – 2л. ф.А1.

8. Особые требования по выполнению разделов:

В пояснительной записке представить обзор компоновок станков и компоновок приспособлений столов.

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы,%	Срок выполнения	Подпись руководителя
1) Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы	10	до 31.05.2021 г.	Коптяков
2) Общий вид станка	10	до 03.06.2021 г.	Коптяков
3) Кинематическая схема станка	10	до 05.06.2021 г.	Коптяков
4) Привод главного движения станка	20	до 10.06.2021 г.	Коптяков
5) Компоновочные схемы столов	10	до 14.06.2021 г.	Коптяков
6) Сборочный чертеж наклонно-поворотного стола	20	до 17.06.2021 г.	Коптяков
7) Оформление пояснительной записки	20	до 21.06.2021 г.	Коптяков

Дата выдачи задания «27» мая 2021 г. Задание к исполнению принял _____

Руководитель работы Коптяков «27» мая 2021 г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

ОПОП освоена в полном объеме. К государственной итоговой аттестации допустить

Декан Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта _____ С.Ю. Киреев

«___» _____ 20____ г.

Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки – 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» (профиль подготовки – Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка) на тему «Проект вертикально-фрезерного станка по типу модели 6Р13Ф3».

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование привода главного движения вертикально-фрезерного станка по типу модели 6Р13Ф3, а также разработка приспособления для расширения его технологических возможностей, а именно наклонно-поворотного стола.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, ШЛИЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАКЛОННО-ПОВОРОТНЫЙ СТОЛ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ, КОНСТРУИРОВАНИЕ.

Пояснительная записка содержит 95 страниц (формата А4), 29 рисунков, 1 таблица, 13, источников литературы и 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведены результаты кинематического и силового расчетов спроектированного привода главного движения станка, а также результаты проектирования наклонно-поворотного стола.

Графическая часть содержит:

Лист формата А1 – Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы (Теоретический чертеж);

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ПГУ 15.03.02.07.00.00 ПЗ		
Разраб.		Родионов В.С.			Проект вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу модели 6Р13Ф3 Пояснительная записка	Лит.	Лист 3 / Листов 95
Провер.		Кочетков Д.В.				АКР	
Н. контр.		Большаков Г.С.				Каф. «ТОМ», гр. 17МС1	
Утв.		Липов А.В.					

Лист формата А1 – Станок вертикально-фрезерный с ЧПУ (Вид общий);

Лист формата А1 – Станок вертикально-фрезерный с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная);

Листы форматов (2,5А1, А1) – Привод главного движения (Сборочный чертеж);

Лист формата А1 – Столы (Теоретический чертеж);

Лист формата А0 – Стол наклонно-поворотный (Сборочный чертеж).

Содержание

Введение…….....7
1 Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы…….....9
2 Общие сведения о базовой модели станка…….…..15
3 Кинематический расчет привода главного движения.....19
3.1 График частот вращения шпинделя…….....19
3.2 Числа зубьев в передачах…….25
3.3 Кинематическая схема привода главного движения…….....28
3.4 Эскизное оформление привода главного движения…….....29
3.4.1 Кинематические и силовые характеристики…….....29
3.4.2 Модули зубьев в передачах…….....31
3.4.3 Диаметры валов…….....35
3.4.4 Межцентровые расстояния между валами….....38
3.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....40
3.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла……...45
4 Силовой расчет привода главного движения.....46
4.1 Расчет валов на прочность……..46
4.2 Расчет шпиндельного узла……...59
4.3 Уточненный расчет опор шпинделя……...62
4.4 Динамический расчет…….....63
4.5 Проверочный расчет зубчатых колес…….....63
4.6 Расчет соединений вал-ступица……..….67
4.6.1 Расчет шлицевых соединений…….....67
4.6.2 Расчет шпоночных соединений……..68
5 Проектирование приспособления «Стол»..……..70
5.1 Компоновочные схемы столов……70
5.2 Расчет наклонно-поворотного стола……..…72
Заключение…….....81
Список использованной литературы……..….82

Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы…….....84
Приложение Б – Спецификации……...…86

Введение

Ввиду многообразия работ, выполняемых фрезерованием, фрезерные станки составляют значительную долю в объеме металлорежущего оборудования. Заводской парк некоторых предприятий состоит из них примерно на одну пятую часть. На таких станках производится большой перечень работ, что обеспечивается разнообразием инструмента, кинематики и компоновок станков. Типы и модели станков отличаются конструкцией, кинематикой, габаритными размерами, степенью точности и уровнем автоматизации. Различают станки продольно-фрезерные (одно- и двухстоечные); консольно-фрезерные (универсальные, горизонтальные, широкоуниверсальные, вертикальные); фрезерные непрерывного действия (барабанные и карусельные); копировально-фрезерные и гравировально-фрезерные; бесконсольные вертикально-фрезерные и разные (шпоночно-фрезерные, фрезерно-центровальные, торце-фрезерные и др.)[1, с. 4].

Основными путями повышения производительности станков являются увеличение скоростных и мощностных параметров привода главного движения; расширение диапазона регулирования скоростей и подач (применение бесступенчатого регулирования); автоматизация цикла обработки и механизация вспомогательных движений. Точность станков повышается за счет более точного изготовления узлов, применения новых материалов, увеличения жесткости, применения системы смазки узлов и агрегатов, а также использования более совершенных инструментов и большого количества СОТС.

При проектировании фрезерных станков применяют унификацию узлов и механизмов, что позволяет на базе основной модели создать гамму станков с единым решением конструкции и системам управления. Современные станки изготавливаются из модулей, это позволяет максимально использовать возможности оборудования и существенно сокращает время переналадки [1, с. 3].

Для расширения технологических возможностей фрезерных станков часто применяют разного рода наклонно-поворотные столы. Столы применяют при обработке фасонных поверхностей сложной геометрической формы, они могут обеспечить функцию деления, что позволяет добиться высокой точности обработки поверхностей, обеспечивая непрерывное фрезерование заготовки и обработку за один установ. Иногда стол снабжают встроенным пневматическим или гидравлическим устройством для зажима заготовки. Применение наклонно-поворотных столов значительно повышает технические возможности оборудования при относительно невысокой стоимости модернизации.

1 Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы

Проектирование металлообрабатывающих станков начинается с анализа компоновочных схем. Ниже представлен анализ компоновочных схем станков сверлильно-фрезерно-расточной группы (графическая часть ВКР: Лист формата – А1 – Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы (Теоретический чертеж)).

Станки сверлильно-фрезерно-расточной группы систематизируют следующим образом [1, с. 6]:

1) закрепление детали осуществляется на столе, обработка производится с двух сторон, консоль перемещается вдоль оси *Y*, крестовой стол перемещается по осям *X* и *Z* (рисунок 1.1);

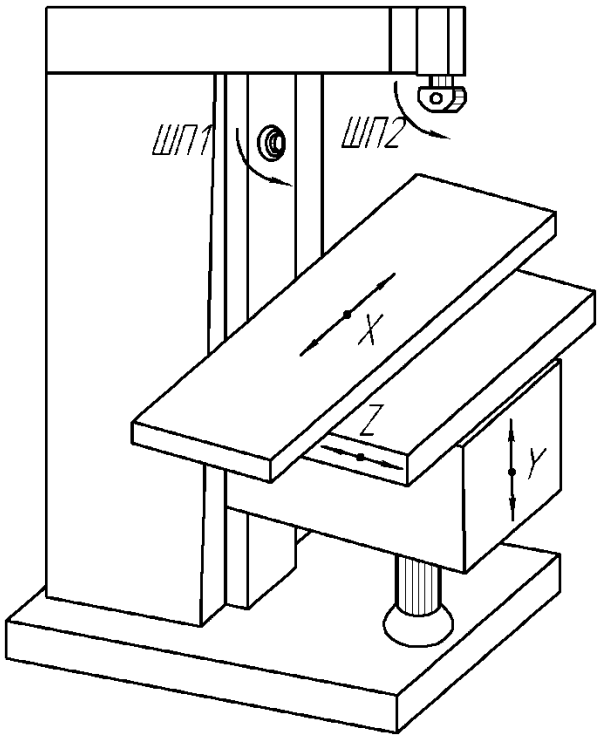


Рисунок 1.1 – Компоновочная схема 1

2) закрепление детали осуществляется на столе, обработка осуществляется с одной стороны, каретка перемещается по оси *Z*, стол позиционируется вдоль оси *X*, шпиндельная головка совершает движение по оси *Y* (рисунок 1.2);

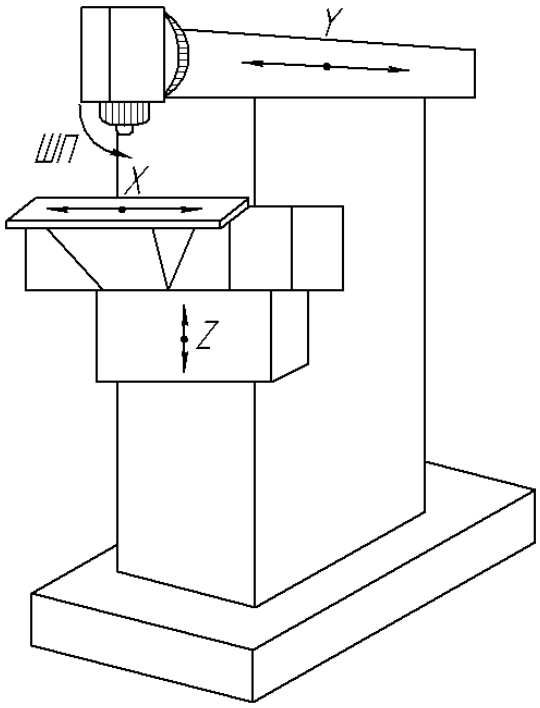


Рисунок 1.2 – Компоновочная схема 2

3) закрепление детали осуществляется на столе, обработка производится с одной стороны (рисунок 1.3), перемещение детали осуществляется аналогично схеме, представленной на рисунке 1.1;

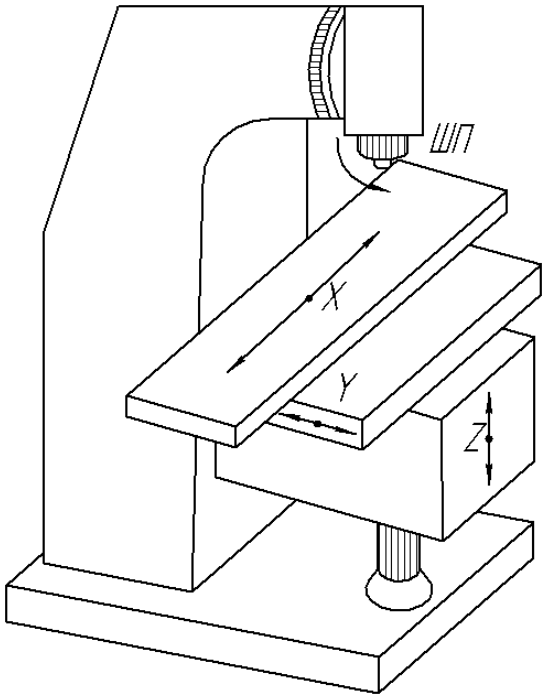


Рисунок 1.3 – Компоновочная схема 3

4) закрепление детали осуществляется на столе, обработка производится с одной стороны, шпиндельная головка перемещается вдоль оси *Z*, крестовой стол перемещается по осям *X* и *Z* (рисунок 1.4);

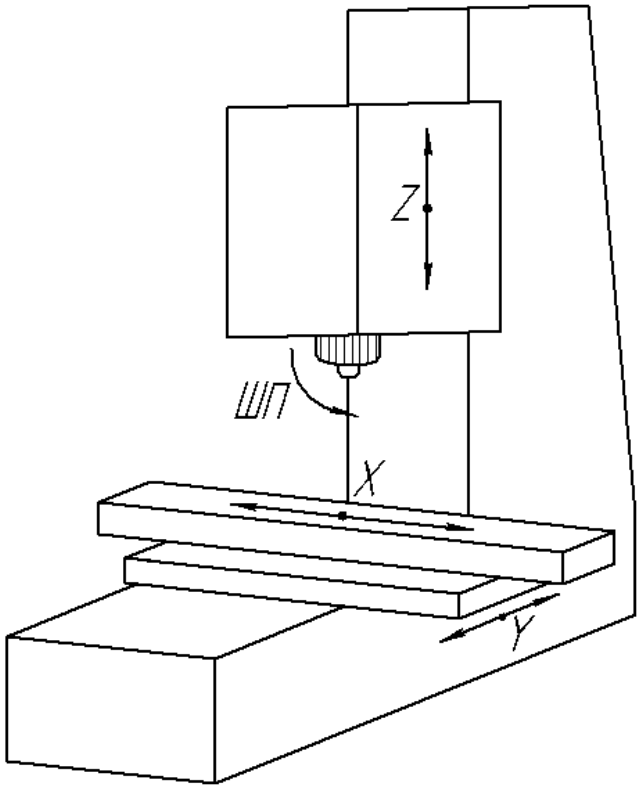


Рисунок 1.4 – Компоновочная схема 4

5) закрепление детали осуществляется на столе, обработка производится с трех сторон, две вертикальные шпиндельные головки ШП1 и ШП2 совершают движение по траверсе вдоль оси *X*, горизонтальные шпиндельные головки ШП3 и ШП4 вместе с траверсой перемещаются по оси *Z*, стол перемещается вдоль оси *Y* (рисунок 1.5);

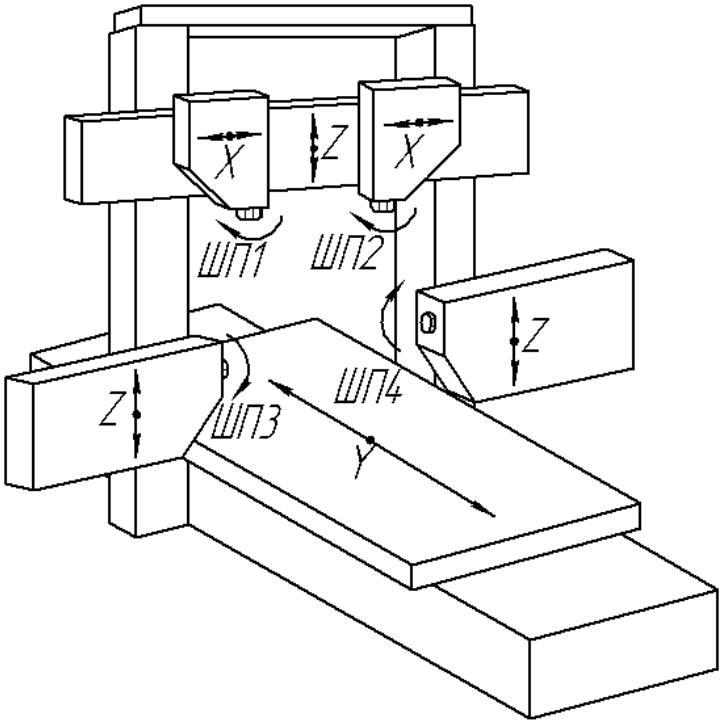


Рисунок 1.5 – Компоновочная схема 5

6) закрепление детали осуществляется на вращающемся столе, обработка происходит с одной стороны, шпиндельная голова перемещается вдоль оси *Z*, салазки перемещаются по оси *Y* (рисунок 1.6);

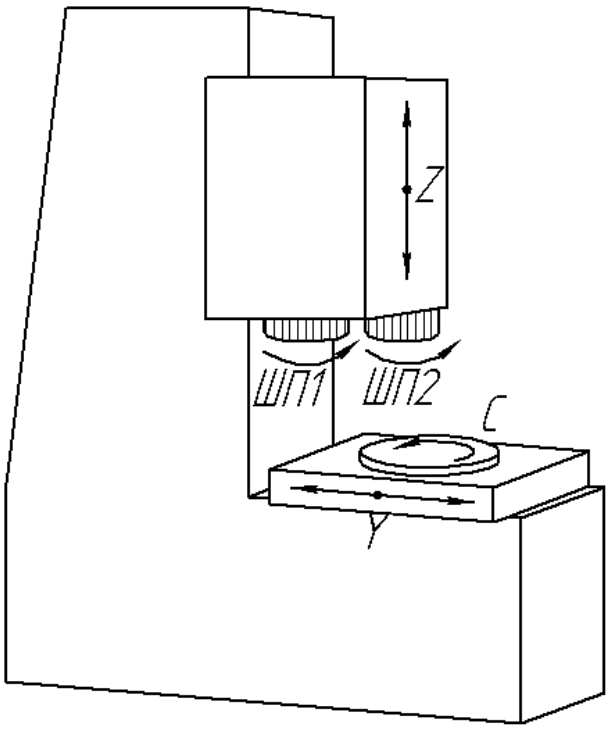


Рисунок 1.6 – Компоновочная схема 6

7) закрепление детали осуществляется на столе, обработка производится с одной стороны, шпиндельная головка перемещается вдоль оси *Z*, крестовой стол совершает перемещение по осям *X* и *Y* (рисунок 1.7), данная компоновка применяется в копировально-фрезерных станках;

