

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
машиностроения и транспорта

Кафедра
Компьютерное проектирование
технологического оборудования

Направление подготовки

15.03.02 – Технологические машины и
оборудование

Профиль подготовки

Металлообрабатывающее оборудование и
технологическая оснастка

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему

Металлообрабатывающий центр по типу модели 1740С

ГРЧ 15.03.02.12.00.00/13

(обозначение ВКР)

Студент гр. 16МС1

Тихомиров
(подпись, дата)

Тихомиров А.А.
(фамилия, инициалы)

Руководитель

Кочетков
(подпись, дата)

Кочетков Д.В.
(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

Григорьев
(подпись, дата)

Григорьев Т.С.
(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры
от 11.06.2020 № 10)

Заведующий кафедрой

Липов
(подпись)

Липов А.В.
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 26.06.2020 № 7)

Секретарь ГЭК

Истомин
(подпись)

Истомин Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Пенза 2020

«Утверждаю»

AS

Заведующий кафедрой КПО А.В. Липов

«15» *июня* 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 16МС1

Факультета машиностроения и транспорта

направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Тихонов Антон Алексеевич

2. Руководитель бакалаврской работы *Коганов Д.В.*

3. Время проектирования с *27 мая* 2020 г. по *8 июня* 2020 г.

4. Место преддипломной практики *РГБОУ ВО «ПГУ», кафедра КПО, г. Пенза*

5. Тема бакалаврской работы

Токарный обрабатывающий центр

по типу модели 1740С

Тема утверждена приказом ПГУ № *358/о* от *12 мая* 2020 г.

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

Токарный обрабатывающий центр: эффективная мощность резания $P_{эф} = 8 \text{ кВт}$; диаметр резания $D_p = 250$; минимальная частота вращения шпинделя $n_{min} = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Спроектировать привод главного движения станка.

Спроектировать револьверную головку.

7. Объем и содержание основной части работы

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

должна содержать сведения о кинематических схемах станков токарной группы с горизонтальной осью вращения детали; общие сведения об устройстве передаточного станка; кинематический и силовой расчет привода главного движения станка; сведения о проектировании револьверной головки.

Лист

5

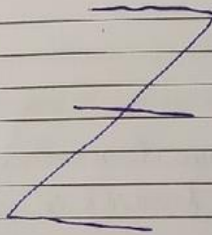
ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

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

1. Станок с гидравлической осью вращения детали (Теоретический чертеж) - 1 л. ф. А2.
2. Узел обработки токарный (Вид общий) - 1 л. ф. А1.
3. Узел обработки токарный (Схема кинематическая) - 1 л. ф. А1.
4. Привод таливого движения (Сборочный чертеж) - 4 л. ф. А1.
5. Подготовка револьверной (Теоретический чертеж) - 1 л. ф. А2.
6. Подготовка револьверной (Сборочный чертеж) - 2 л. ф. А1.

8. Особые требования по выполнению разделов:



9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Компонование схемы станка			
Токарной фрезы с гидравлической осью	5	до 29.05.2020г.	Колынов
2. Общий вид станка	5	до 01.06.2020г.	Колынов
3. Кинематическая схема станка	5	до 03.06.2020г.	Колынов
4. Привод таливого движения	25	до 10.06.2020г.	Колынов
5. Компонование схемы револьверных головок	10	до 12.06.2020г.	Колынов
6. Подготовка револьверной (СБ)	25	до 17.06.2020г.	Колынов
7. Оформление пояснительной записки	25	до 22.06.2020г.	Колынов

Дата выдачи задания «27» мая 2020 г. Задание к исполнению принял

Руководитель работы Колынов

«27» мая 2020г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультета машиностроения и транспорта

С.Ю. Киреев

«__» 2020 г.

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки — 15.03.02 Технологические машины и оборудование (профиль подготовки — Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка), на тему «Токарный обрабатывающий центр по типу модели 1740С» состоит из пояснительной записки и графической части.

Целью работы является модернизация станка с ЧПУ по типу базовой модели 1740С, а именно, проектирование привода главного движения с увеличенным диапазоном регулирования и разработка конструкции револьверной головки, которая позволит расширить функциональные возможности станка, т.е. выполнять круг операций, несвойственных универсальному оборудованию.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, РЕВОЛЬВЕРНАЯ ГОЛОВКА, СМЕННАЯ РЕЗЦОВАЯ ГОЛОВКА, КОМПОНОВОЧНЫЕ СХЕМЫ, ПРОЧНОСТЬ, ЖЕСТКОСТЬ

Пояснительная записка содержит 92 страницы (формата А4), 44 рисунка, 1 таблицу, 15 источников литературы и 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка, приведен кинематический и силовой расчет привода главного движения станка, спроектирована конструкция револьверной головки со сменными резцовыми блоками, а также представлен кинематический расчет револьверной головки.

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Токарный обрабатывающий центр по типу модели 1740С Пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов		
Разраб.		Тихонов А.А.	<i>Тихонов</i>			В	К	Р	3	92
Пробер.		Качетков Д.В.	<i>Качетков</i>							
Н. контр.		Большаков Г.С.	<i>Большаков</i>							
Чтб						Каф. «КПТО», гр. 16МС1				

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

7

Содержание

Введение.....	7
1 Станки с горизонтальной осью вращения детали.....	9
2 Общие сведения о базовой модели станка.....	16
3 Кинематический расчет привода главного движения.....	19
3.1 График частот вращения шпинделя.....	19
3.2 Числа зубьев в передачах.....	26
3.3 Кинематическая схема привода главного движения.....	31
3.4 Эскизное оформление привода главного движения.....	32
3.4.1 Кинематические и силовые характеристики.....	32
3.4.2 Модули зубьев в передачах.....	33
3.4.3 Диаметры валов.....	36
3.4.4 Межцентровые расстояния между валами.....	38
3.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	39
3.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	42
4 Силовой расчет привода главного движения.....	43
4.1 Расчет валов на прочность.....	43
4.2 Расчет шпиндельного узла.....	53
4.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	56
4.4 Динамический расчет.....	57
4.5 Проверочный расчет зубчатых колес.....	57
4.6 Расчет шлицевых соединений.....	59
4.7 Расчет шпоночных соединений.....	61
5 Проектирование revolverной головки.....	63
5.1 Компоновочные схемы revolverных головок.....	63
5.2 Принцип работы revolverной головки.....	72
5.3 Кинематический расчет revolverной головки.....	77
Заключение.....	81
Список использованной литературы.....	82

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

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Введение

Основным преимуществом современных станков с ЧПУ является более высокий уровень автоматизации производства. Процесс вмешательства человека в технологическую операцию сведен к минимуму. В то же время основной задачей персонала будут подготовительные и заключительные операции, такие как закрепление и проверка инструментов, установка и удаление деталей, которые могут выполняться одним человеком, причем на нескольких станках.

Современные станки с ЧПУ – одно из эффективнейших средств металлообработки. Это связано с тем, что оборудование оснащено функциями внутренней гарантии качества. В сложные моменты и при обнаружении ошибок и недостатков, станок прекращает работу автоматически до установки причины и ее исправления. Это уменьшает потери сырья и не допускает брака в работе.

Кажется, гораздо проще приобрести новую технику, однако нередко на базе старых станков работают уникальные технологии, которые плодотворно применяются на предприятиях. При замене станков такого образца придется забыть про некоторые технические решения или разрабатывать новые. Сегодня для того, чтобы повысить производительность, стараются постоянно модернизировать станки на предприятии. Благодаря этому расширяются технологические возможности оборудования, и увеличивается производительность, а также повышается точность обработки [1–3].

Преимущества модернизации:

- точность перемещения;
- повышение степени автоматизации за счет увеличения числа инструментов с автоматической сменой;
- увеличение ходов по осям;
- повышение надежности станка;
- выпуск деталей с заданными точностными параметрами;

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- возможность изменения перемещения стола до 5 координат;
- повышение надежности работы станка;
- возможность увеличения диапазона регулирования;
- улучшение ремонтпригодности.

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 Станки с горизонтальной осью вращения детали

Проектирование металлообрабатывающих станков целесообразно начинать с анализа компоновочных схем. Ниже представлен анализ компоновочных схем станков с горизонтальной осью вращения детали (графическая часть ВКР: Лист формата – А2 – Станки с горизонтальной осью вращения детали (Теоретический чертеж)).

В настоящее время используется множество компоновок станков и обрабатывающих центров токарной группы в зависимости от их функционального назначения.