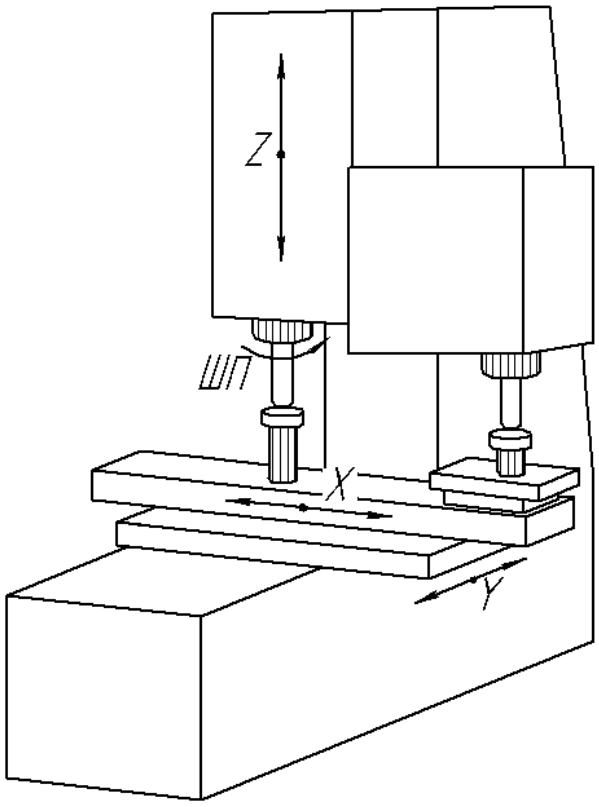


Рисунок 1.7 – Компоновочная схема 7

8) закрепление детали производится на столе, обработка выполняется с одной стороны, консоль совершает перемещение вдоль оси *Z*, стол совершает установочное перемещение по оси *Y*, шпиндельная головка перемещается по осям *Y* и *Z* (рисунок 1.8);

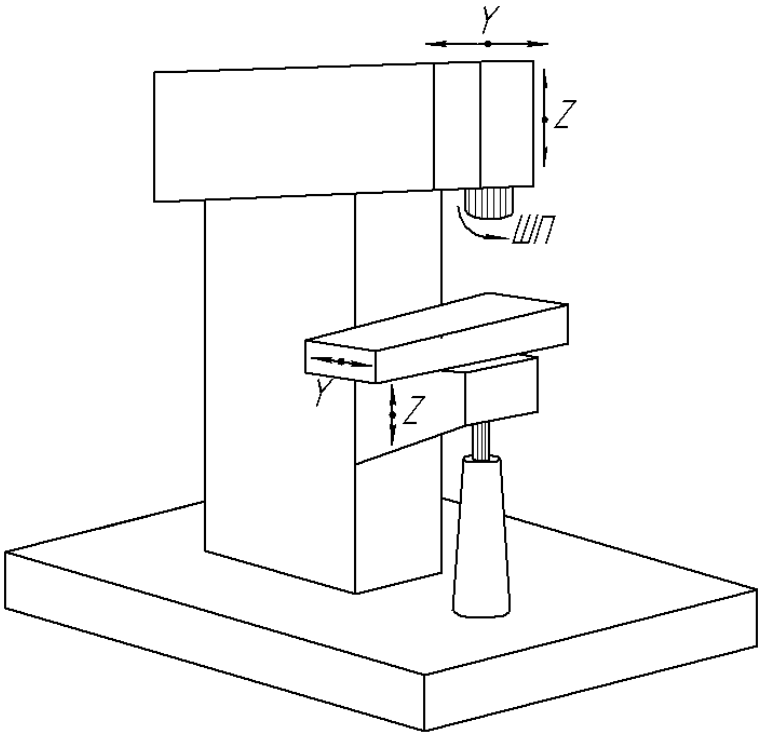


Рисунок 1.8 – Компоновочная схема 8

Для дальнейшего проектирования станка принята компоновочная схема 3 (см. рисунок 1.3).

2 Общие сведения о базовой модели станка

Вертикальный фрезерный станок 6Р13Ф3 предназначается для обработки разнообразных деталей сложного профиля из стали, чугуна, труднообрабатываемых цветных металлов, главным образом торцовыми и концевыми фрезами, сверлами в среднесерийном и мелкосерийном производстве (графическая часть ВКР: Лист формата А1 – Станок вертикально-фрезерный с ЧПУ (Вид общий)).

Технические характеристики ЧПУ станка 6Р13Ф3 позволяют вести обработку в режиме автоматического программного управления. Система ЧПУ способна задавать рабочие перемещения одновременно по трем координатам.

Основные характеристики станка 6Р13Ф3 представлены в таблице 1, а общий вид – на рисунке 2.1.

Таблица 1 – Основные характеристики станка 6Р13Ф3

Наименование характеристики	Ед. изм.	Параметры
Класс точности по ГОСТ 8-82		Н
Стол		
Размеры рабочей поверхности стола (Д х Ш)	мм	1600 х 400
Число Т-образных пазов		3
Ширина Т-образных пазов по ГОСТ 1574-75		
Центральный	мм	18Н9
Крайний	мм	18Н11
Расстояние между пазами	мм	90

Продолжение таблицы 1

Перемещение стола *X* (продольное), *Y* (поперечное), *Z* (вертикальное)	мм	1000 х 400 х 420
Наибольшее перемещение ползуна (координата *Z*), не менее	мм	250
Предел подач стола, ползуна	мм/мин	3…4800
Скорость быстрого перемещения стола по координатам *X, Y*, и ползуна по *Z*	мм/мин	4800
Подача стола за один импульс	мм	0,01
Наибольшая масса обрабатываемой детали и приспособления, устанавливаемых на станке	кг	300
Шпиндель		
Количество ступеней скоростей шпинделя		18
Конец шпинделя с конусностью 7:24 по ГОСТ 836-72		50
Частота вращения шпинделя	мин$^{-1}$	40…2000
Коэффициент ряда выходных частот вращения шпинделя		1,26
Расстояния от торца шпинделя до стола	мм	70…490
Расстояние от оси шпинделя до вертикальных направляющих станины	мм	500
Наибольший диаметр фрезы		
Торцовой	мм	125
Концевой	мм	40

Продолжение таблицы 1

Сверла	мм	30
ЧПУ		
Тип устройства ЧПУ		Н33-2М
Способ задания размеров		В приращениях
Вид интерполятора		Линейно-круговой
Количество управляемых координат		3
Количество одновременно управляемых координат		
При линейной интерполяции		3
При круговой интерполяции		2
Программоноситель		Перфолента
Система кодирования информации		ГОСТ 13052-74
Диапазон выходных рабочих подач устройства	мм/мин	0,1…4800
Коррекция подачи с пульта оператора	%	20…120
Коэффициент ряда выходных частот в диапазоне рабочих подач		1,1
Величина подачи быстрого хода	мм/мин	4800
Наибольшая величина линейного перемещения в кадре (при дискретности 0,01 мм)	мм	9999,99

Продолжение таблицы 1

Наибольший радиус окружности	мм	9999,99
Количество технологических команд	Три адреса, 8 команд в адресе, в двоично-десятичном коде	
Количество коррекций на длину и радиус инструмента (постоянно не закреплены)		18

Рисунок 2.1 – Общий вид станка модели 6Р13Ф3

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 [2, с. 31].

Определяем диапазон регулирования привода по формуле [2, с. 31]:

$$R_{\text{п}} = R_{\text{дв}} \, R_{\text{к}},$$

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

$R_{\text{к}}$ – диапазон регулирования коробки.

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\varphi_{\text{к}} = R_{\text{дв}} \, \varphi$ [2, с. 31].

Максимальную частоту вращения шпинделя определяем по формуле [2, с. 13, 20]:

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

где $R_{\text{п}} = 90$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 40 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Следовательно,

$$n_{\text{шп(max)}} = 90 \cdot 40 = 3600 \text{ мин}^{-1}.$$

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 $\eta = 0{,}80 \ldots 0{,}85$ [2, с. 12], принимаем $\eta = 0{,}80$.

Тогда,

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

Выбираем двигатель типа 2ПФ180L [3, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 10$ кВт, $n_{\text{дв(max)}} = 3000$ мин$^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750$ мин$^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; dдв $= 42$ мм – диаметр выходного конца вала двигателя [3, с. 145–146, т. Ж2].

Определяем диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности по следующей формуле [2, с. 32]:

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

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

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [2, с. 32]:

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

$$R_{\text{к}} = \frac{90}{4} = 22{,}5.$$

Определяем число скоростей коробки [2, с. 36]:

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

$$z = \frac{\lg 90}{\lg 4} = 3{,}25.$$

Это значение можно округлить до 3 или 4.

Принимаем $z = 3$, что дает возможность иметь одну групповую передачу в коробке.

Чтобы выбрать знаменатель ряда φ можно воспользоваться следующими рекомендациями [2, с. 20]: для токарных и токарно-винторезных станков –

$\varphi = 1{,}26$; для токарно-револьверных станков в зависимости от диаметра обработки – $\varphi = 1{,}41$ и $\varphi = 1{,}58$; для сверлильных станков всех типов с диаметром сверления более 18 мм – $\varphi = 1{,}41$; для фрезерных станков всех типов – $\varphi = 1{,}26$; для многооперационных станков – $\varphi = 1{,}26$ и $\varphi = 1{,}41$.

Принимаем $\varphi = 1{,}26$.

Определяем величину c [2, 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 [2, с. 33]:

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

где R_m, $R_г$ – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то [2, с. 37]:

$$K_m = \frac{\lg R_к}{\lg \varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 22{,}5}{\lg 1{,}26} = 13{,}47.$$

Округляем до $K_m = 14$.

Однако при $\varphi = 1{,}26$ число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи группы, не может превышать 9 [2, с. 22, т. 4]. Поэтому принимаем $K_m = 9$. Оставшиеся 5 интервалов можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [2, с. 33]:

$$R_{к(ф)} = R_j \varphi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

$$R_j = R_a R_b \ldots R_{m-1} = R_N^{\varepsilon},$$

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

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

Фактический диапазон регулирования коробки $R_{\text{к(ф)}} = R_a \varphi^{K_m}$; в нашем случае $R_a = 1$, $\varphi = 1{,}26$, $K_m = 9$; следовательно,

$$R_{\text{к(ф)}} = 1\varphi^9 = 1 \cdot 1{,}26^9 = 8 \text{ [1, с. 23, т. 5].}$$

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{\text{п(ф)}} = 4 \cdot 8 = 32.$$

Определяем число K_1 интервалов между максимальной частотой вращения шпинделя и максимальной частотой вращения двигателя, а также число K_2 интервалов между максимальной и минимальной частотами вращения шпинделя [2, с. 33]:

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

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

Значения K_1 и K_2 округляем до ближайшего большего целого [2, с. 33].

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000 / 3600)}{\lg 1{,}26} = -0{,}7888,$$

принимаем $K_1 = -1$,

$$K_2 = \frac{\lg 32}{\lg 1{,}26} = 14{,}996,$$

принимаем $K_2 = 15$.

Определяем общее число интервалов [2, с. 33]:

$$K_{\text{общ}} = K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 15.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 16 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1{,}26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

Для того чтобы регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне выполнялось при постоянной мощности, необходимо при построении графика частот вращения следить за тем, чтобы диапазон регулирования в последующей группе был всегда меньше, чем на предыдущем валу [2, с. 33–34].

По таблице 3 [2, с. 14–18] выбираем ряд: 3750; 3000; 2360; 1900; 1500; 1180; 950; 750; 600; 475; 375; 300; 236; 190; 150; 118 и строим график частот вращения (рисунок 3.1) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 3750$ мин$^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 118$ мин$^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 475$ мин$^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 9. Поэтому из точки A проводим луч на три (9–6=3) интервала вверх в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 950$ мин$^{-1}$. Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в нашем случае это четыре и пять интервалов), т.е. из точки A проводим луч в точку $n_{\text{шп}} = 375$ мин$^{-1}$. Затем из точки A откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку B. Из точки B проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки A.

Затем точки A и B соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем пять интервалов, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точки A. Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шп}} = 95$ мин$^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 75$ мин$^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 60$ мин$^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 47{,}5$ мин$^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 37{,}5$ мин$^{-1}$), (графическая часть ВКР: Лист формата А1 – Станок вертикально-фрезерный с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная)).

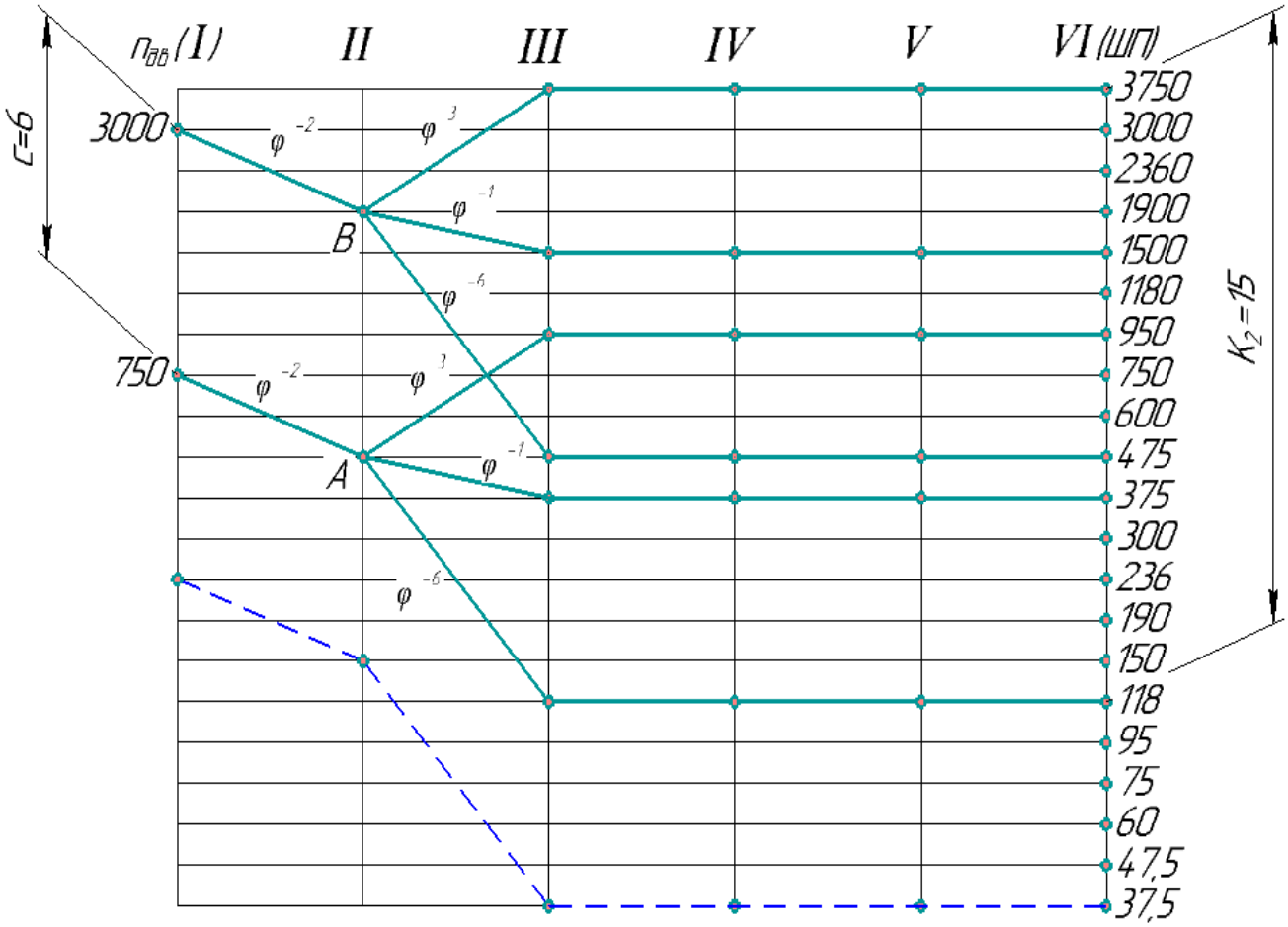


Рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 3.2 показана кинематическая схема привода главного движения проектируемого станка (z – числа зубьев колес).