Станки с горизонтальной осью вращения шпинделя систематизируют следующим образом [1]:

1) закрепление деталей осуществляется в патроне, обработка выполняется с одной стороны, с управляемым вращением относительно оси C ; один суппорт с возможностью перемещения по осям X и Z , на котором установлена револьверная головка с инструментами (рисунок 1.1);

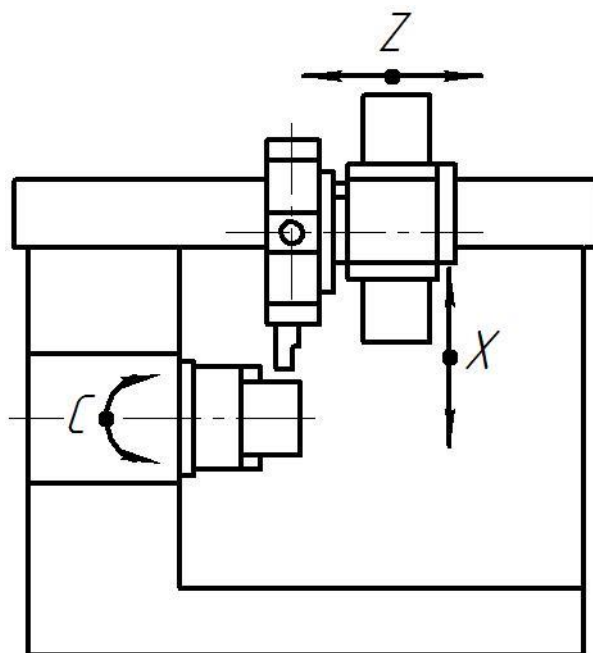


Рисунок 1.1 – Компоновочная схема 1

2) закрепление деталей осуществляется в патроне с поджатием задним центром (рисунок 1.2), аналогично схеме, представленной на рисунке 1.1;

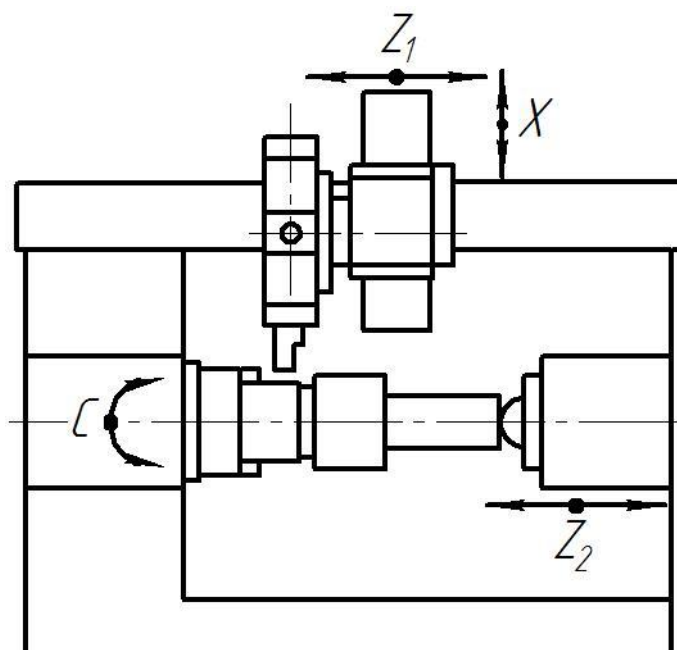


Рисунок 1.2 – Компоновочная схема 2

3) закрепление деталей осуществляется в патроне, обработка выполняется с одной стороны, с управляемым вращением относительно оси C ; два суппорта с револьверными головками. Суппорты расположены с двух сторон относительно шпинделя станка: 1-ый перемещается по осям X_1 и Z_1 , 2-ой – по осям X_2 , Z_2 и Y (см. рисунок 1.3);

4) закрепление деталей осуществляется в патроне, обработка выполняется с одной стороны, с управляемыми перемещениями шпинделя относительно осей X , Z и C ; револьверная головка неподвижная (см. рисунок 1.4). Для этой компоновки необходимо применять электршпиндели;

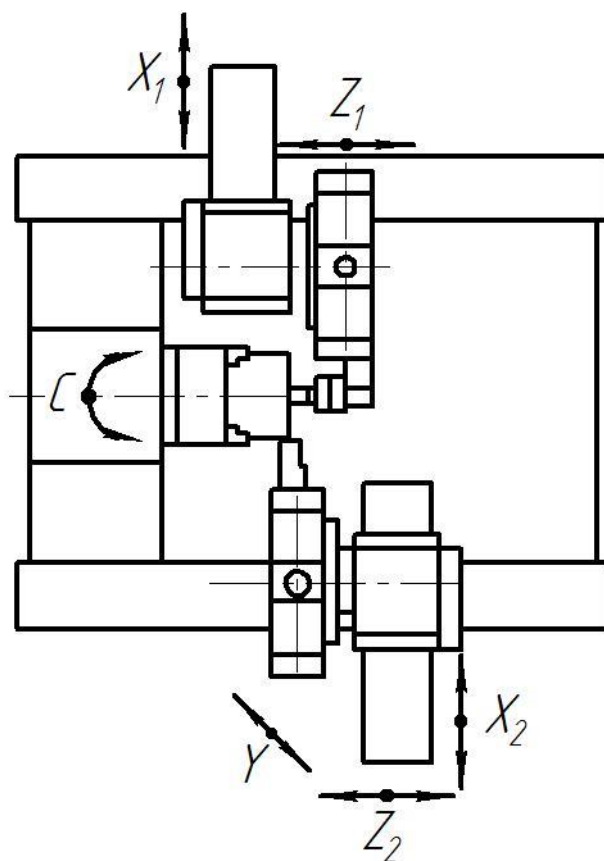


Рисунок 1.3 – Компоновочная схема 3

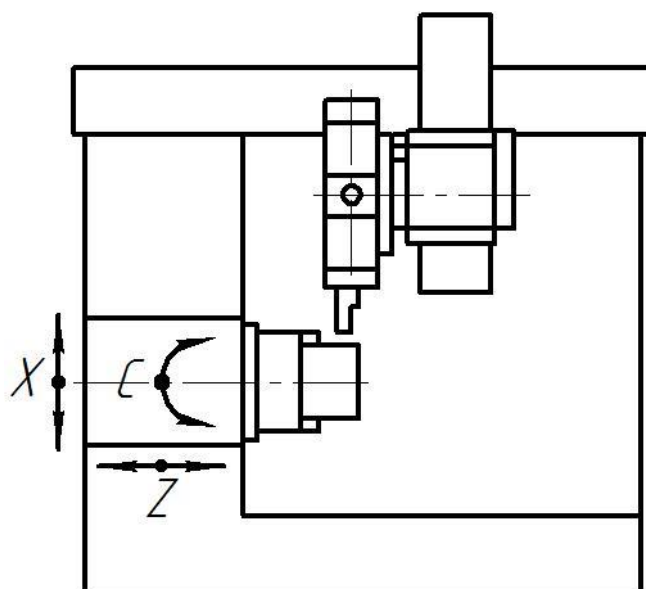


Рисунок 1.4 – Компоновочная схема 4

5) закрепление деталей производится сначала в основном, а затем во вспомогательном патроне с управляемым вращением относительно оси C , который перемещается относительно оси Z_2 , револьверная головка

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

перемещается относительно осей Z_1 , X , или Y (рисунок 1.5). При такой схеме обработка деталей выполняется со всех сторон;

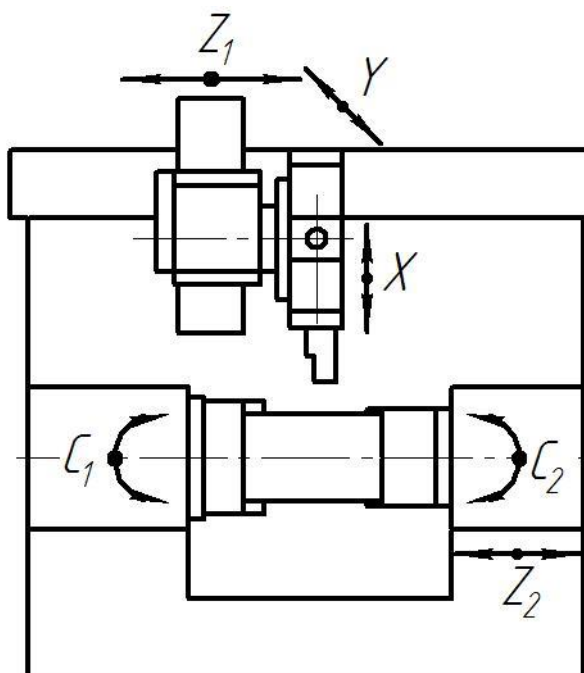


Рисунок 1.5 – Компоновочная схема 5

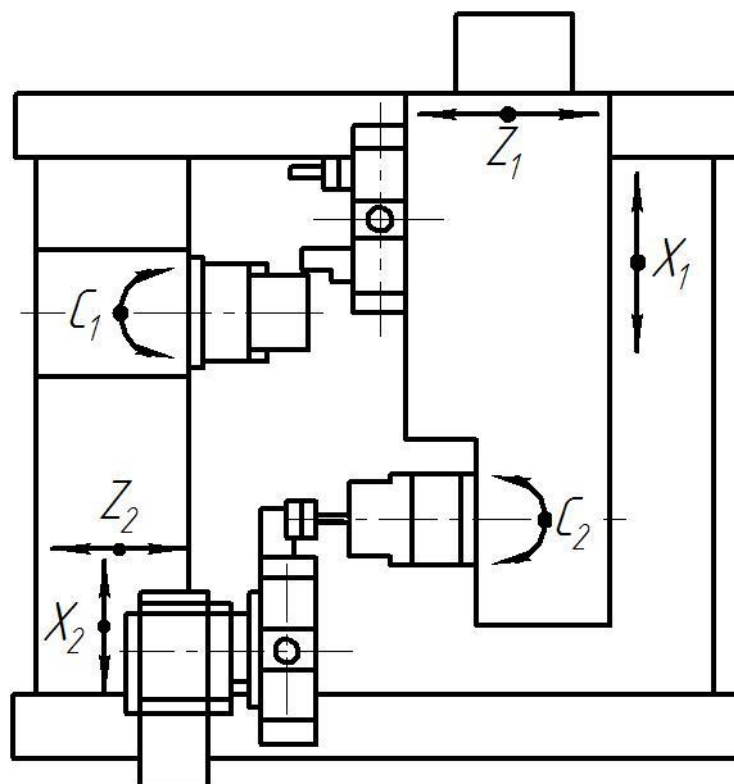


Рисунок 1.6 – Компоновочная схема 6

6) закрепление деталей сначала в основном, а затем во вспомогательном (перехватывающем) патроне с управляемым вращением относительно оси C (см. рисунок 1.6), причем функция перехвата осуществляется одним из гнезд револьверной головки. Две револьверные головки перемещаются по осям Z_1, X_1 и Z_2, X_2 . При такой схеме обработка деталей выполняется со всех сторон;

7) закрепление в патроне коротких деталей (типа диска) с управляемым вращением относительно оси C (рисунок 1.7) и одной револьверной головки, перемещающейся по осям Z и X ;

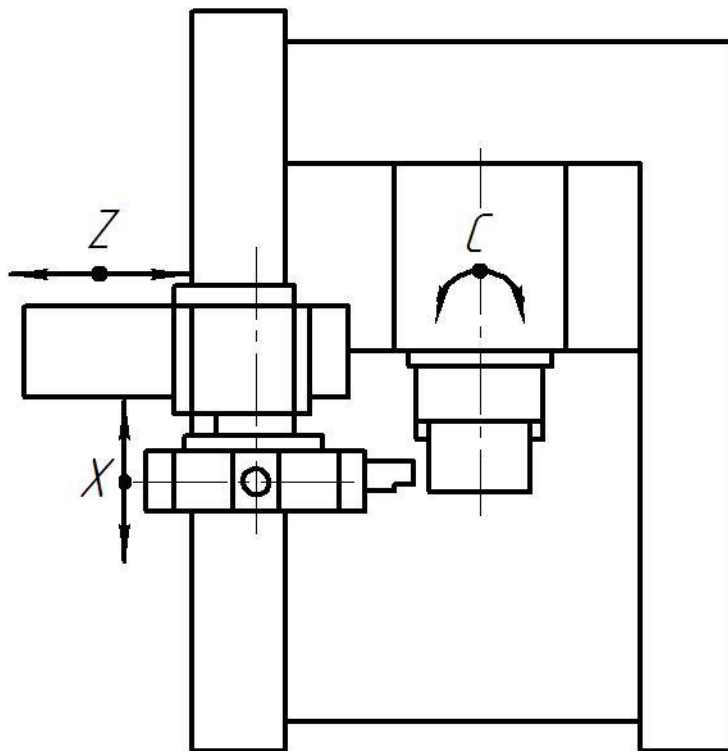


Рисунок 1.7 – Компоновочная схема 7

8) закрепление в патроне коротких деталей (типа диска) с управляемым вращением относительно оси C (см. рисунок 1.8) и двумя револьверными головками, перемещающимися по осям Z_1, X_1 и Z_2, X_2 ;

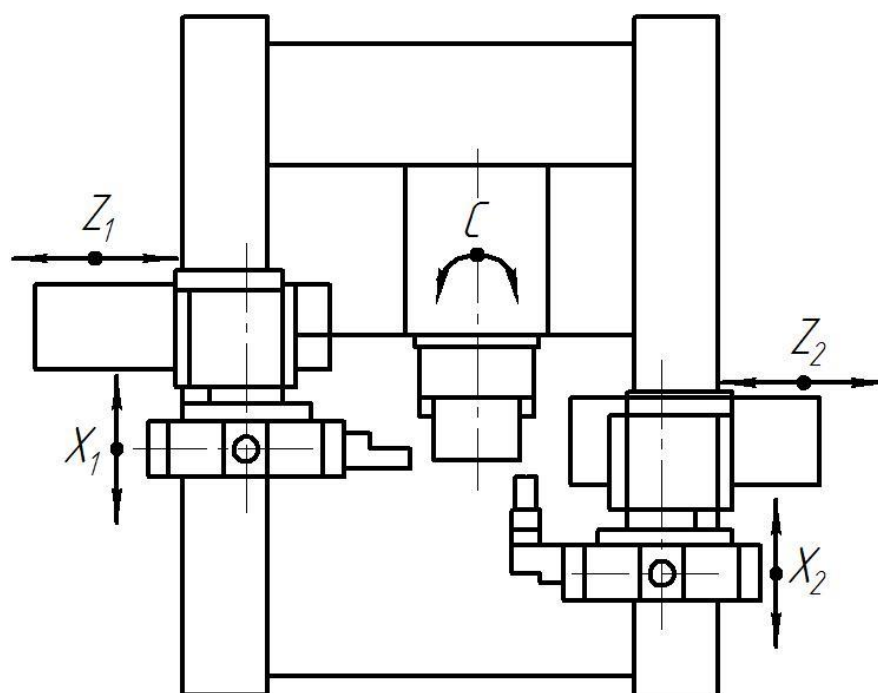


Рисунок 1.8 – Компоновочная схема 8

9) закрепление в двух патронах коротких деталей (типа диска) с параллельными осями (см. рисунок 1.9) с управляемым вращением относительно оси C и двумя револьверными головками, которые перемещаются по осям Z_1 , X_1 и Z_2 , X_2 .

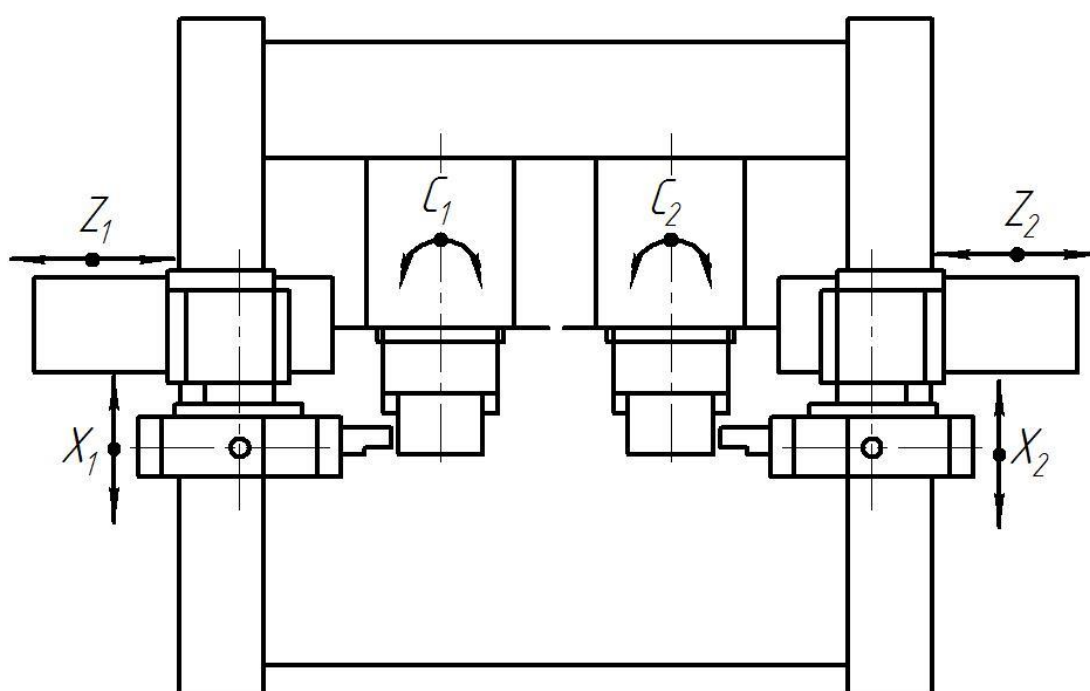


Рисунок 1.9 – Компоновочная схема 9

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

17

В результате анализа компоновочных схем металлообрабатывающих станков принято решение за базу взять компоновочную схему 2 (см. рисунок 1.2).