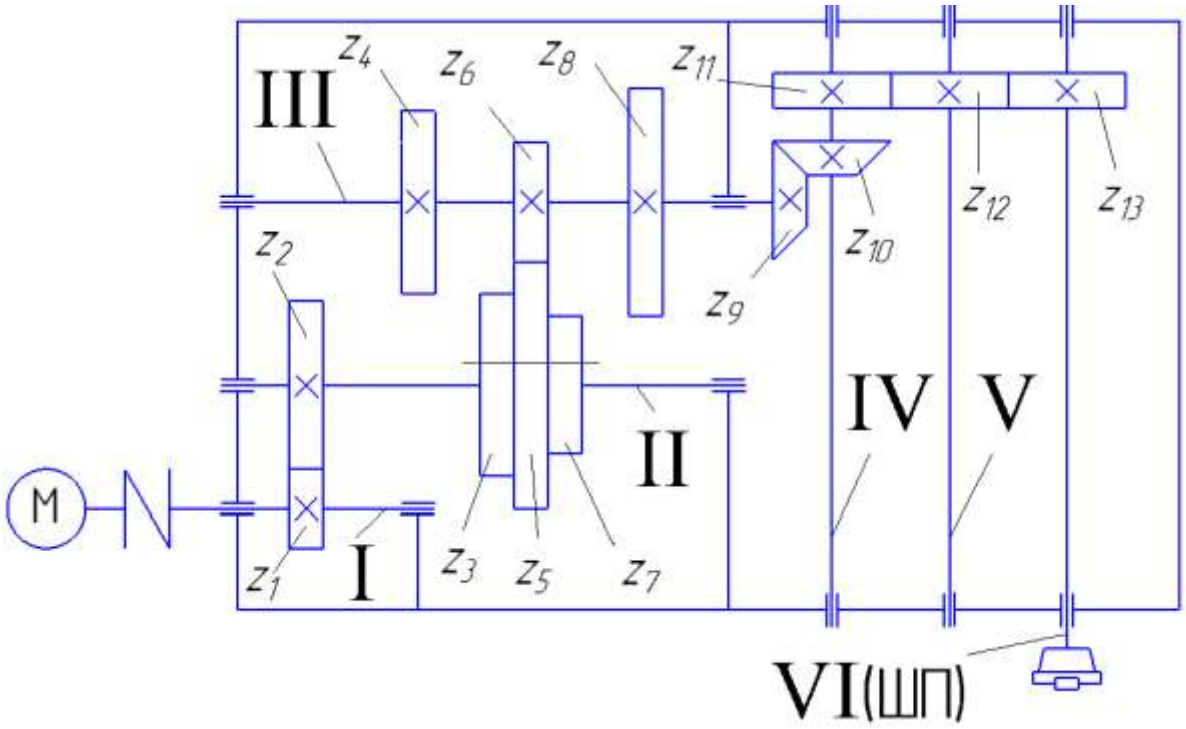


Рисунок 3.2 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант)

3.2 Числа зубьев в передачах

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

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода, использую таблицу 7 [2, с. 40–46]. По горизонтали обозначены суммы зубьев $\sum z$, начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев $\sum z$ и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

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

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{зп(z1-z2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{1900} = 1{,}58$ или $i_{зп(z1-z2)} = \frac{750}{475} = 1{,}58$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-2} = 1{,}58$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{зп(z1-z2)} = 1{,}58$, $\sum z = 72$, $z_1 = 28$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 72 - 28 = 44$.

2) переборная группа:

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{зп(z3-z4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{1900}{1500} = 1{,}26$ или $i_{зп(z3-z4)} = \frac{475}{375} = 1{,}26$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-1} = 1{,}26$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{зп(z3-z4)} = 1{,}26$, $\sum z = 108$, $z_3 = 48$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_3 = 108 - 48 = 60$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{зп(z5-z6)} = \frac{n_{III}}{n_{II}} = \frac{3750}{1900} = 1{,}97$ или $i_{зп(z5-z6)} = \frac{950}{475} = 2$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{3} = 2$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{зп(z5-z6)} = 2$, $\sum z = 108$, $z_6 = 36$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_5 = \sum z - z_6 = 108 - 36 = 72$;

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{зп(z7-z8)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{1900}{475} = 4$ или $i_{зп(z7-z8)} = \frac{475}{118} = 4{,}02$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{зп(z7-z8)} = 3{,}98$, $\sum z = 108$, $z_7 = 22$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 108 - 22 = 86$.

3) коническая зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_9 - z_{10}$: передаточное отношение – $i_{зп(z9-z10)} = \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{3750}{3750} = 1$ или $i_{зп(z9-z10)} = \frac{1500}{1500} = 1$ или $i_{зп(z9-z10)} = \frac{950}{950} = 1$ или $i_{зп(z9-z10)} = \frac{475}{475} = 1$ или $i_{зп(z9-z10)} = \frac{375}{375} = 1$ или $i_{зп(z9-z10)} = \frac{118}{118} = 1$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$– по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z9-z10)} = 1$, $\sum z = 100$, $z_9 = 50$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_{10} = \sum z - z_9 = 100 - 50 = 50$.

4) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_{11} - z_{12}$: передаточное отношение – $i_{зп(z11-z12)} = \frac{n_{IV}}{n_V} = \frac{3750}{3750} = 1$ или $i_{зп(z11-z12)} = \frac{1500}{1500} = 1$ или $i_{зп(z11-z12)} = \frac{950}{950} = 1$ или $i_{зп(z11-z12)} = \frac{475}{475} = 1$ или $i_{зп(z11-z12)} = \frac{375}{375} = 1$ или $i_{зп(z11-z12)} = \frac{118}{118} = 1$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{зп(z11-z12)} = 1$, $\sum z = 136$, $z_{11} = 68$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_{12} = \sum z - z_{11} = 136 - 68 = 68$.

5) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_{12} - z_{13}$: передаточное отношение – $i_{зп(z12-z13)} = \frac{n_V}{n_{VI}} = \frac{3750}{3750} = 1$ или $i_{зп(z12-z13)} = \frac{1500}{1500} = 1$ или $i_{зп(z12-z13)} = \frac{950}{950} = 1$ или $i_{зп(z12-z13)} = \frac{475}{475} = 1$ или $i_{зп(z12-z13)} = \frac{375}{375} = 1$ или $i_{зп(z12-z13)} = \frac{118}{118} = 1$ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{зп(z11-z12)}=1$, $\sum z=136$, $z_{12}=68$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_{13}=\sum z-z_{12}=136-68=68$.

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [2, с. 47].

3.3 Кинематическая схема привода главного движения

Полученные колеса следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение [2, с. 47].

На рисунке 3.3 представлена кинематическая схема разрабатываемого привода главного движения станка (z – числа зубьев колес).

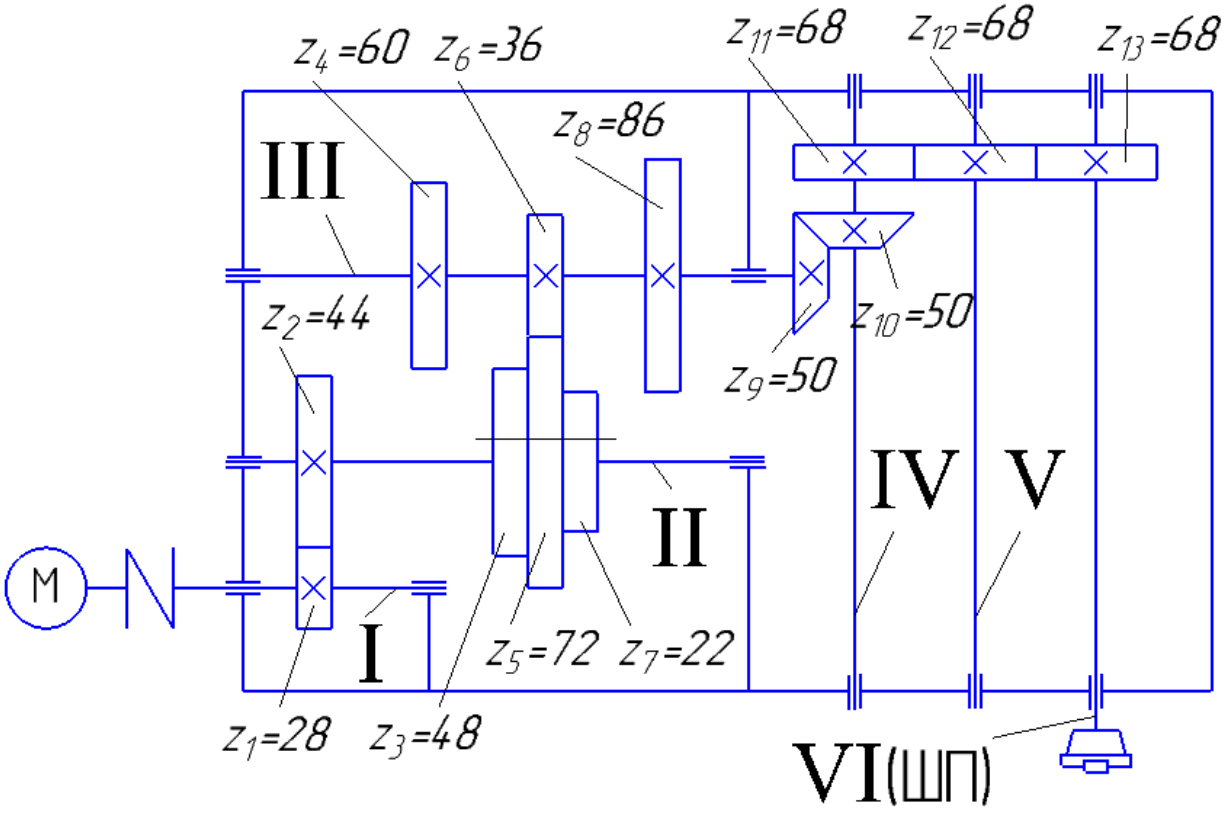


Рисунок 3.3 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант)

3.4 Эскизное оформление привода главного движения

3.4.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем расчетную частоту вращения шпинделя [2, с. 39]:

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\min}\left(R_{\text{п}}^{1/3} \ldots R_{\text{п}}^{1/4}\right),$$

$$n_{\text{шп расч}} = 40\left(90^{1/3} \ldots 90^{1/4}\right) = (179{,}3 \ldots 123{,}2)\ \text{мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 150\ \text{мин}^{-1}$.

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя):

$$n_{\text{шп расч}} = 150\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{V}} = 150\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{IV}} = 150\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{III}} = 150\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 600\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 950\ \text{мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре [4, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 10\ \text{кВт},$$

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

где $\eta_{\text{м}} = 0{,}98$ – КПД соединительной муфты [4, с. 8, т. 1.1];

$\eta_{\text{пп}} = 0{,}99$ – КПД пары подшипников качения [4, с. 8, т. 1.1],

следовательно,

$$P_{\text{I}} = 10 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99 = 9{,}7\ \text{кВт},$$

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

где $\eta_{\text{зп}} = 0{,}97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [4, с. 8, т. 1.1],

следовательно,

$$P_{\text{II}} = 9{,}7 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 9{,}31\ \text{кВт},$$

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

$$P_{\text{III}} = 9.31 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 8{,}94\ \text{кВт},$$

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

где $\eta_{\text{зп}} = 0{,}97$ – КПД зубчатой конической передачи [4, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{IV}} = 8{,}94 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 8{,}59\ \text{кВт},$$

$$P_{\text{V}} = P_{\text{IV}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

$$P_{\text{V}} = 8{,}59 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 8{,}25\ \text{кВт},$$

$$P_{\text{VI}} = P_{\text{V}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

$$P_{\text{VI}} = 8{,}25 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 7{,}92\ \text{кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя и минимальных частот вращения каждого вала коробки скоростей [4, с. 27]:

$$M_{\text{к I}} = 9550\,\frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550\,\frac{9{,}7}{950} = 97{,}51\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{к II}} = 9550\,\frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550\,\frac{9{,}31}{600} = 148{,}18\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{к III}} = 9550\,\frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = 9550\,\frac{8{,}94}{150} = 569{,}18\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{к IV}} = 9550\,\frac{P_{\text{IV}}}{n_{\text{IV}}} = 9550\,\frac{8{,}59}{150} = 546{,}9\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{к V}} = 9550\,\frac{P_{\text{V}}}{n_{\text{V}}} = 9550\,\frac{8{,}25}{150} = 525{,}25\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550\,\frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шпрасч}}} = 9550\,\frac{7{,}92}{150} = 504{,}24\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

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 [4, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [4, с. 82, ф. 3]:

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

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

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

$m_{к}$ – 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 $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$;

$M_{к}$ – крутящий момент на рассчитываемом колесе, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [2, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяемое по таблице 17 [2, 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 [2, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [2, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [2, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 18ХГТ с термообработкой: Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56…63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 300\,\text{МПа}$ [2, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

а) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 28$, $i_{\text{зп}(z1-z2)} = 1{,}58$, $M_{\text{кI}} = 97{,}51\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 300\,\text{МПа}$, $Y_F = 3{,}82$,

$$m_{\text{к}} = \frac{770}{28} \cdot \sqrt[3]{\frac{97{,}51 \cdot 1{,}12 \cdot (1{,}58+1)}{1{,}58 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 1{,}91\,\text{мм},$$

$$m_{\text{из}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{97{,}51 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}82}{28^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 2{,}35\,\text{мм},$$

принимаем $m = 2{,}5\,\text{мм}$,

б) переборная группа (тройной блок):

$z_3 - z_4$: $z_3 = 48$, $i_{\text{зп}(z3-z4)} = 1{,}26$, $M_{\text{кII}} = 148{,}18\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 300\,\text{МПа}$, $Y_F = 3{,}67$,

$$m_{\text{к}} = \frac{770}{48} \cdot \sqrt[3]{\frac{148{,}18 \cdot 1{,}12 \cdot (1{,}26+1)}{1{,}26 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 1{,}32\,\text{мм},$$

$$m_{\text{из}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{148{,}18 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}67}{48^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 1{,}86\,\text{мм},$$

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

$z_5 - z_6$: $z_6 = 36$, $i_{\text{зп}(z5-z6)} = 2$, $M_{\text{к шп}} = 569{,}18\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 300\,\text{МПа}$, $Y_F = 3{,}72$,

$$m_к = \frac{770}{36} \cdot \sqrt[3]{\frac{569{,}18 \cdot 1{,}12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 2{,}61 \text{мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{569{,}18 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}72}{36^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 3{,}55 \text{мм},$$

предварительно принимаем $m = 4$мм,

$z_7 - z_8$: $z_7 = 22$, $i_{зп(z7-z8)} = 3{,}98$, $M_{кII} = 148{,}18$ 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, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 4$,

$$m_к = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{148{,}18 \cdot 1{,}12 \cdot (3{,}98+1)}{3{,}98 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 2{,}56 \text{мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{148{,}18 \cdot 1{,}2 \cdot 4}{22^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 3{,}23 \text{мм},$$

предварительно принимаем $m = 3$мм.

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем $m = 4$мм.

в) коническая зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_9 - z_{10}$: $z_9 = 37$, $i_{зп(z9-z10)} = 1$, $M_{кIII} = 569{,}18$ 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, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 3{,}71$,

Определяем ориентировочное (первое приближение) значение внешнего делительного диаметра [4, с. 51]:

$$d'_{e2} = k \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{v_H}},$$

где v_H – коэффициент понижения несущей способности конических передач по сравнению с эквивалентными цилиндрическими. Для прямозубых передач v_H =0,85;

T_2 – вращающий момент на колесе, равный $T_2 = 569{,}18$ Н·м;

u – передаточное число передачи, равное u =1;

k – коэффициент поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса определяется по таблице 2.8 [4, с.51];

принимаем k = 22.

Тогда,

$$d'_{e2} = 22 \cdot \sqrt[3]{\frac{569{,}18 \cdot 1}{0{,}85}} = 192{,}47\text{мм}.$$

Определяем ориентировочное значение средней окружной скорости (V'_m, м/с) [4, с. 51]:

$$V'_m = \frac{\pi 0{,}857 d'_{e2} n_2}{6 \cdot 10^4},$$

где n_2 – частота вращения рассчитываемого колеса, равная $n_2 = 150$ мин$^{-1}$;

тогда,

$$V'_m = \frac{\pi \cdot 0{,}857 \cdot 192{,}47 \cdot 150}{6 \cdot 10^4} = 1{,}29 \text{ м/с}$$

Определяем предварительное (второе приближение) значение внешнего делительного диаметра [4, с.51]:

$$d''_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HV} K_{H\beta} T_2 u}{\sigma_{HP}^2 v_H}},$$

где K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки выбирается по таблице 2.5 [4, с. 38];

принимаем $K_{HV} = 1{,}06$;

следовательно,

$$d''_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}06 \cdot 1{,}12 \cdot 569{,}18 \cdot 1}{1150^2 \cdot 0{,}85}} = 139{,}26 \text{ мм}.$$

Определяем внешний окружной модуль [4, с.52]:

$$m_e = \frac{d''_{e2}}{z},$$

$$m_e = \frac{139{,}26}{50} = 2{,}79 \text{ мм},$$

принимаем m = 4мм.

г) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_{11} - z_{12}$: $z_{11} = 68$, $i_{зп(z11-z12)} = 1$, $M_{кIV} = 546{,}9\,Н \cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150\,МПа$, $\sigma_{FP} = 300\,МПа$, $Y_F = 3{,}69$,

$$m_к = \frac{770}{68} \cdot \sqrt[3]{\frac{546{,}9 \cdot 1{,}12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 1{,}5мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{546{,}9 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}69}{68^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 2{,}28\,мм,$$

принимаем $m = 2{,}5мм$.

д) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_{12} - z_{13}$: $z_{12} = 68$, $i_{зп(z12-z13)} = 1$, $M_{кV} = 525{,}25\,Н \cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150\,МПа$, $\sigma_{FP} = 300\,МПа$, $Y_F = 3{,}69$,

$$m_к = \frac{770}{68} \cdot \sqrt[3]{\frac{525{,}25 \cdot 1{,}12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0{,}4 \cdot 1150^2}} = 1{,}48мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{525{,}25 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}69}{68^2 \cdot 0{,}4 \cdot 300}} = 2{,}26\,мм,$$

принимаем $m = 2{,}5мм$.

3.4.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [2, с. 86]:

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

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

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

$n_{i\,min}$ – минимальная частота вращения вала при номинальной частоте вращения двигателя, мин$^{-1}$.

Следовательно,

$$d_{\text{I min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,7}{950}} = 34,97 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $d_{\text{I min}} = 35 \text{ мм}$,

$$d_{\text{II min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,31}{600}} = 38,82 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $d_{\text{II min}} = 40 \text{ мм}$,

$$d_{\text{III min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,94}{150}} = 54,35 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $d_{\text{III min}} = 55 \text{ мм}$,

$$d_{\text{IV min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,59}{150}} = 53,81 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $d_{\text{IV min}} = 55 \text{ мм}$,

$$d_{\text{V min}} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,25}{150}} = 53,27 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $d_{\text{V min}} = 55 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{\text{шп min}}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 3.4) [2, с. 87]:

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

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

Следовательно,

$$d_{\text{шп min}} = 10 / (0,15 \ldots 0,35) = (66,67 \ldots 28,57) \text{мм},$$

принимаем $d_{\text{шп min}} = 90 \text{ мм}$.