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 Общие сведения о базовой модели станка

Токарный станок с ЧПУ 1740С предназначен для токарной обработки в патроне или центрах деталей сложной конфигурации с большим количеством технологических переходов в условиях различных видов производств [1, 6].

Общий вид токарного обрабатывающего центра 1740С представлен на рисунке 2.1 (графическая часть: лист формата А1 – Центр обрабатывающий токарный (Вид общий)).

В таблице 2.1 представлены технические характеристики базовой модели станка 1740С.

Таблица 2.1 – Технические характеристики станка модели 1740С

Технические характеристики	Значение
Наибольший диаметр устанавливаемого изделия над станиной, мм	680
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над станиной, мм	630
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над суппортом, мм	400
Наибольшая длина устанавливаемой в патрон заготовки, мм	400
Наибольшая длина устанавливаемой в центрах заготовки, мм	1500
Наибольшая масса устанавливаемой заготовки, кг	850
Наибольший диаметр сверления, мм	40
Количество позиций в револьверной головке, шт.	12
Сечение устанавливаемых резцов, мм	32 x 25; 32 x 32

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

19

Продолжение таблицы 1

Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹	10 – 2500
Частота вращения шпинделя с поджимом задней бабкой, мин ⁻¹	1600
Допустимая масса заготовки, кг	1500
Пределы продольных подач, мм/об	0,1 – 10000
Скорость быстрых продольных перемещений, мм/мин	10000
Конус в шпинделе задней бабки по ГОСТ 25557-2006	Морзе 6
Наибольший ход пиноли задней бабки, мм	200
Расстояние от основания полуавтомата до оси центров, мм	1160
Класс точности по ГОСТ 8-82	II
Длина станка без гидростанции, мм	4490
Ширина станка без гидростанции, мм	2490
Высота станка без гидростанции, мм	3100
Масса станка без гидростанции, кг	15000

На рисунке 2.1 представлен общий вид станка модели 1740С.

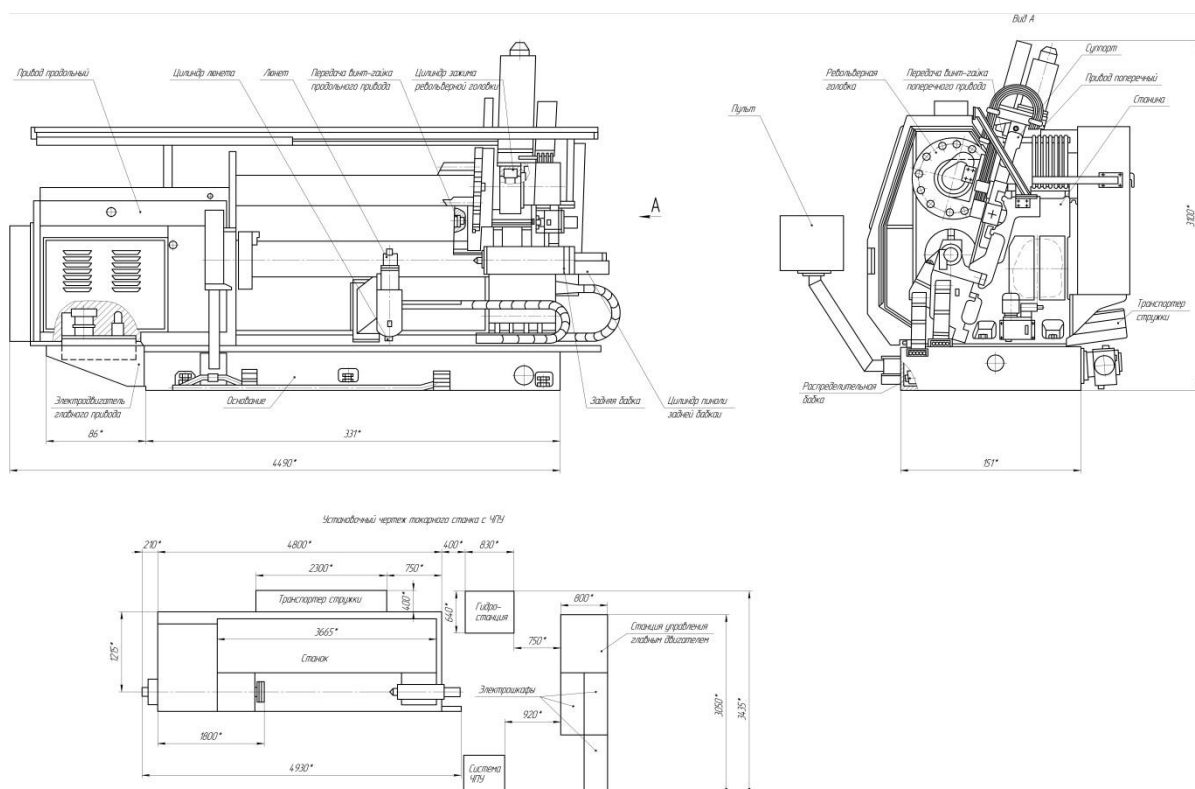


Рисунок 2.1 – Общий вид станка модели 1740С

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

21

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].

Диапазон регулирования привода [2, с. 31]:

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

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

R_{κ} – диапазон регулирования коробки.

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

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [2, с. 13, 20]:

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

где $R_{\pi} = 250$ – диапазон регулирования привода;

$n_{\text{шп(min)}} = 10 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя.

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 250 \cdot 10 = 2500 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

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

η – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$ [2, с. 12], принимаем $\eta = 0,85$.

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{8}{0,85} = 9,41 \text{ кВт}.$$

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

Диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности определяем по формуле [2, с. 32]:

$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{n_{\text{дв(мак)}}}{n_{\text{дв(ном)}}},$$
$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{3000}{750} = 4.$$

Диапазон регулирования коробки скоростей определяем по формуле [2, с. 32]:

$$R_{\text{к}} = \frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{дв(Р)}}},$$
$$R_{\text{к}} = \frac{250}{4} = 62,5.$$

Число скоростей коробки определяем по формуле [2, с. 36]:

$$z = \frac{\lg R_{\text{п}}}{\lg R_{\text{дв(Р)}}},$$
$$z = \frac{\lg 250}{\lg 4} = 3,9.$$

Принимаем $z = 4$.

Тогда, число групп передач коробки скоростей определяем по формуле [2, с. 32]:

$$m = \frac{\lg R_{\text{к}}}{\lg 8},$$
$$m = \frac{\lg 62,5}{\lg 8} = 1,98.$$

Принимаем $m = 2$.

Следовательно, в коробке будет две группы передач a и b .

Определяем диапазоны регулирования групп передач при условии, что их значения для всех групп одинаковы [2, с. 32]:

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[m]{R_k},$$
$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[2]{62,5} = 7,9.$$

Принимаем $R_m = R_r = R_a = R_b = 7,9$.

Чтобы выбрать знаменатель ряда ϕ можно воспользоваться следующими рекомендациями [2, с. 20]: для токарных и токарно-винторезных станков — $\phi = 1,26$; для токарно-револьверных станков в зависимости от диаметра обработки — $\phi = 1,41$ и $\phi = 1,58$; для сверлильных станков всех типов с диаметром сверления более 18 мм — $\phi = 1,41$; для фрезерных станков всех типов — $\phi = 1,26$; для многооперационных станков — $\phi = 1,26$ и $\phi = 1,41$.

Принимаем $\phi = 1,26$.