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 3.4) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (графическая часть ВКР: Листы форматов (2,5А1, А1) – Привод главного движения

(Сборочный чертеж)) [2, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1{,}0\ldots1{,}2)\cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [2, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

$$d_{\text{пк}} = (1{,}0\ldots1{,}2)\cdot 90 = (90\ldots108)\text{мм},$$

принимаем $d_{\text{пк}} = 90\,\text{мм}$.

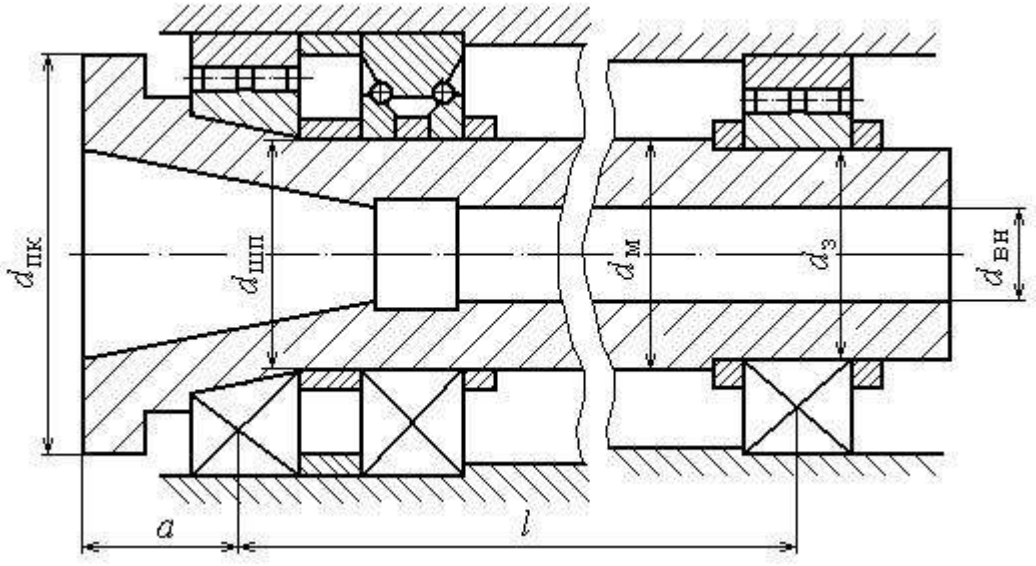


Рисунок 3.4 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 3.4) [2, с. 88]:

$$d_{\text{м min}} = (0{,}9\ldots1{,}0)\cdot d_{\text{шп min}},$$

$$d_{\text{м min}} = (0{,}9\ldots1{,}0)\cdot 90 = (81\ldots90)\text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{м min}} = 90\,\text{мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 3.4) [2, с. 88]:

$$d_{\text{з min}} = (0{,}8\ldots0{,}9)\cdot d_{\text{шп min}},$$

$$d_{\text{з min}} = (0{,}8\ldots0{,}9)\cdot 90 = (72\ldots81)\text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{з\,min} = 80$ мм.

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [2, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [3, с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПФ180L – $d_{дв} = 42$ мм.

3.4.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 3.5) [2, 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.

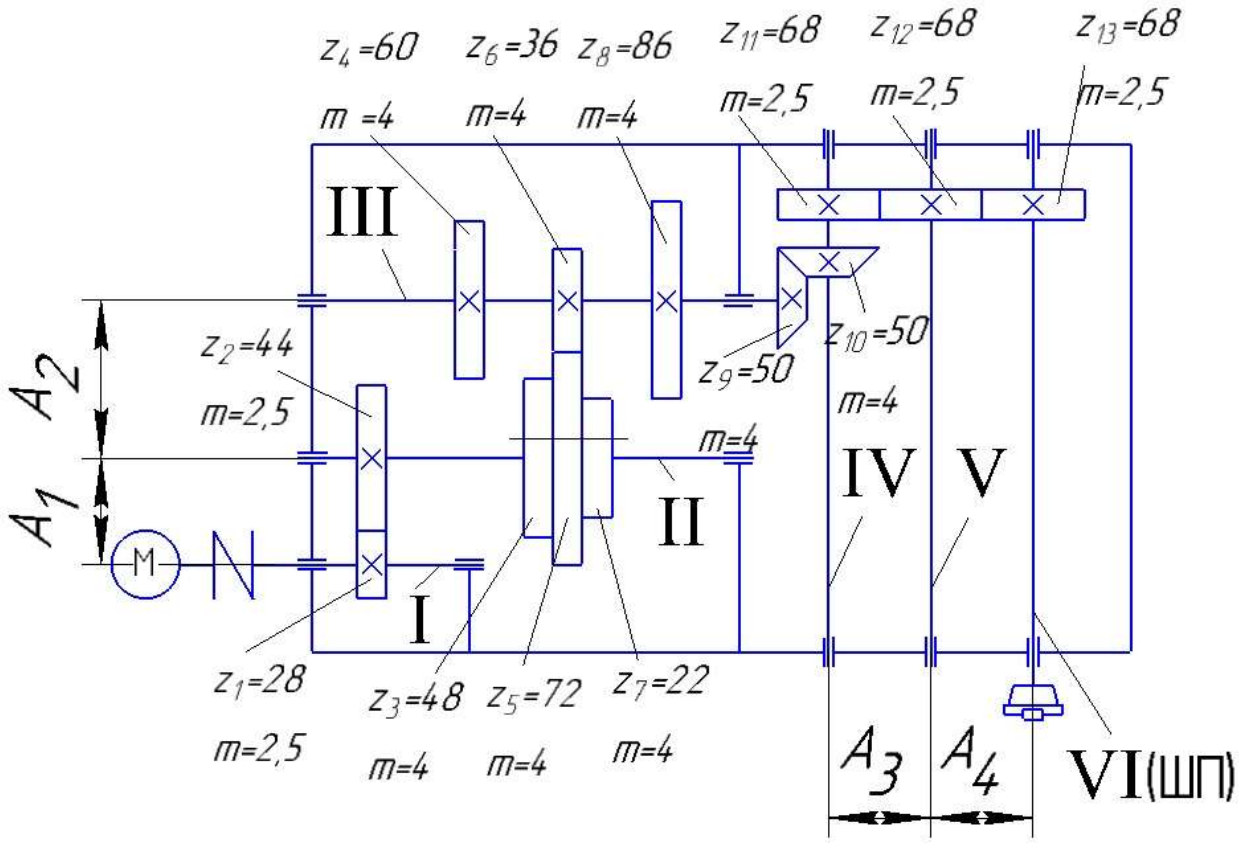


Рисунок 3.5 –Кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровое расстояние A_1 между валом I и II (см. рисунок 3.5):

$$A_1 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2),$$

$$A_1 = \frac{2,5}{2}(28 + 44) = 90 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом II и III (см. рисунок 3.5):

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) = \frac{m}{2}(z_7 + z_8),$$

$$A_2 = \frac{4}{2}(48 + 60) = \frac{4}{2}(72 + 36) = \frac{4}{2}(22 + 86) = 216 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом IV и V (см. рисунок 3.5):

$$A_3 = \frac{m}{2}(z_{11} + z_{12}),$$

$$A_3 = \frac{2,5}{2}(68 + 68) = 170 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_4 между валом V и VI (см. рисунок 3.5):

$$A_4 = \frac{m}{2}(z_{12} + z_{13}),$$

$$A_4 = \frac{2,5}{2}(68 + 68) = 170 \text{ мм}.$$

3.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес определяем по формуле [4]:

$$d = m\,z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев определяем по формуле [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев определяем по формуле [4]:

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

– ширина венца колес определяем по формуле [4]:

$$b = (8\ldots10)m.$$

Следовательно,

$z_1 = 28$, $m = 2{,}5$мм,

$$d = 2{,}5 \cdot 28 = 70\,\text{мм},$$

$$d_a = 70 + 2 \cdot 2{,}5 = 75\,\text{мм},$$

$$d_f = 70 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 63{,}75\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 2{,}5 = (20\ldots25)\,\text{мм},$$

принимаем $b = 25$мм.

$z_2 = 44$, $m = 2{,}5$мм,

$$d = 2{,}5 \cdot 44 = 110\,\text{мм},$$

$$d_a = 110 + 2 \cdot 2{,}5 = 115\,\text{мм},$$

$$d_f = 110 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 103{,}75\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 2{,}5 = (20\ldots25)\,\text{мм},$$

принимаем $b = 25$мм.

$z_3 = 48$, $m = 4$мм,

$$d = 4 \cdot 48 = 192\,\text{мм},$$

$$d_a = 192 + 2 \cdot 4 = 200\,\text{мм},$$

$$d_f = 192 - 2{,}5 \cdot 4 = 182\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\,\text{мм}$.

$z_4 = 60$, $m = 4\,\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 60 = 240\,\text{мм},$$

$$d_a = 240 + 2\cdot 4 = 248\,\text{мм},$$

$$d_f = 240 - 2{,}5\cdot 4 = 230\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\,\text{мм}$.

$z_5 = 72$, $m = 4\,\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 72 = 288\,\text{мм},$$

$$d_a = 288 + 2\cdot 4 = 296\,\text{мм},$$

$$d_f = 288 - 2{,}5\cdot 4 = 278\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\,\text{мм}$.

$z_6 = 36$, $m = 4\,\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 36 = 144\,\text{мм},$$

$$d_a = 144 + 2\cdot 4 = 152\,\text{мм},$$

$$d_f = 144 - 2{,}5\cdot 4 = 134\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\,\text{мм}$.

$z_7 = 22$, $m = 4\,\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 22 = 88\,\text{мм},$$

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

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

$$b = (8\ldots10)\cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\,\text{мм}$.

$z_8 = 86$, $m = 4\,\text{мм}$,

$$d = 4 \cdot 86 = 344\,\text{мм},$$

$$d_a = 344 + 2 \cdot 4 = 352\,\text{мм},$$

$$d_f = 344 - 2{,}5 \cdot 4 = 334\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\,\text{мм}$.

Расчет геометрических параметров конической передачи:

$z_9 = 50$, $m = 4\text{мм}$,

Определяем внешнее конусное расстояние [4,с. 53]:

$$R_e = \frac{m}{2}\sqrt{z_1^2 + z_2^2},$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев колеса и шестерни,

тогда,

$$R_e = \frac{4}{2}\sqrt{50^2 + 50^2} = 141{,}42\text{мм},$$

Определяем угол делительного конуса [4, с.52]:

$$\delta = \text{arctg}\frac{z_1}{z_2};$$

$$\delta = \text{arctg}\frac{50}{50} = 45 \text{ град.}$$

Определяем внешний делительный диаметр [4, с. 54];

$$d_e = mz;$$

$$d_e = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр вершин зубьев [4, с. 54];

$$d_{ae} = d_e + 2m \cdot \cos\delta;$$

$$d_{ae} = 200 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 45 = 205{,}66\text{мм.}$$

Определяем средний окружной модуль [4, с. 54];

$$m_m = m(1 - 0{,}5K_{be});$$

$$m_m = 4(1 - 0{,}5 \cdot 0.285) = 3{,}43 \text{ мм.}$$

Определяем средний делительный диаметр [4, с. 54];

$$d_m = m_m z;$$

$$d_m = 3{,}43 \cdot 50 = 171{,}5\text{мм.}$$

Определяем эквивалентное число зубьев [4, с. 54];

$$z_V = \frac{z}{\cos\delta};$$

$$z_V = \frac{50}{\cos 45} = 70{,}72.$$

Определяем ширину венца колеса [4, с. 53];

$$b = 0{,}285 R_e;$$

$$b = 0{,}285 \cdot 141{,}42 = 40\text{мм}.$$

$z_{10} = 50$, $m = 4$мм,

Определяем внешний делительный диаметр [4, с. 54];

$$d_e = mz;$$

$$d_e = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм},$$

Определяем диаметр вершин зубьев [4, с. 54];

$$d_{ae} = d_e + 2m \cdot \cos\delta;$$

$$d_{ae} = 200 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 45 = 205{,}66\text{мм};$$

Определяем средний окружной модуль [4, с. 54];

$$m_m = m(1 - 0{,}5 K_{be});$$

$$m_m = 4(1 - 0{,}5 \cdot 0.285) = 3{,}43 \text{ мм};$$

Определяем средний делительный диаметр [4, с. 54];

$$d_m = m_m z;$$

$$d_m = 3{,}43 \cdot 50 = 171{,}5\text{мм};$$

Определяем эквивалентное число зубьев [4, с. 54];

$$z_V = \frac{z}{\cos\delta};$$

$$z_V = \frac{50}{\cos 45} = 70{,}72;$$

Определяем ширину венца колеса [4, с. 53];

$$b = 0{,}285 R_e;$$

$$b = 0{,}285 \cdot 141{,}42 = 40\text{мм}.$$

$z_{11} = 68$, $m = 2{,}5$мм,

$$d = 2{,}5 \cdot 68 = 170\text{мм},$$

$$d_a = 170 + 2 \cdot 2{,}5 = 175 \text{ мм},$$

$$d_f = 170 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 176{,}25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \ldots 10) \cdot 2{,}5 = (20 \ldots 25) \text{мм},$$

принимаем $b = 25 \text{мм}$.

$z_{12} = 68$, $m = 2{,}5 \text{мм}$,

$$d = 2{,}5 \cdot 68 = 170 \text{мм},$$

$$d_a = 170 + 2 \cdot 2{,}5 = 175 \text{ мм},$$

$$d_f = 170 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 176{,}25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \ldots 10) \cdot 2{,}5 = (20 \ldots 25) \text{мм},$$

принимаем $b = 25 \text{мм}$.

$z_{13} = 68$, $m = 2{,}5 \text{мм}$,

$$d = 2{,}5 \cdot 68 = 170 \text{мм},$$

$$d_a = 170 + 2 \cdot 2{,}5 = 175 \text{ мм},$$

$$d_f = 170 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 176{,}25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \ldots 10) \cdot 2{,}5 = (20 \ldots 25) \text{мм},$$

принимаем $b = 25 \text{мм}$.

3.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 90$ мм, зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(max)}}$, определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [2, с. 89–90, т. 20].

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 3.6) [2, с. 89–90, т. 20]:

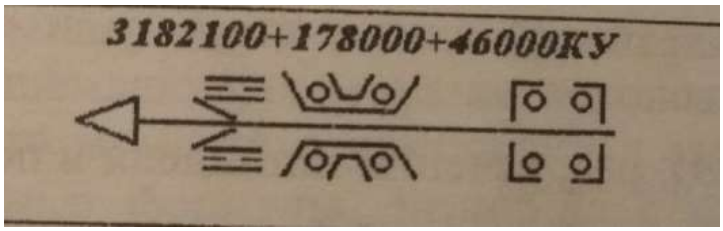


Рисунок 3.6 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

4 Силовой расчет привода главного движения

Проектируемый станок относится к сверлильно-фрезерно-расточной группе. Причем коробка скоростей не перемещается относительно станины. Следовательно, разумно расположить валы в одну линию, как у обычных универсальных станков.

Расчетная схема спроектированной свертки показана на рисунке 4.1.

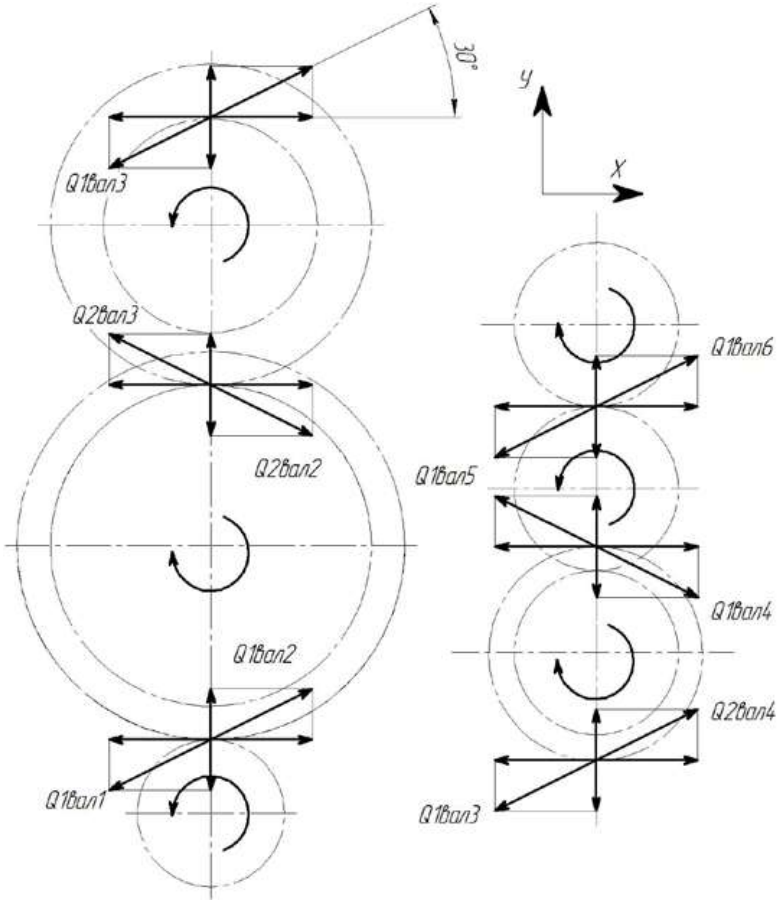


Рисунок 4.1 – Расчетная схема спроектированной свертки

4.1 Расчет валов на прочность

Расчет на прочность вала I

Исходные данные:

Вращающий момент на валу – $M_{КР} = 97,51 Н \cdot м$;

Частота вращения вала – $n = 950 мин^{-1}$;

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу – $d_1 = 70$ мм;

Диаметр вала под колесо – $d_К = 42$мм.

Расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяем по эскизной компоновке привода главного движения: $a = 39$ мм; $b = 48$ мм; $c = 100$ мм.

Последовательность расчета:

Определяем силы в зацеплении, необходимые для расчета валов и подшипников [4, с.46] (рисунок 4.2):

– окружная (действует в вертикальной плоскости) [4, с. 46]:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{кр}}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{кр}}{d_2};$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 97,51}{70} = 2786\,\text{Н};$$

– радиальная (действует в горизонтальной плоскости) [4, с. 46]:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \text{tg}20^\circ}{\cos\beta};$$

$$F_r = 2786 \cdot \text{tg}20^0 = 2786 \cdot 0,3639 = 1013,83\,\text{Н}.$$

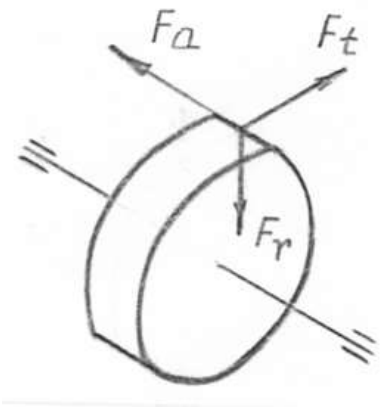


Рисунок 4.2 – Схема сил, действующих на вал от зубчатых колес в цилиндрической передаче

Определяем радиальную силу от муфты, действующую на консольный участок вала по формуле [4, с. 116]:

$$F_{\text{М}} = 50 \cdot \sqrt{T} = 50 \cdot \sqrt{97,51} = 493,73\,\text{Н}.$$

Составляем расчетную схему вала (см. рисунок 4.3, *а*).

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (см. рисунок 4.3, *б*):

$$\sum M_A = 0;\ F_r \cdot a - R_{BX} \cdot (a+b) = 0.$$

Откуда,

$$R_{BX} = \frac{F_r \cdot a}{a+b} = \frac{1013,83 \cdot 0,039}{0,039+0,048} = 454,48\,\text{Н};$$

$$\sum M_B = 0;\ R_{AX} \cdot (a+b) - F_r \cdot b = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_r \cdot b}{a+b} = \frac{1013,83 \cdot 0,048}{0,039+0,048} = 559,35\,\text{Н}.$$

Проверка:

$$\sum F_X = 0;\ R_{AX} - F_r + R_{BX} = 559,35 - 1013,83 + 454,48 = 0.$$

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (см. рисунок 4.3, *в*):

$$\sum M_A = 0;\ F_t \cdot a - R_{BY} \cdot (a+b) = 0.$$

Откуда,

$$R_{BY} = \frac{F_t \cdot a}{a+b} = \frac{2786 \cdot 0,039}{0,039+0,048} = 1248,9\,\text{Н};$$

$$\sum M_B = 0;\ R_{AY} \cdot (a+b) - F_t \cdot b = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_t \cdot b}{a+b} = \frac{2786 \cdot 0,048}{0,039+0,048} = 1537,1\text{Н}.$$

Проверка:

$$\sum F_Y = 0;\ R_{AY} - F_t + R_{BY} = 1537,1 - 2786 + 1248,9 = 0.$$

Определяем опорные реакции от силы $F_{\text{М}}$ (см. рисунок 4.3, *г*):

$$\sum M_A = 0;\ R_{BM} \cdot (a+b) - F_{\text{М}} \cdot (a+b+c) = 0;$$

Откуда,

$$R_{BM} = \frac{F_M \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{493,73 \cdot (0,039+0,048+0,1)}{0,039+0,048} = 1061,24\,\text{Н};$$

$$\sum M_B = 0;\ R_{AM} \cdot (a+b) - F_{\text{М}} \cdot c = 0;$$

$$R_{AM} = \frac{F_{\text{М}} \cdot c}{a+b} = \frac{493,73 \cdot 0,1}{0,039+0,048} = 567,51\text{Н}.$$

Проверка: $\sum F_Y = 0;\ R_{AM} - R_{BM} + F_{\text{М}} = 567,51 - 1061,24 + 493,73 = 0.$

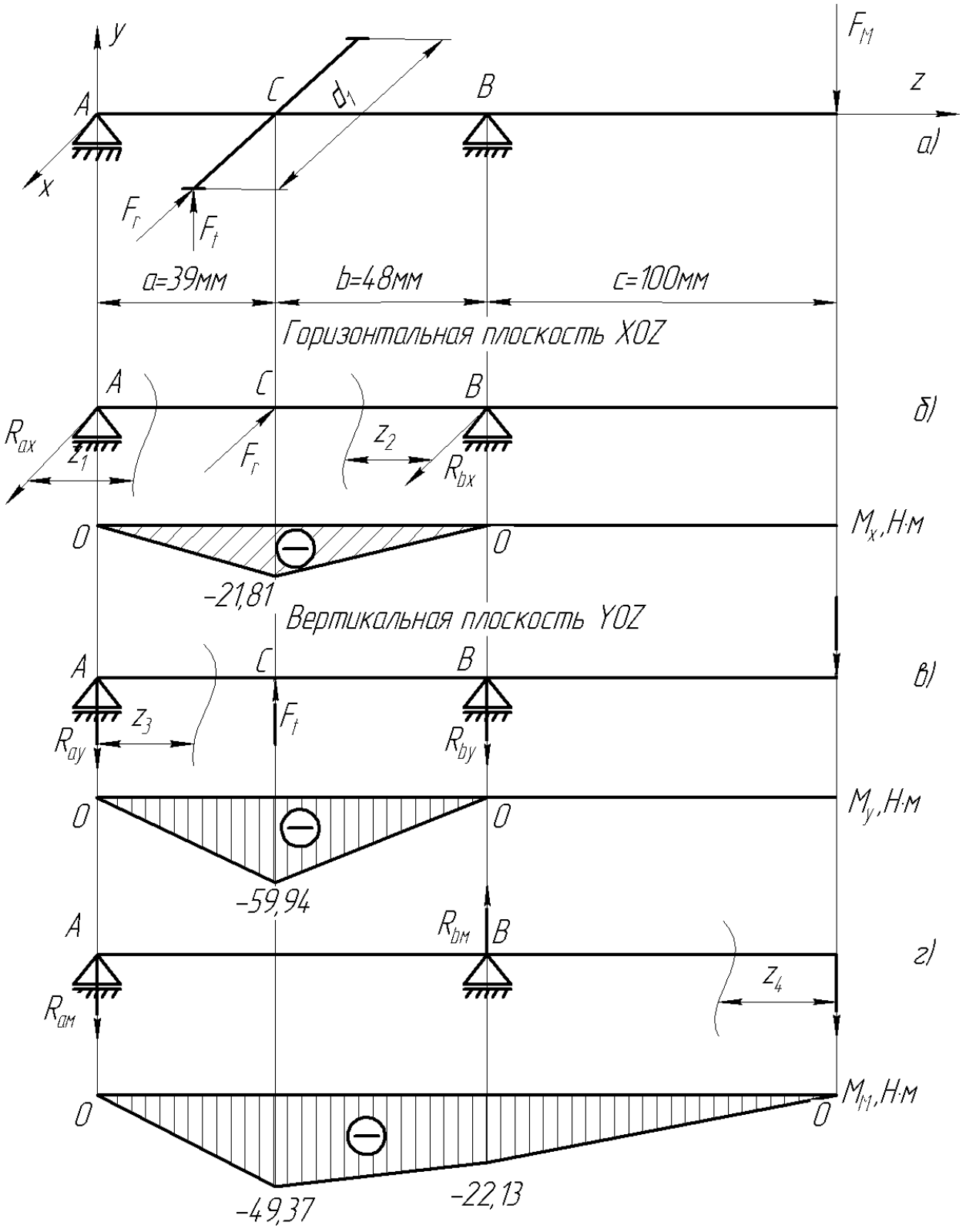


Рисунок 4.3 – Расчетная схема вала I

Определяем суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{AM} = \sqrt{559,35^2 + 1537,1^2} + 567,51 = 1635,71\,\text{Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{BM} = \sqrt{454,48^2 + 1248,9^2} + 1061,24 = 1329,02\,\text{Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

в горизонтальной плоскости (см. рисунок 4.3, *б*):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot z_1,\ (0 \le z_1 \le a);$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; \quad M_{Z_1=a}^X = -R_{AX} \cdot a = -559,35 \cdot 0,039 = -21,81\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{BX} \cdot z_2,\ (0 \le z_2 \le b);$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; \quad M_{Z_2=b}^X = -R_{BX} \cdot b = -454,48 \cdot 0,048 = -21,81\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

в вертикальной плоскости (см. рисунок 4.3, *в*):

$$M_{Z_3}^Y = -R_{AY} \cdot z_3,\ (0 \le z_3 \le a);$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; \quad M_{Z_3=a}^Y = -R_{AY} \cdot a = -1537,1 \cdot 0,039 = -59,94\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

изгибающие моменты от силы $F_\text{М}$ (см. рисунок 4.3, *г*):

$$M_{Z_4}^M = -F_\text{М} \cdot z_4,\ (0 \le z_4 \le c);$$

$$M_{Z_4=0}^M = 0; \quad M_{Z_4=c}^M = -F_\text{М} \cdot c = -493,73 \cdot 0,1 = -49,37\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

изгибающий момент в сечении *C* (под колесом):

$$M_C^M = -R_{AM} \cdot a = -567,51 \cdot 0,039 = -22,13\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом (сечение *C* – это сечение наиболее нагруженное):

$$M_C = \sqrt{\left(M_C^X\right)^2 + \left(M_C^Y\right)^2} + M_C^M = \sqrt{21,81^2 + 59,94^2} - 22,13 = 41,65\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем: материал вала – сталь 45 [4, с. 112, т. 6.1];

$$\sigma_\text{в} = 560\,\text{МПа},\ \sigma_{-1} = 250\,\text{МПа},\ \tau_{-1} = 160\,\text{МПа};\ \psi_\sigma = 0,\ \psi_\tau = 0;$$

механическая обработка вала – тонкая обточка; вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Расчёт на сопротивление усталости.

Для опасного сечения вала (сечение *C*) расчетный коэффициент запаса прочности определяем по формуле [4, с. 121], а коэффициенты S_σ и S_τ по формулам [4, с. 123] и [4, с. 123] соответственно:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \kappa_L}{\kappa_{\sigma D} \cdot \sigma_a}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot \kappa_L}{\kappa_{\tau D} \cdot \tau_a}, \text{ т.к. } \psi_\sigma = \psi_\tau = 0.$$

Коэффициент долговечности:

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_E}};$$

т. к. $N_E > 4 \cdot 10^6$, то $K_L = 1.$

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ определяются по формулам [4, с. 123]. В этих формулах значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений K_σ и K_τ зависят от вида концентраторов напряжений. В месте посадки колеса на вал имеется два типа концентраторов: ступенчатый переход с галтелью и шпоночная канавка. Для этих концентраторов по таблицам 6.3 и 6.4 [4, с. 124 – 125] находим значения K_σ и K_τ:

для ступенчатого перехода с галтелью ($t = 2{,}5$ мм, $r = 1{,}5$ мм приняты по рекомендациям [4, с. 125]):

при $\frac{r}{d_к} = \frac{1{,}5}{30} = 0{,}05$; $\frac{t}{r} = \frac{2{,}5}{1{,}5} = 1{,}7$ и $\sigma_в = 560$ МПа $K_\sigma = 1{,}72$; $K_\tau = 1{,}52$;

для шпоночной канавки, выполненной пальцевой фрезой: $K_\sigma = 1{,}69$; $K_\tau = 1{,}47.$

Следовательно, большее влияние на прочность вала оказывает шпоночная канавка, выполненная пальцевой фрезой; поэтому для расчета принимаем $K_\sigma = 1{,}38$; $K_\tau = 1{,}4$.

По таблице 6.6 [4, с. 125] находим $K_d = 0{,}88$; по таблице 6.7 [4, с. 126] – $K_F = 1{,}116$; коэффициент $K_V = 1$, т. к. вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Таким образом,

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{1{,}38}{0{,}88} + 1{,}116 - 1\right) \cdot 1 = 1{,}68;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{1{,}4}{0{,}88} + 1{,}116 - 1\right) \cdot 1 = 1{,}7.$$

По формулам [4] определяем амплитудные значения напряжений:

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_c}{W_И} = \frac{10^3 \cdot 41{,}65}{7273{,}57} = 5{,}73 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{10^3 \cdot T}{2W_P} = \frac{10^3 \cdot 97{,}51}{2 \cdot 14547{,}14} = 3{,}35 \text{ МПа},$$

где моменты сопротивления $W_И$ и W_P определены по формулам [4, с. 122]:

$$W_И = \frac{\pi \cdot d_К^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot 42^3}{32} = 7273{,}57 \text{ мм}^3;$$

$$W_P = \frac{\pi \cdot d_К^3}{16} = \frac{3{,}14 \cdot 42^3}{16} = 14547{,}14 \text{ мм}^3.$$

Тогда,

$$S_\sigma = \frac{250 \cdot 1}{1{,}68 \cdot 5{,}73} = 25{,}97; \quad S_\tau = \frac{160 \cdot 1}{1{,}7 \cdot 3{,}35} = 28{,}09.$$

Определяем коэффициент запаса прочности [4, с. 121]:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{25{,}97 \cdot 28{,}09}{\sqrt{25{,}97^2 + 28{,}09^2}} = 19{,}06.$$

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

Расчет на прочность вала II

Исходные данные:

Вращающий момент на валу – $M_{КР} = 148{,}18\,Н \cdot м$;

Частота вращения вала – $n = 600 мин^{-1}$;

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу – $d_1 = 110\,мм$; $d_2 = 288\,мм$;

Диаметр вала под колесо – $d_К = 47мм$;

Расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяем по эскизной компоновке привода главного движения: $a = 46мм$; $b = 253мм$; $c = 177\,мм$.

Последовательность расчета:

Определяем силы в зацеплении, необходимые для расчета валов и подшипников [4, с. 46]:

– окружная (действует в вертикальной плоскости) [4, с. 46]:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{кр}}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{кр}}{d_2};$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 148{,}18}{110} = 2694{,}18\,Н;$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 148{,}18}{288} = 1029{,}02\,Н.$$

– радиальная (действует в горизонтальной плоскости) [4, с. 46]:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \mathrm{tg}20^\circ}{\cos\beta};$$

$$F_{r1} = 2694{,}18 \cdot \mathrm{tg}20^0 = 2694{,}18 \cdot 0{,}3639 = 980{,}44\,Н;$$

$$F_{r2} = 1029{,}02 \cdot \mathrm{tg}20^0 = 1029{,}02 \cdot 0{,}3639 = 374{,}46\,Н.$$

Составляем расчетную схему вала (см. рисунок 4.4, *а*).