Определяем величину c [2, с. 33]:

$$c = \frac{\lg R_{дв(P)}}{\lg \phi},$$
$$c = \frac{\lg 4}{\lg 1,26} = 5,998.$$

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg \phi$ [2, с. 33]:

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg \phi} = \frac{\lg R_r}{\lg \phi},$$
$$K_m = \frac{\lg 7,9}{\lg 1,26} = 8,9.$$

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

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

$$R_{\kappa(\Phi)} = R_j \varphi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

$$R_{\Pi(\Phi)} = R_{\text{дв}(P)} R_{\kappa(\Phi)}.$$

Тогда, фактический диапазон регулирования коробки [2, с. 35]:

$$R_{\kappa(\Phi)} = R_a \varphi^{K_b},$$

$$R_{\kappa(\Phi)} = 7,9 \cdot 1,26^6 = 31,6,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{\Pi(\Phi)} = 4 \cdot 31,6 = 126,4.$$

Определяем число интервалов K_1 и K_2 (см. рисунок 3.1) [2, с. 33]:

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

$$K_2 = \frac{\lg R_{\Pi(\Phi)}}{\lg \varphi}.$$

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000 / 2500)}{\lg 1,26} = 0,78,$$

принимаем $K_1 = 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 126,4}{\lg 1,26} = 20,95,$$

принимаем $K_2 = 21$.

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

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 1 + 21 = 22.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 23 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 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: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63; 50; 40 и строим график частот вращения (рисунок 3.1) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп}}(\text{max}) = 2500 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 18$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 40 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 160 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки A проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 160 \text{ мин}^{-1}$. 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 . Далее из точки B откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку C . Из точки C проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки B .

После этого из точки A по валу I проводим луч на 6 интервалов вверх до точки D (точка $n_{\text{шп}} = 630 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки D проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 630 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки D откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии I, получаем точку E . Из точки E проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки D .

Затем точки D и E соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем два интервала, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точек D и A . Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{шп} = 31,5 \text{ мин}^{-1}$, $n_{шп} = 25 \text{ мин}^{-1}$, $n_{шп} = 20 \text{ мин}^{-1}$, $n_{шп} = 16 \text{ мин}^{-1}$, $n_{шп} = 12,5 \text{ мин}^{-1}$, $n_{шп} = 10 \text{ мин}^{-1}$).

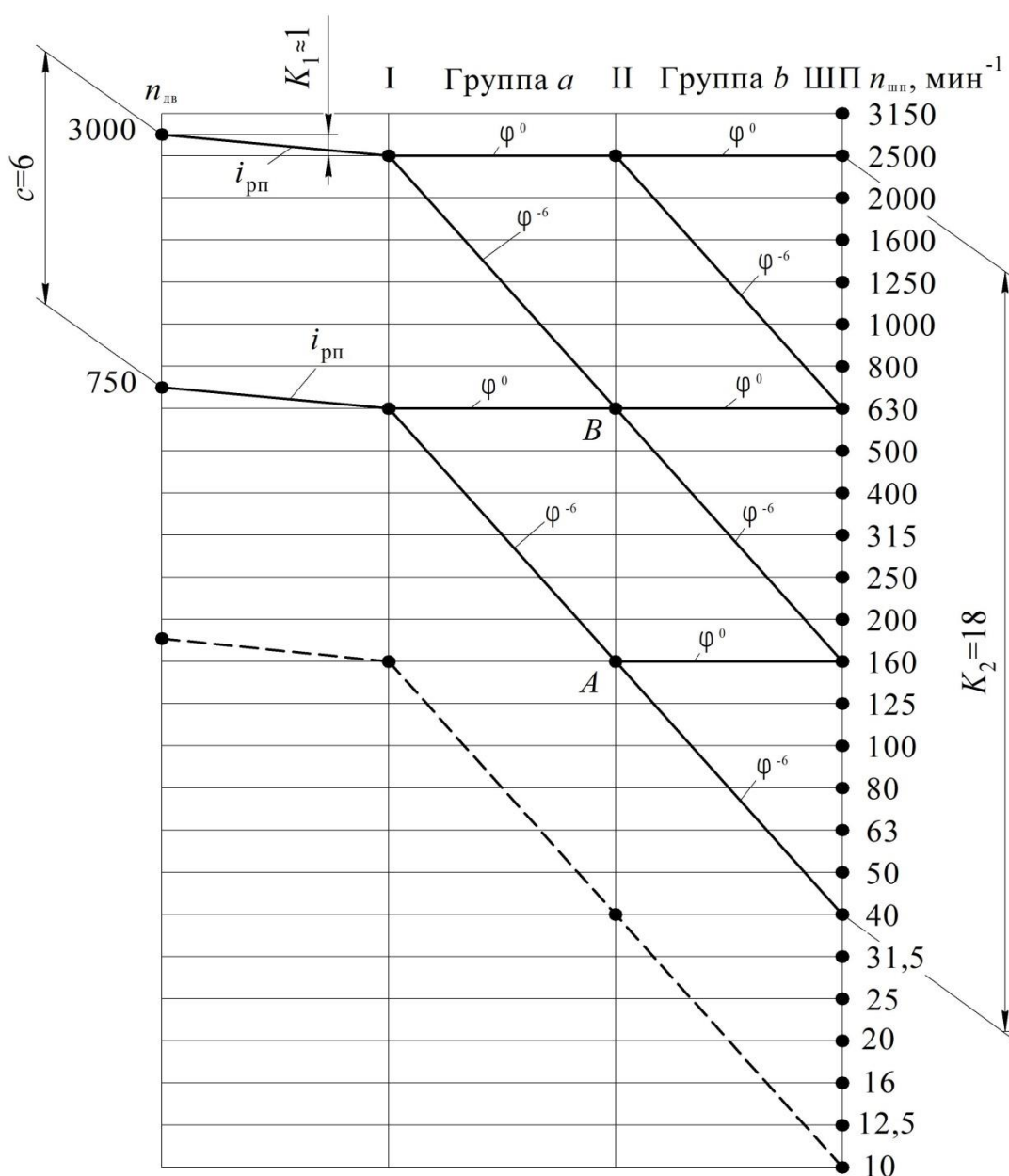


Рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 3.2 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 1740РФ3 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