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (см. рисунок 4.4, *б*):

$$\sum M_A = 0;\ F_{r1} \cdot a - F_{r2} \cdot (a+b) - R_{BX}(a+b+c) = 0;$$

Откуда,

$$R_{BX} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{r2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{980,41 \cdot 0,046 - 374,46 \cdot (0,046+0,253)}{0,046+0,253+0,177} = -140,46\,\text{Н};$$

$$\sum M_B = 0;\ R_{AX}(a+b+c) - F_{r1} \cdot (b+c) + F_{r2} \cdot c = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_{r1} \cdot (b+c) - F_{r2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{980,41 \cdot (0,253+0,177) - 374,46 \cdot 0,177}{0,046+0,253+0,177} = 746,44\,\text{Н}.$$

Проверка:

$$\sum F_X = 0;\ R_{AX} - F_{r1} + F_{r2} + R_{BX} = 746,44 - 980,44 + 374,46 - 140,46 = 0.$$

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (см. рисунок 4.4, *в*):

$$\sum M_A = 0;\ F_{t1} \cdot a - F_{t2}(a+b) - R_{BY} \cdot (a+b+c) = 0;$$

Откуда,

$$R_{BY} = \frac{F_{t1} \cdot a - F_{t2}(a+b)}{a+b+c} = \frac{2694,18 \cdot 0,046 - 1029,02(0,046+0,253)}{0,046+0,253+0,177} = -386,02\,\text{Н}$$

$$\sum M_B = 0;\ R_{AY} \cdot (a+b+c) - F_{t1} \cdot (b+c) + F_{t2} \cdot c = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t1}(b+c) - F_{t2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{2694,18(0,253+0,177) - 1029,02 \cdot 0,177}{0,046+0,253+0,177} = 2051,18\text{Н}.$$

Проверка:

$$\sum F_Y = 0;\ -R_{AY} + F_{t1} - F_{t2} - R_{BY} = -2051,18 + 2694,18 - 1029,02 + 386,02 = 0.$$

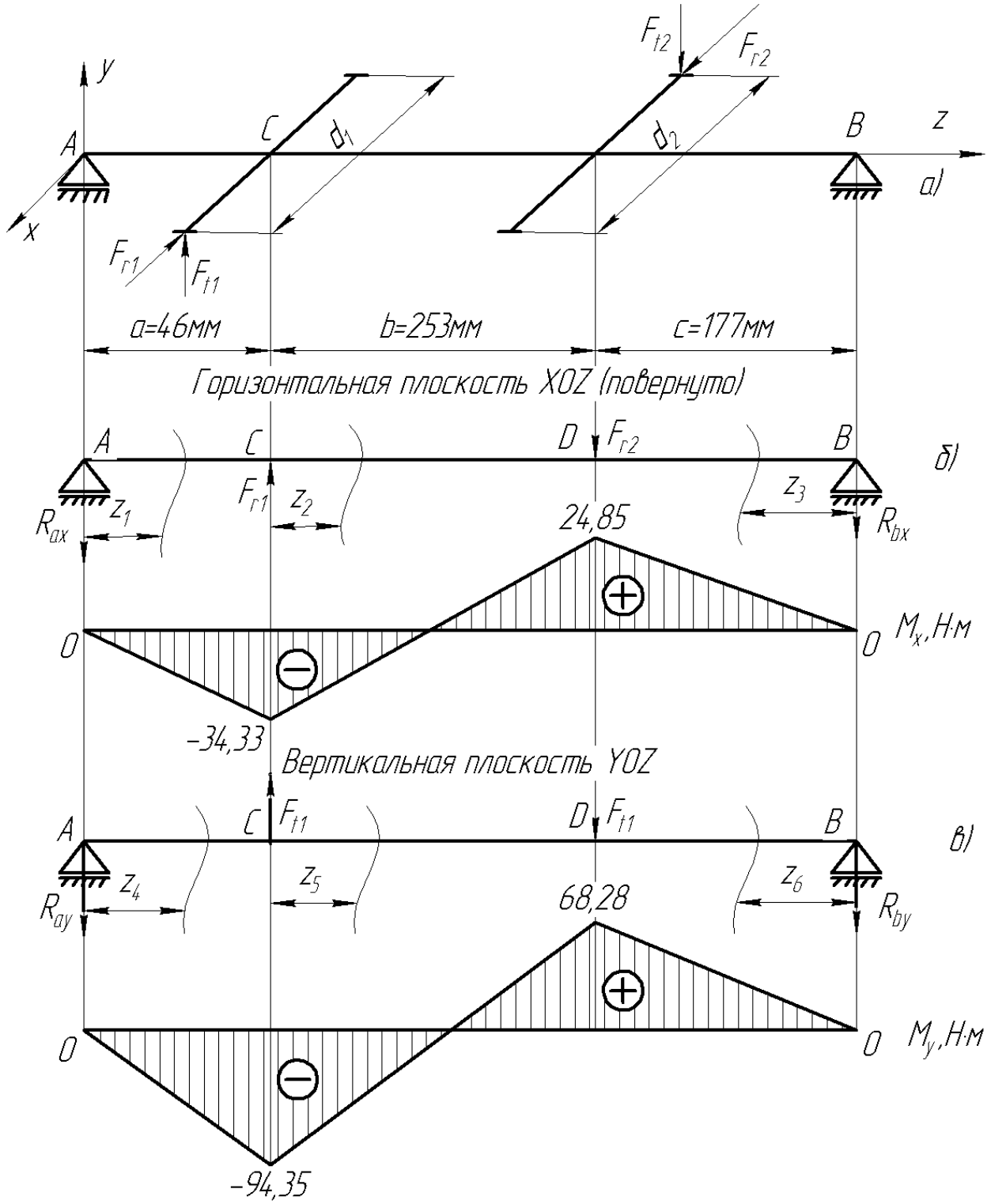


Рисунок 4.4 – Расчетная схема вала II

Определяем изгибающие моменты:

в горизонтальной плоскости (см. рисунок 4.4, *б*):

$$M_{Z_1}^{X} = -R_{AX} \cdot z_1, \ (0 \le z_1 \le a);$$

$$M_{Z_1=0}^{X} = 0; \quad M_{Z_1=a}^{X} = -R_{AX} \cdot a = -746,44 \cdot 0,046 = -34,33 \text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{AX} \cdot (a + z_2) + F_{r1} \cdot z_2,\ (0 \le z_2 \le b);$$

$$M_{Z_2=0}^X = -R_{AX} \cdot a; \quad M_{Z_1=b}^X = -R_{AX} \cdot (a+b) + F_{r1} \cdot b;$$

$$M_{Z_2=b}^X = -R_{AX} \cdot (a+b) - F_{r1} \cdot b = -746,44 \cdot (0,046 + 0,253) + 980,41 \cdot 0,253 = 24,85\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_3}^X = -R_{BX} \cdot z_3,\ (0 \le z_3 \le c);$$

$$M_{Z_3=0}^X = 0; \quad M_{Z_3=c}^X = -R_{BX} \cdot c;$$

$$M_{Z_3=c}^X = 140,46 \cdot 0,177 = 24,86\text{Н} \cdot \text{м};$$

в вертикальной плоскости (см. рисунок 4.4, *в*):

$$M_{Z_4}^Y = -R_{AY} \cdot z_4,\ (0 \le z_5 \le b);$$

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; \quad M_{Z_2=a}^Y = -R_{AY} \cdot a = -2051,18 \cdot 0,046 = -94,35\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_5}^Y = -R_{AY} \cdot (a + z_5) + F_{t1} \cdot z_5 = -2051,18 \cdot (0,046 + 0,253) + 2694,18 \cdot 0,253 = 68,28\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_6}^Y = -R_{BY} \cdot z_6,\ (0 \le z_6 \le c);$$

$$M_{Z_6=0}^Y = 0; \quad M_{Z_6=a}^Y = -R_{BY} \cdot c = 386,02 \cdot 0,177 = 68,28\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под зубчатыми колесами (сечение *C*, *D* – это сечения наиболее нагруженные):

$$M_C = \sqrt{\left(M_C^X\right)^2 + \left(M_C^Y\right)^2} = \sqrt{34,33^2 + 94,35^2} = 100,4\text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M_D = \sqrt{\left(M_D^X\right)^2 + \left(M_D^Y\right)^2} = \sqrt{24,86^2 + 68,28^2} = 72,66\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем: материал вала – сталь 45 [4, с. 112, т. 6.1];

$$\sigma_в = 560\,\text{МПа},\ \sigma_{-1} = 250\,\text{МПа},\ \tau_{-1} = 160\,\text{МПа};\ \psi_\sigma = 0,\ \psi_\tau = 0\ ;$$

механическая обработка вала – тонкая обточка; вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Расчёт на сопротивление усталости.

Для опасного сечения вала (сечение *C, D*) расчетный коэффициент запаса прочности определяем по формуле [4, с. 121], а коэффициенты S_σ и S_τ по формулам [4, с. 123] и [4, с. 123] соответственно:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \kappa_L}{\kappa_{\sigma D} \cdot \sigma_a}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot \kappa_L}{\kappa_{\tau D} \cdot \tau_a}, \text{ т.к. } \psi_\sigma = \psi_\tau = 0.$$

Коэффициент долговечности:

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_E}};$$

т. к. $N_E > 4 \cdot 10^6$, то $K_L = 1.$

Принимаем $K_\sigma = 1,45; \quad K_\tau = 2,25.$

По таблице 6.6 [4, с. 125] находим $K_d = 0,76$; по таблице 6.7 [4, с. 126] – $K_F = 1,11$; коэффициент $K_V = 1$, т. к. вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Таким образом,

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{1,45}{0,76} + 1,11 - 1 \right) \cdot 1 = 1,90;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{2,25}{0,76} + 1,11 - 1 \right) \cdot 1 = 3,07.$$

По формулам [4] определяем амплитудные значения напряжений:

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_c}{W_И} = \frac{10^3 \cdot 100,4}{10192,8} = 9,85 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_D}{W_И} = \frac{10^3 \cdot 72,66}{10192,8} = 7,13 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{10^3 \cdot M_{кр}}{2W_P} = \frac{10^3 \cdot 148,18}{2 \cdot 20385,6} = 3,63 \text{ МПа};$$

где моменты сопротивления $W_И$ и W_P определены по формулам [4, с. 122]:

$$W_И = \frac{\pi \cdot d_К^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 47^3}{32} = 10192,8 \text{ мм}^3;$$

$$W_P = 2W_И = 2 \cdot 10192,8 = 20385,6 мм^3.$$

Тогда,

$$S_\sigma = \frac{250 \cdot 1}{1,90 \cdot 9,85} = 13,36;$$

$$S_\sigma = \frac{250 \cdot 1}{1,90 \cdot 7,13} = 18,45;$$

$$S_\tau = \frac{160 \cdot 1}{3,07 \cdot 3,63} = 14,36.$$

Определяем коэффициент запаса прочности [4, с. 121]:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{13,36 \cdot 14,36}{\sqrt{13,36^2 + 14,36^2}} = 9,78;$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{18,45 \cdot 14,36}{\sqrt{18,45^2 + 14,36^2}} = 11,33.$$

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

4.2 Расчет шпиндельного узла

Шпиндельный узел состоит из собственного шпинделя, имеющего условно передний конец и межопорный участок, приводного звена и опор.

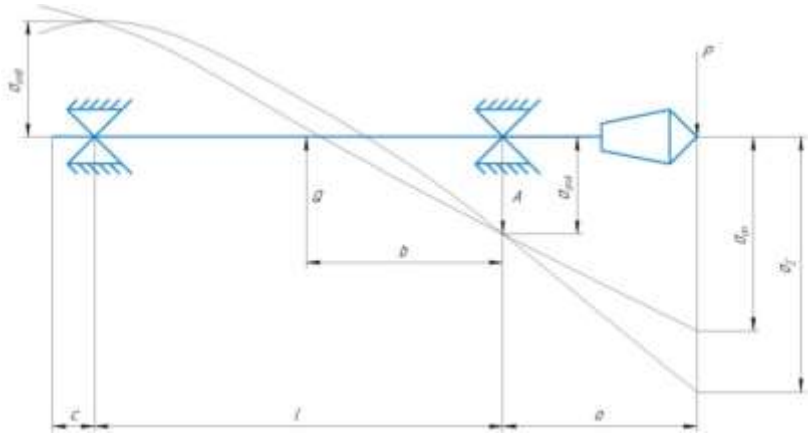


Рисунок 4.8 – Шпиндельный узел

Материал шпинделей выбирают в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40Х с поверхностной

закалкой до HRC 48…56. Для прецизионных станков, а особенно для шпиндельных узлов с опорами на жидкостной смазке, используются цементируемые или азотируемые стали.

Радиальное упругое перемещение δ_Σ, мм, переднего конца шпинделя без учета защемления:

$$\delta_\Sigma = P\left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 + j_B(l+a)^2}{j_A j_B l^2}\right]$$

$$- Q\left[\frac{j_B(l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2}(b^3 + 2l^2 b - 3lb^2\right],$$

где a – вылет переднего конца шпинделя; a=112 мм;

b – расстояние от приводного элемента до передней опоры; b=58 мм;

E – модуль упругости материала шпинделя; материал шпинделя – сталь 40Х E= 2,1·10^{5}МПа;

J_1, J_2 – осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя;

l – длина межопорного участка шпинделя; l=365 мм;

j_A, j_B – радиальная жесткость передней и задней опоре (принимаем по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [3, с.38]); j_A=0,8·10^6 Н/м, j_B= 0,5·10^6 Н/м;

P и Q – величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания Р:

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_v}{V_\text{р}},$$

где N_v – эффективная мощность резания;

$V_\text{р}$ – расчетная скорость резания м/мин [2, с.39];

$$V_\text{р} = \frac{\pi D_{\max} n_\text{р}}{1000};$$

где $D_{\max}$ – максимальный диаметр инструмента; $D_{\max}$ = 160 мм;

$n_\text{р}$ – расчетная частота вращения заготовки; $n_\text{р}$= 132 об/мин;

$$V_\text{р} = \frac{3{,}14 \cdot 160 \cdot 132}{1000} = 66{,}31 \text{ м/мин},$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 10}{66{,}31} = 9048{,}41 \text{ Н}.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_2 = 0{,}9J_1,$$

$$J_2 = \frac{3{,}14 \cdot d}{64} \cdot \left(1 - \frac{d_1^4}{d^4}\right) = \frac{3{,}14 \cdot 75}{64} \cdot \left(1 - \frac{85^4}{75^4}\right) = 2{,}39 \cdot 10^5 \text{ мм}^4,$$

$$J_1 = \frac{2{,}39 \cdot 10^5}{0{,}9} = 2{,}65 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q, силы действующей от предыдущего вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{1803{,}66^2 + 901{,}83^2} = 2016{,}55 \text{ Н}.$$

Радиальное упругое перемещение δ_Σ, мм, переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления т.к. в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления ξ=0,45:

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

$$\delta_\Sigma = 9048{,}41 \cdot \left[\frac{112^3}{3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}65 \cdot 10^5} + \frac{365 \cdot 112^2 \cdot (1-0{,}45)}{3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}39 \cdot 10^5} + \right.$$
$$\left. + \frac{0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 112^2 \cdot (1-0{,}45) + 0{,}5 \cdot 10^6 \left(365 + 112 \cdot (1-0{,}45)\right)^2}{0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 0{,}5 \cdot 10^6 \cdot 365^2}\right] -$$
$$-2016{,}55 \cdot (1-0{,}45) \cdot \left[\frac{0{,}5 \cdot 10^6 (365+112)(365-112) - 0{,}8 \cdot 10^6}{0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 0{,}5 \cdot 10^6 \cdot 365^2} - \right.$$
$$\left. - \frac{112}{3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}65 \cdot 10^6 \cdot 365}\left(58^3 + 2 \cdot 365^2 \cdot 58 - 3 \cdot 365 \cdot 58^2\right)\right] =$$
$$= 0{,}00675 \text{ мм} = 6{,}75 \text{мкм}.$$

Определяем угол поворота Θ_A, рад, сечения шпинделя в передней опоре:

$$\Theta_A = \frac{1}{3EJ_2} \cdot \left(P \cdot a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot \left(b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2\right)\right)$$

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}39 \cdot 10^6} \cdot \left(9048{,}41 \cdot 112 \cdot 365 - \frac{2016{,}55}{2 \cdot 365} \cdot \left(365^3 - 2 \cdot 365^2 \cdot 307 - 3 \cdot 365 \cdot 58^2 \right) \right) = 0{,}000031 \text{ рад}$$

4.3 Уточненный расчет опор шпинделя

Посчитав жесткость опор, учитывая оптимальное межопорное расстояние $l_{\text{опт}} \approx (2{,}5 \dots 3)a$, проверяем зависимость между максимальной жесткостью $j_{\max}$, Н/мм, и оптимальным расстоянием между опорами $l_{\text{опт}}$, мм:

$$j_{\max} = \frac{j_A}{1 + \lambda_{\text{опт}} + \lambda_{\text{опт}}(3 + 2\chi\lambda_{\text{опт}})(1 + \lambda_{\text{опт}} + \lambda_{\text{опт}} {}^{j_A}/_{j_B})}$$

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{a}{l_{\text{опт}}};\ \chi = \frac{J_2}{J_1},$$

где a – длина консоли, мм;

J_2, J_1 – моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм^4;

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{112}{3 \cdot 112} = 0{,}33;$$

$$\chi = \frac{2{,}39 \cdot 10^5}{2{,}65 \cdot 10^5} = 0{,}9;$$

$$j_{\max} = \frac{0{,}7 \cdot 10^6}{1+0{,}33+0{,}33 \cdot (3+2 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}33)(1+0{,}33+0{,}33 \cdot \frac{0{,}7 \cdot 10^6}{0{,}55 \cdot 10^6}) \cdot 0{,}8} = 2{,}05 \cdot 10^5 \text{Н/м},$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

$$j_{\min} \geq 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{j_A}{1+\lambda};$$

$$j_{\min} = 2{,}05 \cdot 10^5 \text{Н/м} > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0{,}7 \cdot 10^6}{1+0{,}26} = 1{,}35 \cdot 10^5 \text{Н/м},$$

следовательно, условие жесткости выполняется.

4.4 Динамический расчет

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производят приближенный расчет собственной частоты ω_c, Гц, колебаний шпинделя, не имеющего сосредоточенных масс [3, с.44].

$$\omega_c = \gamma \sqrt{\frac{EJ_1}{m(1-\lambda)^3 \cdot a^2}},$$

где m=42 – масса шпинделя, кг;

$\lambda = l / a$ – относительное расстояние между опорами;

$\gamma = f(\lambda)$ – коэффициент для λ=2,5...3,5 берется в пределах 2,3…2,4;

J_1 – осевой моменты инерции сечения шпинделя на консольной части, мм^4.

Следовательно,

$$\omega_c = 2{,}4 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 4{,}88 \cdot 10^6}{42 \cdot (1-3{,}5)^3 \cdot 138^2}} = 1{,}78 \cdot 10^3 \text{Гц}.$$

4.5 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений [4, с. 49]:

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1.5}}{d} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_к \cdot (i+1)}{b \cdot i}} \le [\sigma_H],$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot M_к \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{b \cdot m_n^2 \cdot z} \le [\sigma_F],$$

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

$M_к$ – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н·м;

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

d – делительный диаметр ведущего колеса, мм;

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [4, с. 85];

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{\varepsilon_\alpha};$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]$$

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 18ХГТ с термообработкой: Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56…63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа [3, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

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

$z_1 - z_2$: $z_1 = 28$, $z_2 = 44$ $i_{зп(z1-z2)} = 1{,}58$, $M_{кI} = 97{,}51$ 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, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 3{,}82$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{44}\right)\right] = 1{,}7;$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{1{,}7} = 0{,}67;$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{70} \cdot \sqrt{\frac{1{,}12 \cdot 97{,}51 \cdot (1{,}58+1)}{20 \cdot 1{,}25}} = 652{,}97 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1{,}2 \cdot 97{,}51 \cdot 3{,}82 \cdot 1 \cdot 0{,}67}{20 \cdot 2^2 \cdot 35} = 96{,}54 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

следовательно, условия выполняются.