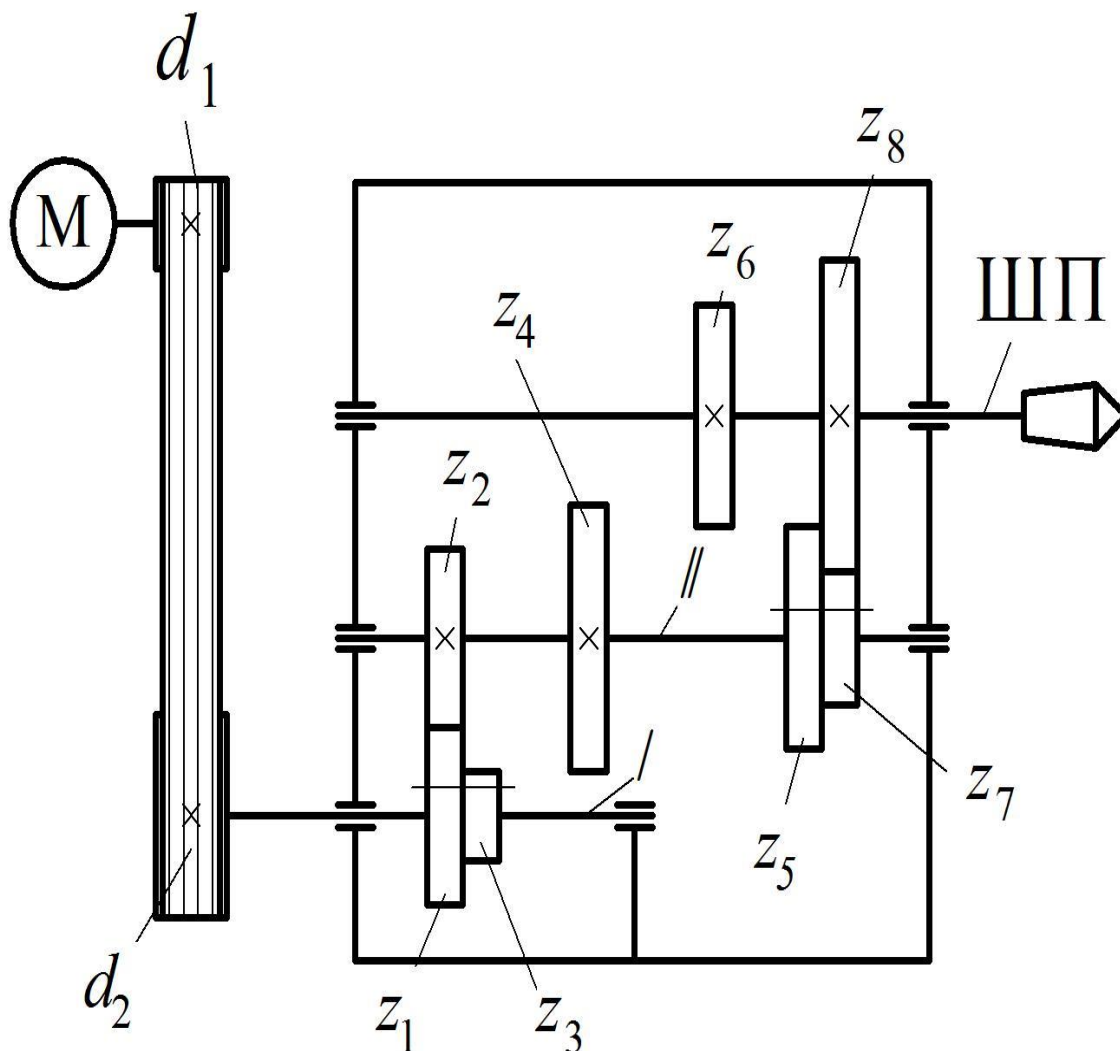


Рисунок 3.2 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант)

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, используя таблицу 7 [2, с. 40–46]. По горизонтали обозначены суммы зубьев Σz , начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев Σz и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

1) ременная передача:

передаточное отношение – $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(макс)}}}{n_1} = \frac{3000}{2500} = 1,2$ или

$$i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_1} = \frac{750}{630} = 1,19 \text{ (см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя).}$$

Для обеспечения передаточного отношения $i_{\text{рп}} = 1,2$ необходимо определить диаметры ведущего d_1 и ведомого d_2 шкивов.

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ [4, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \frac{10}{750} = 127,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По крутящему моменту $M_{\text{к дв}}$ из таблицы 4.1 [4, с. 86] принимаем профиль В(Б) (ремни нормального сечения ГОСТ 1284.1–89) и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{1\text{min}} = 125 \text{ мм}$. Расчетная ширина ремня $W_p = 14 \text{ мм}$; площадь поперечного сечения $A = 138 \text{ мм}^2$.

Определяем диаметр ведущего шкива [4, с. 93, ф. 4.23]:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{M_{\text{к дв}}},$$

где $C = 38 \dots 42$ – для ремней нормального сечения;

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{127,3} = 190,9 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения [4, с. 96], принимаем $d_1 = 180 \text{ мм}$.

Определяем скорость ремня [4, с. 93, ф. 4.24]:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000},$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 750}{60000} = 7,07 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 3000}{60000} = 28,26 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

что не превышает допустимую $V = 30 \text{ м/с}$.

Определяем диаметр ведомого шкива [4, с. 93, ф. 4.25]:

$$d_2 = d_1 i_{\text{рп}} (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,015$ – относительное скольжение.

Следовательно,

$$d_2 = 180 \cdot 1,2 (1 - 0,015) = 236,4 \text{ мм},$$

принимаем $d_2 = 224 \text{ мм}$ [3, с. 96].

Уточняем передаточное отношение [4, с. 93, ф. 4.26]:

$$i_{\text{рп}} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)},$$

$$i_{\text{рп}} = \frac{224}{180 (1 - 0,015)} = 1,26.$$

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_2 и передаточного отношения $i_{\text{рп}}$ из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве [4, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{\text{опт}} = c d_2 ,$$

где $c = \frac{a_{\text{опт}}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [4, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1,35$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,35 \cdot 224 = 302,4 \text{ мм} .$$

Определяем длину ремня [4, с. 94, ф. 4.28]:

$$L_p = 2a_{\text{опт}} + \pi d_{\text{ср}} + \frac{\Delta^2}{a_{\text{опт}}} ,$$

где $d_{\text{ср}} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$.

Следовательно,

$$d_{\text{ср}} = \frac{180 + 224}{2} = 202 \text{ мм} ,$$

$$\Delta = \frac{224 - 180}{2} = 22 \text{ мм} ,$$

$$L_p = 2 \cdot 302,4 + 3,14 \cdot 202 + \frac{22^2}{302,4} = 1240,68 \text{ мм} ,$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [4, с. 86], принимаем $L_p = 1250 \text{ мм}$, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

Уточняем межосевое расстояние [4, с. 94, ф. 4.29]:

$$a = \frac{L_p - \pi d_{\text{ср}}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(L_p - \pi d_{\text{ср}})^2 - 8\Delta^2} ,$$

$$a = \frac{1250 - 3,14 \cdot 202}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1250 - 3,14 \cdot 202)^2 - 8 \cdot 22^2} = 307,07 \text{ мм} .$$

Определяем угол между ветвями ремня [4, с. 94, ф. 4.30]:

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{\Delta}{a} ,$$

Тогда,

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{22}{307,07} = 8^{\circ}.$$

Определяем угол обхвата ремнем малого шкива [4, с. 94, ф. 4.31]:

$$\alpha = (180 - \gamma) > 120^{\circ},$$

$$\alpha = (180 - 8) = 172^{\circ}.$$

Определяем число пробегов ремня [4, с. 94, ф. 4.32]:

$$U = \frac{1000V}{L_p},$$

$$U = \frac{1000 \cdot 28,26}{1250} = 22,6 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем эквивалентный диаметр шкива [4, с. 94, ф. 4.33]:

$$d_e = d_1 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-i_{\text{пн}})}),$$

$$d_e = 180 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,2)}) = 190,8 \text{ мм}.$$

2) переборная группа a:

$$z_1 - z_2: \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = \frac{n_1}{n_{\text{II}}} = \frac{2500}{2500} = 1 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = \frac{630}{630} = 1 \quad (\text{см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^0 = 1 -$$

по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = 1$, $\sum z = 96$, $z_1 = 48$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 96 - 48 = 48.$$

$$z_3 - z_4: \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = \frac{n_1}{n_{\text{II}}} = \frac{2500}{630} = 3,9 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = \frac{630}{160} = 3,9 \quad (\text{см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя}),$$

$\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [2, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = 3,98$, $\sum z = 96$, $z_3 = 19$ [2, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_4 = \sum z - z_3 = 96 - 19 = 77.$$

3) переборная группа b:

$$z_5 - z_6: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{2500} = 1 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = \frac{630}{630} = 1, \text{ или } i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = \frac{160}{160} = 1 \quad (\text{см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя}), \varphi^0 = 1 - \text{по таблице 5 [2, с. 23]},$$

$$\text{принимаем } i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = 1, \sum z = 106, z = 54 \quad [2, \text{ с. 40–46, т. 7}], \text{ следовательно}$$

$$z_5 = \sum z - z_6 = 106 - 54 = 52$$

$$z_7 - z_8: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{630} = 3,9 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = \frac{630}{160} = 3,9, \text{ или } i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = \frac{160}{40} = 4 \quad (\text{см. рисунок 3.1 – График частот вращения шпинделя}), \varphi^{-6} = 4 - \text{по таблице 5 [2, с. 23]},$$

$$\text{принимаем } i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = 3,98, \sum z = 106, z_7 = 21 \quad [2, \text{ с. 40–46, т. 7}],$$

$$\text{следовательно } z_8 = \sum z - z_7 = 106 - 21 = 85.$$

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 (шкивы) следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение, т.е. если идет повышающая передача, то ведущим является колесо (шків) с большим числом зубьев (большого диаметра) и наоборот [2, с. 47].

На рисунке 3.3 представлена кинематическая схема привода главного движения станка (окончательный вариант), графическая часть: лист формата А1 – Центр обрабатывающий токарный (Схема кинематическая принципиальная).