2) переборная группа:

$z_3 - z_4$: $z_3 = 48, z_4 = 60$, $i_{зп(z3-z4)} = 1{,}26$, $M_{кII} = 148{,}18$ Нм, $K_d = 770$ МПа$^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 3{,}82$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{48} + \frac{1}{60}\right)\right] = 1{,}7$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{1{,}7} = 0{,}67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1{,}12 \cdot 148{,}18 \cdot (1{,}26+1)}{30 \cdot 1{,}26}} = 316{,}98 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1{,}2 \cdot 148{,}18 \cdot 3{,}82 \cdot 1 \cdot 0{,}67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 63{,}2 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

следовательно, условия выполняются.

$z_5 - z_6$: $z_5 = 72, z_6 = 36$, $i_{зп(z5-z6)} = 2, M_{кII} = 148{,}18$ Нм, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 3{,}82$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{72} + \frac{1}{36}\right)\right] = 1{,}7,$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{1{,}7} = 0{,}67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1{,}12 \cdot 148{,}18 \cdot (2+1)}{30 \cdot 2}} = 326{,}4 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1{,}2 \cdot 148{,}18 \cdot 3{,}82 \cdot 1 \cdot 0{,}67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 63{,}2 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

следовательно, условия выполняются.

$z_7 - z_8$: $z_7 = 72, z_8 = 36$, $i_{зп(z7-z8)} = 3{,}98, M_{кII} = 148{,}18$ Нм, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 3{,}82$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{86}\right)\right] = 1{,}7,$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{1{,}7} = 0{,}67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1{,}12 \cdot 148{,}18 \cdot (3{,}98+1)}{30 \cdot 3{,}98}} = 298{,}26 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1{,}2 \cdot 148{,}18 \cdot 3{,}82 \cdot 1 \cdot 0{,}67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 63{,}2 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

следовательно, условия выполняются.

3) коническая зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_9 - z_{10}$: $z_9 = 50, z_{10} = 50$, $i_{зп(z9-z10)} = 1, M_{кIII} = 569{,}18$ Нм, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 3{,}82$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{50} + \frac{1}{50}\right)\right] = 1{,}7,$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{1{,}7} = 0{,}67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1{,}12 \cdot 569{,}18 \cdot (1+1)}{30 \cdot 1}} = 536{,}45 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1{,}2 \cdot 569{,}18 \cdot 3{,}82 \cdot 1 \cdot 0{,}67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 165{,}59 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

следовательно, условие выполняется.

4) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_{11} - z_{12}$: $z_{11} = 68, z_{12} = 68,\ i_{зп(z11-z12)} = 1, M_{кIV} = 546{,}9$ Нм, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$,

$\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 3{,}82$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{68} + \frac{1}{68}\right)\right] = 1{,}7,$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{1{,}7} = 0{,}67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1{,}12 \cdot 546{,}9 \cdot (1+1)}{30 \cdot 1}} = 509{,}85 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1{,}2 \cdot 546{,}9 \cdot 3{,}82 \cdot 1 \cdot 0{,}67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 175{,}72 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

следовательно, условие выполняется.

5) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_{12} - z_{13}$: $z_{12} = 68, z_{13} = 68,\ i_{зп(z12-z13)} = 1, M_{кV} = 546{,}9$ Нм, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$,

$\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 3{,}82$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{68} + \frac{1}{68}\right)\right] = 1{,}7,$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{1{,}7} = 0{,}67,$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1{,}12 \cdot 525{,}25 \cdot (1+1)}{30 \cdot 1}} = 486{,}82 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1{,}2 \cdot 525{,}25 \cdot 3{,}82 \cdot 1 \cdot 0{,}67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 169{,}89 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 300 \text{ МПа},$$

следовательно, условие выполняется.

4.6 Расчет соединений вал-ступица

4.6.1 Расчет шлицевых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем ж параметром – напряжением смятия. Это позволяет рассматривать $[\sigma_{см}]$ как обобщенный критерий расчета и на смятие и на износ (рисунок 4.9).

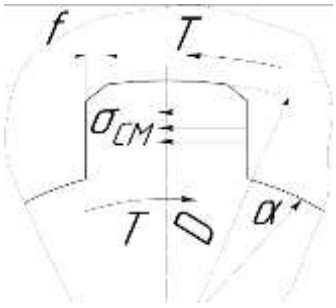


Рисунок 4.9 – Расчетная схема шлицевого соединения

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид [4, с. 154]:

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000T}{K_з z h d_{CP} l)} \le [\sigma_{СМ}],$$

где T – передаваемый вращающий момент, Н·м;

$K_з$=0,7…0,8 – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев;

z – число зубьев;

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

l – рабочая длина зубьев, мм;

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

В станкостроении рекомендуют значения $[\sigma_{см}] = (12…20)$ МПа [4, с. 154]

Шлицы на II валу: T=148,18 Нм; z=8; h= 3 мм; l=20 мм; $d_{ср}$= 42 мм.

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 148{,}18}{0{,}8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 42 \cdot 20} = 9{,}86$ МПа $<$ $[\sigma_{см}] = (20…30)$ МПа – условие выполняется.

Шлицы на III валу: T = 569,18 Нм; z=8; h = 3 мм; l=87 мм; $d_{ср}$ = 56 мм.

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 569,18}{0,8 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 56 \cdot 87} = 15,56$ МПа $<$ $[\sigma_{см}] = (20…30)$ МПа – условие выполняется.

Шлицы на VI валу: T=504,24 Нм; z=8; h= 3 мм; l=45 мм; $d_{ср}$=38 мм.

$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 504,24}{0,8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 38 \cdot 100} = 12,78$ МПа $<$ $[\sigma_{см}] = (20…30)$ МПа – условие выполняется.

4.6.2 Расчет шпоночных соединений

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении – напряжения среза τ (рисунок 4.10).

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

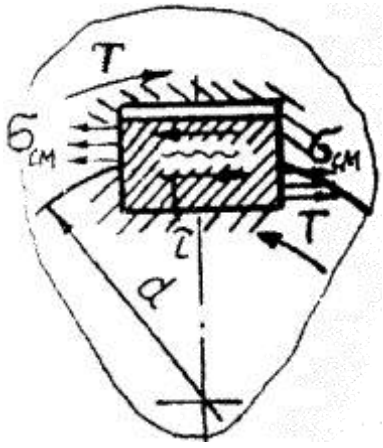


Рисунок 4.10 – Расчетная схема шпоночного соединения

Поэтому работоспособность шпонки определяют из условия прочности на смятие [4, с.149]:

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000 \cdot M_К}{d \cdot l_р (h - t_1)} \le [\sigma_{СМ}],$$

где $M_К$ – крутящий момент на валу, Нм;

$[\sigma_{см}]$ – допустимое напряжение смятия, МПа;

$l_р, h, t_1$ – основные размеры, мм.

Исходные данные для вала I:

d=42 мм; $M_{\text{кI}} = 97{,}51$ Нм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм; $l_{\text{р}} = 18$ мм,

тогда,

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2000 \cdot 97{,}51}{42 \cdot 18 \cdot (8-5)} = 85{,}98 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{СМ}}] = (110 \ldots 200) \text{ МПа},$$

следовательно, условие выполняется.

Исходные данные для вала III:

d=55 мм, $M_{\text{кIII}} = 569{,}18$ Нм; $h = 10$ мм; $t_1 = 6$ мм; $l_{\text{р}} = 22$ мм,

тогда,

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2000 \cdot 569{,}18}{55 \cdot 22 \cdot (10-6)} = 135.58 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{СМ}}] = (110 \ldots 200) \text{ МПа},$$

следовательно, условие выполняется.

Исходные данные для вала IV:

d=65 мм, $M_{\text{кIV}} = 546{,}9$ Нм; $h = 11$ мм; $t_1 = 7$ мм; $l_{\text{р}} = 65$мм,

следовательно,

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2000 \cdot 546{,}9}{65 \cdot 65 \cdot (10-7)} = 86{,}29 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{СМ}}] = (110 \ldots 200) \text{ МПа},$$

следовательно, условие выполняется.

Исходные данные для вала VI:

d=105мм, $M_{\text{кVI}} = 504{,}24$ Нм; $h = 16$ мм; $t_1 = 10$ мм; $l_{\text{р}} = 55$мм,

тогда,

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2000 \cdot 504{,}24}{105 \cdot 65 \cdot (10-7)} = 49{,}25 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{СМ}}] = (110 \ldots 200) \text{ МПа},$$

следовательно, условие выполняется.

5 Проектирование приспособления «Стол»

5.1 Компоновочные схемы столов

Выбор стола для модернизации станка начинают с анализа компоновочных схем. Ниже представлен анализ компоновочных схем столов для станков сверлильно-фрезерно-расточной группы (графическая часть ВКР: Лист формата А1 – Столы (Теоретический чертеж)).

Для оснащения станков чаще всего используют следующие компоновочные схемы столов:

1) совместное или раздельное перемещение по направляющим вдоль осей *X* и *Y* (рисунок 5.1);

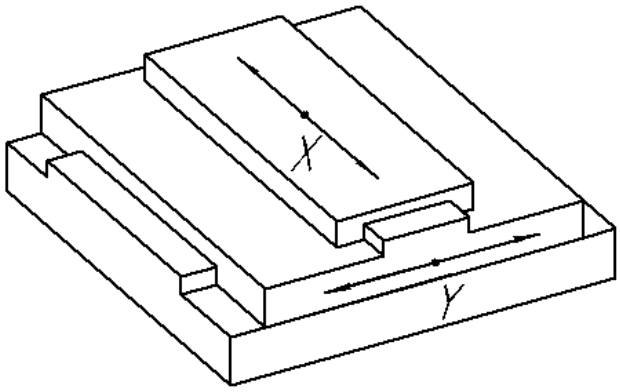


Рисунок 5.1 – Компоновочная схема 1

2) совместное или раздельное перемещение по направляющим вдоль осей *X* и *Y* с поворотом «П» вокруг основания (рисунок 5.2);

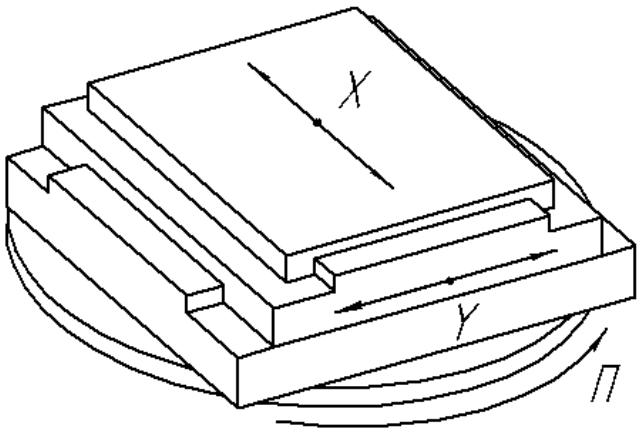


Рисунок 5.2 – Компоновочная схема 2

3) вращение «В» вокруг вертикальной оси (рисунок 5.3);

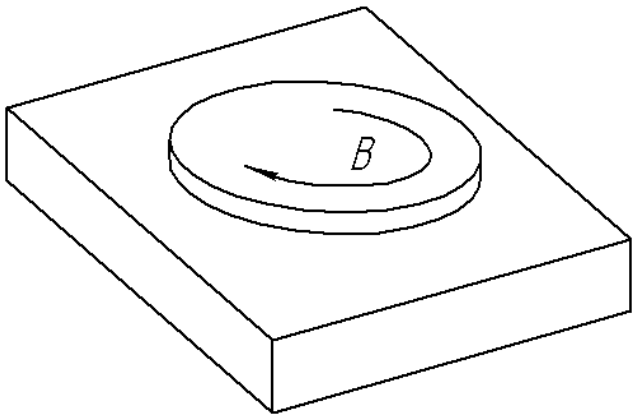


Рисунок 5.3 – Компоновочная схема 3

4) вращение «В» вокруг горизонтальной оси (рисунок 5.4);

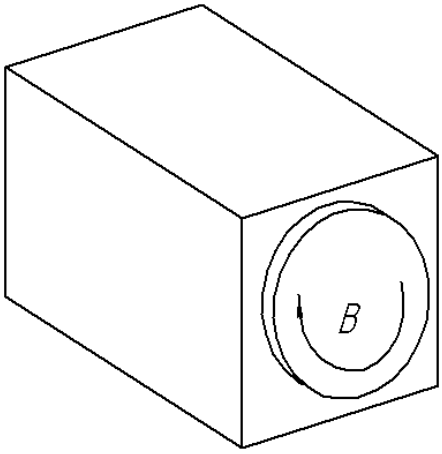


Рисунок 5.4 – Компоновочная схема 4

5) совместное или раздельное вращение «В» вокруг вертикальной и поворот «П» по горизонтальной оси (рисунок 5.5);

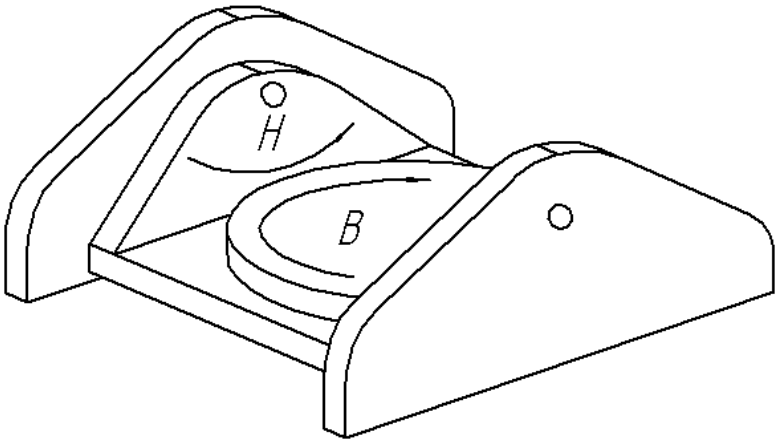


Рисунок 5.5 – Компоновочная схема 5

6) наклон «Н» по горизонтальной оси (рисунок 5.6);

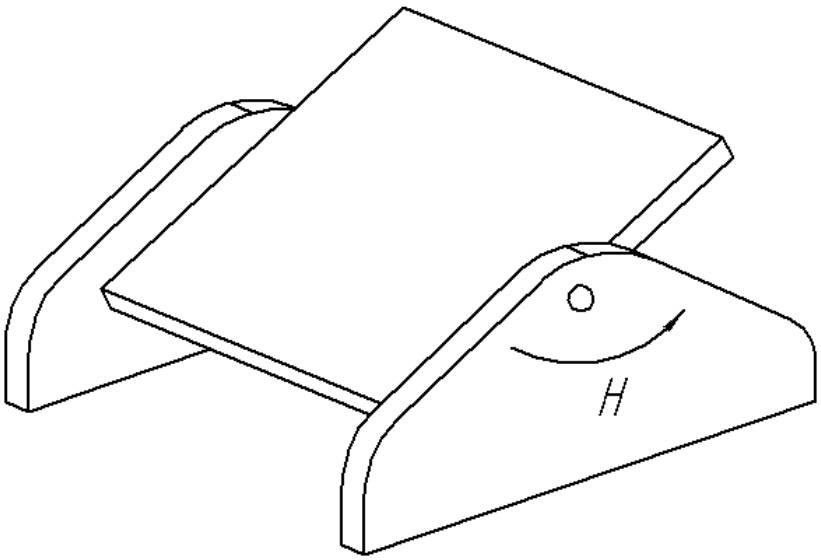
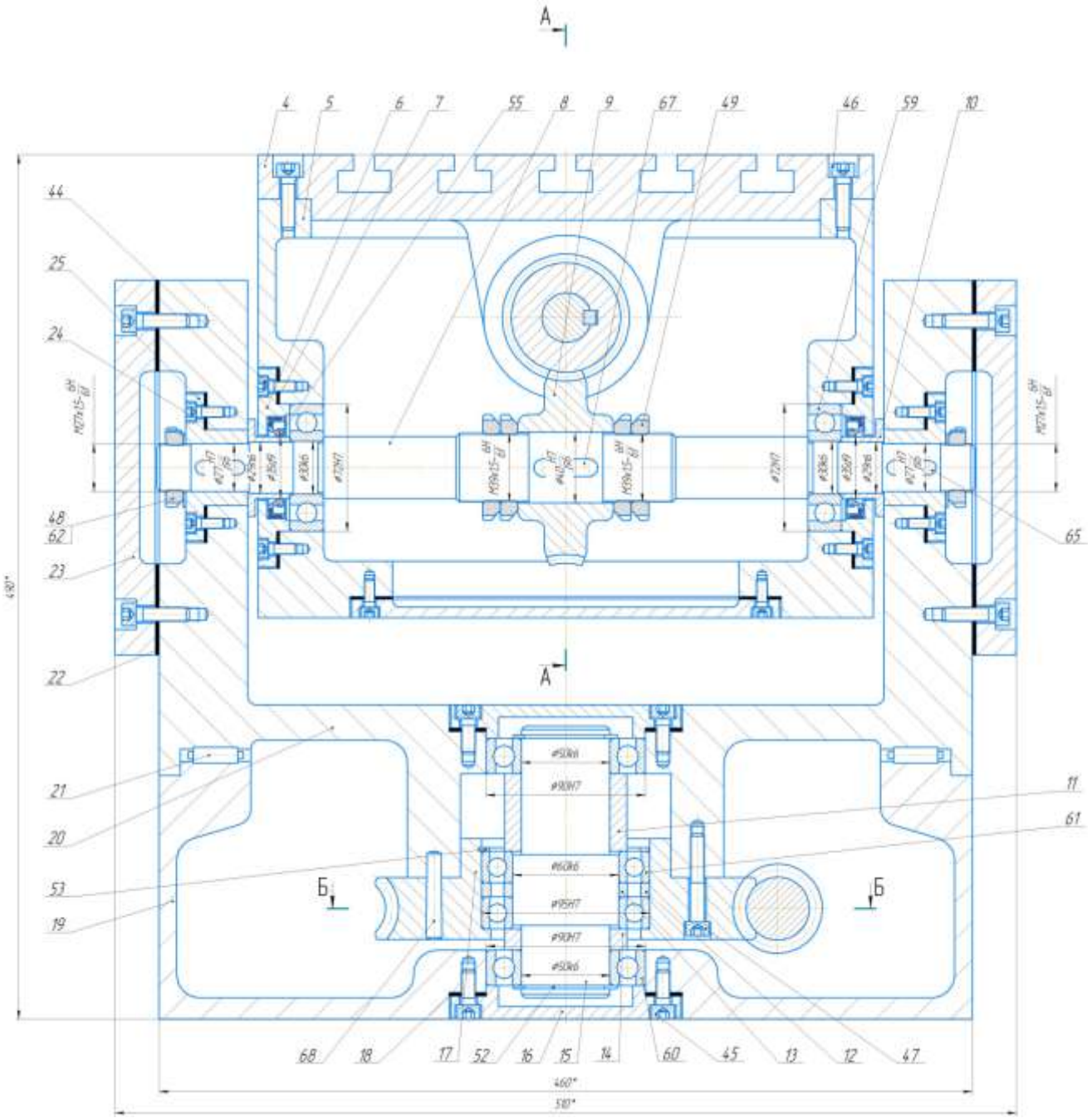


Рисунок 5.6 – Компоновочная схема 6

Таким образом, в качестве компоновочной схемы для дальнейшего проектирования стола принята схема 5 (рисунок 5.5).

5.2 Расчет наклонно-поворотного стола

Приспособление состоит из двух частей: поворотного механизма вокруг вертикальной оси (основание приспособления) и механизма наклона [11].



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

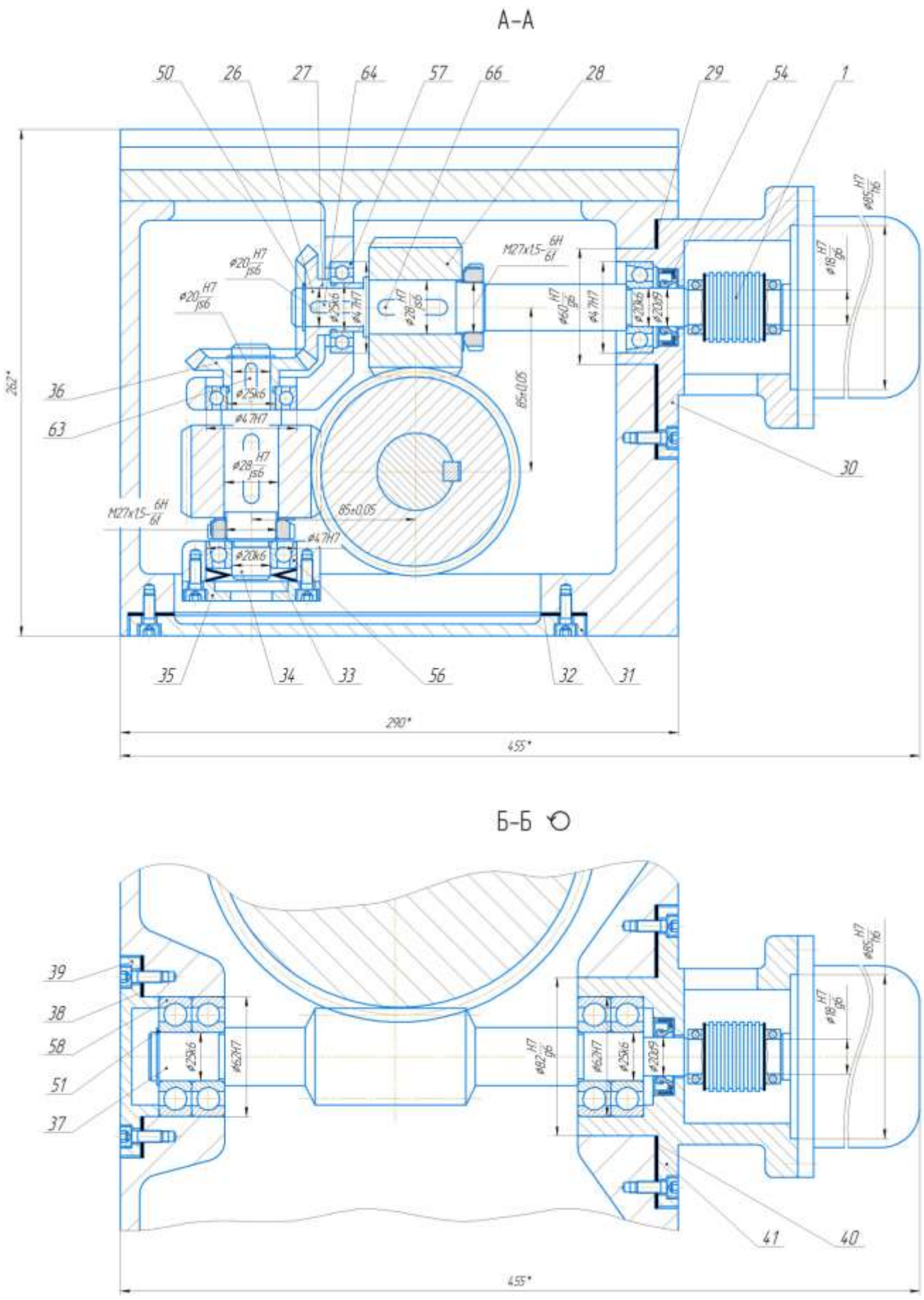


Рисунок 5.1 – Стол наклонно-поворотный

Приспособление работает следующим образом:

Движение от электродвигателя (см. рисунок 5.1) (графическая часть ВКР: Лист формата А0 – Стол наклонно-поворотный (Сборочный чертеж)), через сильфонную муфту 1 передается на червячный вал 37, который находится в зацеплении с колесом 17. Колесо 17 соединено с поворотной частью приспособления, из-за этого при его вращении верхняя часть конструкции вместе с корпусом 20 поворачивается на заданный угол.

Механизм поворота работает несколько иначе.

Движение от электродвигателя через сильфонную муфту передается на червяк 28. Но червячное колесо 9, с которым он сопряжен, жестко закреплено в корпусе 20, и не может повернуться.

Поэтому при вращении червяка он навинчивается на колесо, поворачивая вместе с собой корпус 20 с которым жестко связан [12].

Рассчитываем червячную передачу механизма поворота.

Определяем коэффициент нагрузки [4, с.71]:

$$k_\beta = 0,5 \cdot \left(k_\beta^0 + 1\right);$$

$$k = 0,5 \cdot \left(1,07 + 1\right) = 1,035.$$

Определяем межосевое расстояние [4, с.71]:

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\beta}{[\sigma]_н^2}};$$

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{751,7 \cdot 1,035}{213^2}} = 157,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $a_w = 160$ мм.

где T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м.

Определяем число зубьев червяного колеса по формуле:

$$z_2' = z_1 \cdot u;$$

$$z_2' = 35,5;$$

$$z_2 = 36.$$

Осевой модуль определяем по формуле [4, с. 71]:

$$m = (1,4...1,7)\frac{a_w}{z_2};$$

$$m = (1,4...1,7)\frac{160}{36} = (6,2...7,5)\text{мм}.$$

Принимаем $m = 6,3\text{мм}$.

Определяем значение коэффициента диаметра червяка [4, с.71]:

$$q = \frac{2 \cdot a_w}{m} - z_2;$$

$$q = \frac{2 \cdot 160}{6,3} - 36 = 14,84.$$

Принимаем $q = 14$.

Уточняем межосевое расстояние [6, с. 71]:

$$a_w = \frac{m \cdot (z_2 + q)}{2};$$

$$a_w = \frac{6,3 \cdot (36+14)}{2} = 157,51 \text{ мм}.$$

Принимаем $a_w = 160$ мм.

Определяем коэффициент смещения [4, с. 71]:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (z_2 + q);$$

$$x = \frac{160}{6,3} - 0,5 \cdot (36+14) = 0,4,$$

принимаем $x = 0,5$.

Начальный угол подъема червяка определяем по формуле [4, с. 80]:

$$\gamma_w = \text{arctg}\frac{z_1}{q};$$

$$\gamma_w = \text{arctg}\frac{1}{14} = 4,08 \text{ град} \rightarrow \gamma = 4^\circ 06'.$$

Определяем размеры червяка:

– делительный диаметр определяем по формуле [4, с. 45]:

$$d_1 = m \cdot q;$$

$$d_1 = 6,3 \cdot 14 = 88,22 \text{ мм}.$$

– начальный диаметр определяем по формуле [4, с. 45]:

$$d_{w_1} = m \cdot (q + 2 \cdot x);$$

$$d_{w_1} = 6,3 \cdot (14 + 2 \cdot 0,5) = 94,51 \text{ мм.}$$

– диаметр вершин витков определяем по формуле [4, с. 45]:

$$d_{a_1} = d_1 + 2 \cdot m ;$$

$$d_{a_1} = 88,2 + 2 \cdot 6,3 = 100,83 \text{ мм.}$$

– длина впадин витков определяем по формуле[4, с. 45]:

$$d_{f_1} = d_1 - 2 \cdot h_f - m ;$$

$$d_{f_1} = 88,2 - 2 \cdot 1,2 \cdot 6,3 = 73,09 \text{ мм.}$$

– длина нарезной части определяем по формуле[4, с. 45]:

$$b_{01} \geq m \cdot (11 + 0,1 \cdot z_2) ;$$

$$b_{01} = 6,3 \cdot (11 + 0,1 \cdot 36) = 91,97 \text{ мм;}$$

$$b_1 = b_{01} + 3 \cdot m ;$$

$$b_1 = 91,97 + 3 \cdot 6,3 = 110,87 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 110$ мм.

Размеры червячного колеса:

– делительный диаметр [4, с. 76]:

$$d_2 = z_2 \cdot m ;$$

$$d_2 = 36 \cdot 6,3 = 226,81 \text{ мм.}$$

– диаметр вершин зубьев:

$$d_{a_2} = d_2 + 2 \cdot (1 + x) m ;$$

$$d_{a_2} = 226,81 + 2 \cdot (1 + 0,5) 6,3 = 245,8 \text{ мм.}$$

– наибольший диаметр червячного колеса [4, с.76]:

$$d_{aM_2} \leq d_{a_2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} ;$$

$$d_{aM_2} = 245,8 + \frac{6 \cdot 6,3}{1 + 2} = 258,31 \text{ мм.}$$

– диаметр впадин зубьев:

$$d_{f_2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_f^* - x) ;$$

$$d_{f_2} = 226,81 - 2 \cdot 6,3 \cdot (1,2 - 0,5) = 217,99 \text{ мм.}$$

– ширина венца червячного колеса [4, с. 76]:

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a_1};$$

$$b_2 = 0,75 \cdot 100,8 = 75,63 \text{ мм.}$$

Выполняем проверочный расчёт передачи на прочность:

Окружная скорость на червяке [4, с. 75]:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000};$$

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 88,2 \cdot 1430}{60000} = 6,6 \text{ м/с.}$$

Определяем скорость скольжения в зацеплении [4, с. 75]:

$$V_s = \frac{V_1}{\cos\gamma};$$

$$V_s = \frac{6,6}{\cos 4^\circ 06'} = 6,62 \text{ м/с.}$$

Уточняем допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ [4, с. 75]:

$$[\sigma]_H = C_V \cdot [\sigma]_H^0 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}};$$

$$[\sigma]_H = 0,8534 \cdot 180 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{1153342,4}} = 202 \text{ МПа};$$

где $C_V = 1,66 \cdot V_S^{-0,352}$,

$C_V = 1,66 \cdot 6,62^{-0,352} = 0,8534$ – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала первой группы.

Расчетное контактное напряжение [4, с. 75]

$$\sigma_H = \frac{5400 \cdot (q + 2 \cdot \text{x})}{z_2} \cdot \sqrt{\frac{z_2 + q + 2 \cdot \text{x}}{a_w \cdot (q + 2 \cdot \text{x})} \cdot T_2 \cdot K} = 190 \text{МПа.}$$

Расчетное напряжение на рабочих поверхностях зубьев не превышает допускаемого, следовательно, можно принять ранее установленные параметры:

$a_W = 160$ мм; $z_1 = 1$; $z_2 = 36$; $m = 6,3$мм; $q = 14$; $x = 0,5$.

Определяем коэффициент полезного действия передачи [4, с. 77]:

$$\eta = \frac{\mathrm{tg}\gamma}{\mathrm{tg}\left(\gamma + \varphi\right)};$$

$$\eta = \frac{\mathrm{tg}4^\circ 06'}{\mathrm{tg}\left(4^\circ 06' + 1^\circ\right)} = 0,8;$$

где $\varphi = 1^\circ$ – предельный угол трения.

Определяем силы в зацеплении червячной передачи:

– осевая сила на червяке, равная окружной силе на колесе определяем по формуле [4, с. 78]:

$$F_{l_2} = F_{a_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2};$$

$$F_{l_2} = \frac{2 \cdot 751,2}{0,2268} = 6624,4 \text{ Н}.$$

– осевая сила на колесе, равная окружной силе на червяке определяем по формуле [4, с. 78]:

$$F_{l_1} = F_{a_2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{W_1} \cdot u \cdot \eta};$$

$$F_{l_1} = \frac{2 \cdot 751,2}{0,0945 \cdot 35,5 \cdot 0,8} = 552,5 \text{ Н}.$$

– радиальная сила определяется по формуле [4, с.78]:

$$F_r = F \cdot \mathrm{tg}\alpha;$$

$$F_r = 6624,4 \cdot 0,364 = 2411,3 \text{ Н}.$$

Проверяем зубья колеса по напряжениям изгиба [4]:

Определение эквивалентного числа зубьев колеса производится по формуле [4, с. 83]:

$$Z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma};$$

$$Z_{V_2} = \frac{36}{\cos^3 4^\circ 06'} = 36,265;$$

Коэффициент формы зуба колеса выбираем из таблицы 31 [4] : $Y_F = 1,64$

Определяем напряжение изгиба в зубьях колеса [4, с.82].

$$\sigma_F = \frac{1,5 \cdot T_2 \cdot Y_F \cdot K_\beta \cdot K_V \cdot \cos\gamma}{q \cdot m^3 \cdot z_2};$$

$$\sigma_F = \frac{1,5 \cdot 751,2 \cdot 1000 \cdot 1,64 \cdot 1,035 \cdot 1,25 \cdot \cos 4^\circ 06'}{14 \cdot 6,3^3 \cdot 36} = 19\text{МПа}.$$

Условие прочности выполняется, так как $\sigma_F < [\sigma]_F$, это означает, что m и q были выбраны правильно.

Проверка червячной передачи на нагрев:

– определяем мощность на червяке по формуле [4, с. 83]:

$$P_1 = \frac{0,1 \cdot T_2 \cdot n_2}{\eta};$$

$$P_1 = \frac{0,1 \cdot 751,2 \cdot 40,3}{0,8} = 3787,5\text{кВт};$$

– определяем рабочую температуру по формуле [4, с.83]:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1+\psi)} + 20^\circ C;$$

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-0,8) \cdot 3787,5}{17 \cdot 0,5231 \cdot (1+0,3)} + 20^\circ = 86,1^\circ C < [t]_{\text{раб}} = 95^\circ C;$$

где $\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отведение теплоты в корпус;

$A = 12 \cdot a_W^{1,71}$, $A = 12 \cdot 0,16^{1,71} = 0,5231\text{м}^2$ – общая поверхность охлаждения корпуса;

$K_T = 17$ –коэффициент теплопередачи.

Заключение

При выполнении выпускной квалификационной работы был выполнен проект вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу модели 6Р13Ф3. А именно, выполнены кинематический и силовой расчеты привода главного движения, и спроектирован наклонно-поворотный стол с целью расширения технологических возможностей станка.

Также была разработана соответствующая конструкторская документация.

Список использованной литературы

1. Ничков А.Г. Фрезерные станки: Учеб. пособие / А.Г. Ничков – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984, – 160с.

2. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с.

3. 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.

4. 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.

5. 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.

6. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М. : Машиностроение, 2011. – 586 с.

7. 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.

8. 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.

9. 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.

10. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и станочных комплексов. Ч.1 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 112 с.

11. 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.

12. 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.

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

Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы

Приложение Б – Спецификации