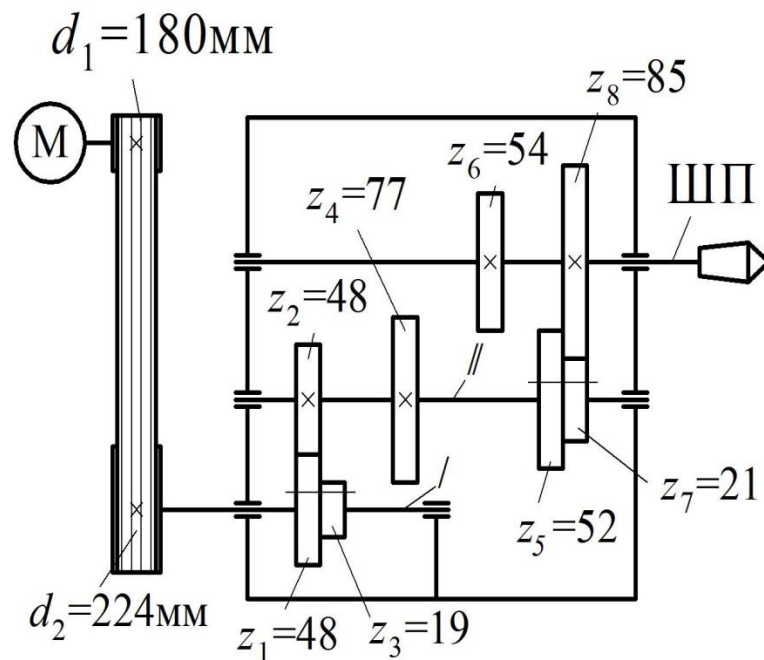


Рисунок 3.3 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант)

3.4 Эскизное оформление привода главного движения

3.4.1 Кинематические и силовые характеристики

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

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

$$n_{\text{шп расч}} = 10 \left(250^{1/3} \dots 250^{1/4} \right) = (63 \dots 39,7) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 63 \text{ мин}^{-1}$.

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

$$n_{\text{шп расч}} = 63 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 250 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 1000 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт},$$

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

где $\eta_{\text{рп}} = 0,95$ – КПД ременной передачи [4, с. 8, т. 1.1];

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

тогда,

$$P_{\text{I}} = 10 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 9,4 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{\text{II}} = 9,4 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{шп}} = 9 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,6 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах коробки скоростей [4, с. 27]:

$$M_{\kappa_1} = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{9,4}{1000} = 89,77 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\kappa_{II}} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{9}{250} = 343,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\kappa_{\text{шп}}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{8,6}{63} = 1303,65 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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 [2, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [2, с. 82, ф. 3]:

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

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

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

m_{κ} – 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_{κ} – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н·м;

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$K_{H\beta}$ – 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, определяется по таблице 17 [2, с. 83–85];

$m_{H\beta}$ – 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 12ХН3А с термообработкой: цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 330$ МПа [2, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

Переборная группа a :

$$z_1 - z_2: \quad z_2 = 48, \quad i_{3n(z_1-z_2)} = 1, \quad M_{кш} = 343,8 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,66,$$

$$m_k = \frac{770}{48} \cdot \sqrt[3]{\frac{343,8 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,81 \text{ мм},$$

$$m_{H\beta} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{343,8 \cdot 1,2 \cdot 3,66}{48^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,38 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2,5$ мм,

$$z_3 - z_4: z_3 = 19, i_{3п(z_3-z_4)} = 3,98, M_{к_1} = 89,77 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, Y_F = 4,11,$$

$$m_k = \frac{770}{19} \cdot \sqrt[3]{\frac{89,77 \cdot 1,12 \cdot (3,98+1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,51 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{89,77 \cdot 1,2 \cdot 4,11}{19^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,94 \text{ мм},$$

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

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

Переборная группа b :

$$z_5 - z_6: z_6 = 54, i_{3п(z_5-z_6)} = 1, M_{к_{III}} = 1303,65 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, Y_F = 3,63,$$

$$m_k = \frac{770}{54} \cdot \sqrt[3]{\frac{1303,65 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,52 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1303,65 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{54^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 3,43 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 3,5 \text{ мм}$,

$$z_7 - z_8: z_7 = 21, i_{3п(z_7-z_8)} = 3,98, M_{к_{II}} = 343,8 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, Y_F = 4,01,$$

$$m_k = \frac{770}{21} \cdot \sqrt[3]{\frac{343,8 \cdot 1,12 \cdot (3,98+1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 3,55 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{343,8 \cdot 1,2 \cdot 4,01}{21^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 4,27 \text{ мм},$$

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

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

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,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,4}{1000}} = 34,25 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{250}} = 47,9 \text{ мм},$$

принимаем (предварительно) $d_{II \min} = 50 \text{ мм}$.

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

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

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

Тогда,

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

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{шп} \min} = 100 \text{ мм}$.

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

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (Графическая часть: лист формата – А0 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)) [2, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{ПК}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{\text{шп min}}$ 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,

$$d_{\text{ПК}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 100 = (100 \dots 120) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{ПК}} = 120 \text{ мм}$.

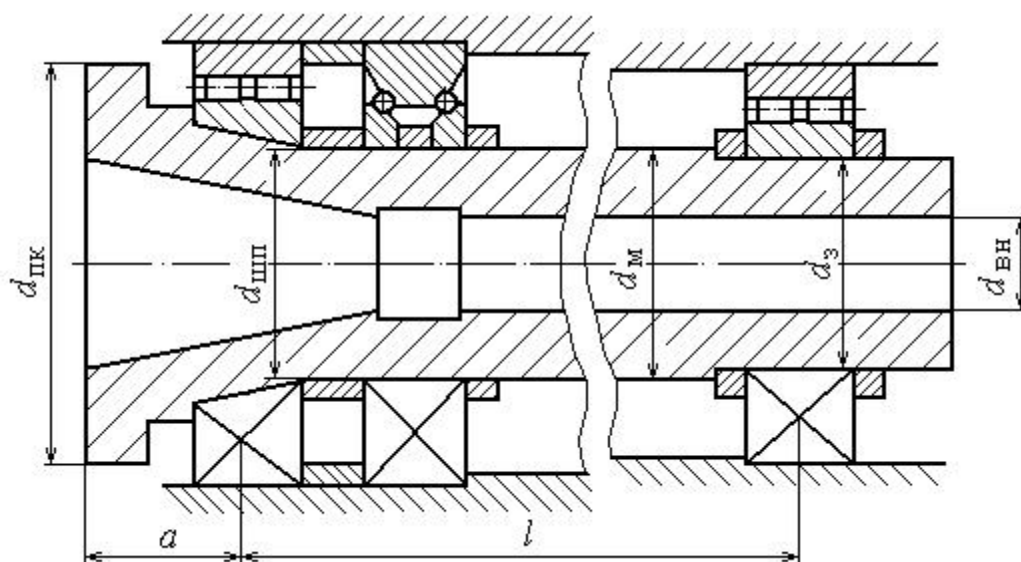


Рисунок 3.4 – Основные диаметральные размеры шпинделя

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

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

$$d_{\text{М min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 100 = (90 \dots 100) \text{ мм},$$

принимаем (предварительно) $d_{\text{М min}} = 100 \text{ мм}$.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

40

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

$$d_{3 \min} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{\text{шп} \min},$$

$$d_{3 \min} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 100 = (80 \dots 90) \text{ мм},$$

принимаем (предварительно) $d_{3 \min} = 90 \text{ мм}$.

Принимаем по таблице Ж2 [3 с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПФ180М – $d_{\text{лв}} = 42 \text{ мм}$.

3.4.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 3.5) [1, с. 86]:

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в i -ой передаче.

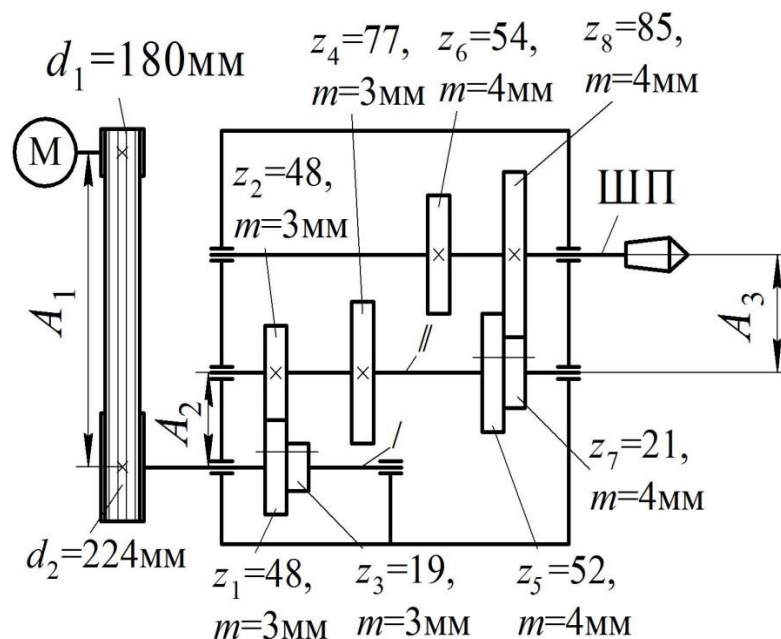


Рисунок 3.5 – Кинематическая схема станка
и межцентровые расстояния между валами

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 307,07 \text{ мм}$.

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

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m}{2}(z_3 + z_4),$$

$$A_2 = \frac{3}{2}(48 + 48) = \frac{3}{2}(19 + 77) = 144 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом II и ШП (шпинделем) (см. рисунок 3.5):

$$A_3 = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) = \frac{m}{2}(z_7 + z_8),$$

$$A_3 = \frac{4}{2}(52 + 54) = \frac{4}{2}(21 + 85) = 212 \text{ мм}.$$

3.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

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

– ширина венца колес [4]:

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

Тогда,

$$z_1 = 48, m = 3\text{мм},$$

$$d = 3 \cdot 48 = 144\text{мм},$$

$$d_a = 144 + 2 \cdot 3 = 150\text{мм},$$

$$d_f = 144 - 2,5 \cdot 3 = 136,5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$$z_2 = 48, m = 3\text{мм},$$

$$d = 3 \cdot 48 = 144\text{мм},$$

$$d_a = 144 + 2 \cdot 3 = 150\text{мм},$$

$$d_f = 144 - 2,5 \cdot 3 = 136,5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$$z_3 = 19, m = 3\text{мм},$$

$$d = 3 \cdot 19 = 57\text{мм},$$

$$d_a = 57 + 2 \cdot 3 = 63\text{мм},$$

$$d_f = 57 - 2,5 \cdot 3 = 49,5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$$z_4 = 77, m = 3\text{мм},$$

$$d = 3 \cdot 77 = 231\text{мм},$$

$$d_a = 231 + 2 \cdot 3 = 237\text{мм},$$

$$d_f = 231 - 2,5 \cdot 3 = 223,5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$z_5 = 52, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 52 = 208 \text{ мм},$$

$$d_a = 208 + 2 \cdot 4 = 216 \text{ мм},$$

$$d_f = 208 - 2,5 \cdot 4 = 198 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_6 = 54, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 54 = 216 \text{ мм},$$

$$d_a = 216 + 2 \cdot 4 = 224 \text{ мм},$$

$$d_f = 216 - 2,5 \cdot 4 = 206 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_7 = 21, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 21 = 84 \text{ мм},$$

$$d_a = 81 + 2 \cdot 4 = 89 \text{ мм},$$

$$d_f = 81 - 2,5 \cdot 4 = 71 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 85, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 85 = 340 \text{ мм},$$

$$d_a = 340 + 2 \cdot 4 = 348 \text{ мм},$$

$$d_f = 340 - 2,5 \cdot 4 = 330 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

3.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 100 \text{ мм}$, 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].

Меньшее значение быстроходности dn принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [2, с. 88].

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

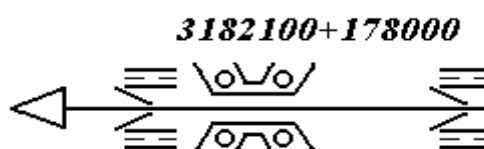


Рисунок 3.6 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

4 Силовой расчет привода главного движения

4.1 Расчет валов на прочность

Составляем схему действия сил в коробке скоростей, по методике, изложенной в работе [3]. Расчетная схема представлена на рисунке 4.1.

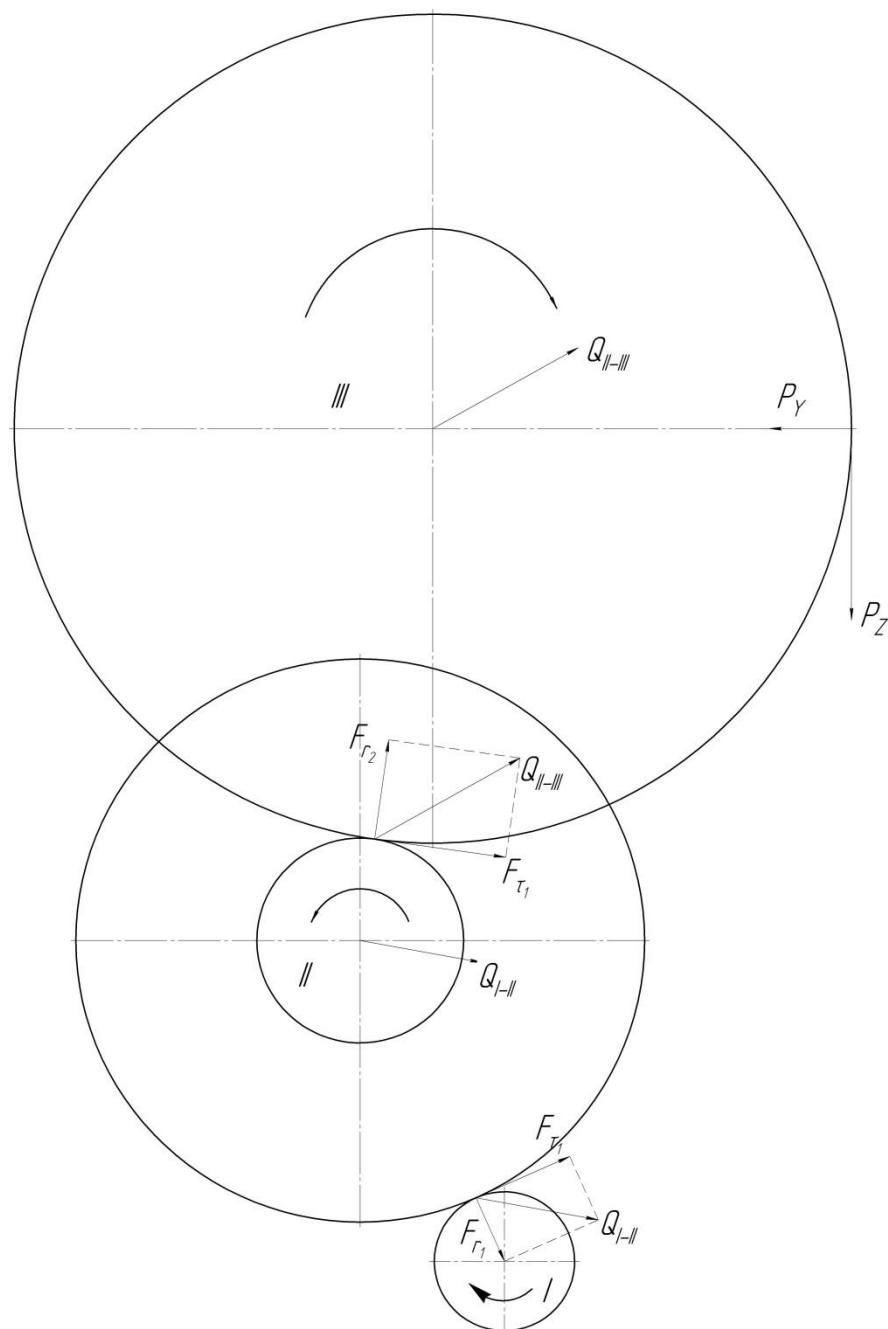


Рисунок 4.1 – Расчетная схема действия сил в коробке скоростей

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

46

Исходные данные для расчета вала I:

- крутящий момент на валу $M_{к1} = 89,77 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_3 = 57 \text{ мм}$;
- диаметр ведомого шкива $d_2 = 224 \text{ мм}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 81 \text{ мм}$; $b = 168 \text{ мм}$; $c = 48 \text{ мм}$.

Определяем окружную силу F_{t1} , действующую в зубчатом зацеплении [4, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{к1}}{d_3},$$

где $M_{к1}$ – крутящий момент на валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

d_3 – диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм .

Тогда,

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 89,77}{57} = 3149,8 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу F_{r1} , действующая в зубчатом зацеплении [4, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \text{tg}20^\circ,$$

$$F_{r1} = 3149,8 \cdot \text{tg}20^\circ = 1146,4 \text{ Н}.$$

Силу F_p , действующую на вал от ременной передачи, приближенно определяем по зависимости [4, с.120, ф. 6.5]:

$$F_p = \frac{F_{tp} \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}}{\psi} \approx \frac{0,95 \cdot F_{tp}}{\psi},$$

где $F_{tp} = \frac{2000 \cdot M_{к1}}{d_{шк}}$ – окружная сила на шкиве, Н ;

$d_{\text{шк}}$ – диаметр шкива, мм;

α_1 – угол обхвата на малом шкиве;

$\psi=0,7$ – для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{\text{т}} = \frac{2000 \cdot 89,77}{224} = 801,5 \text{ Н},$$

$$F_{\text{п}} = \frac{0,95 \cdot 801,5}{0,7} = 1087,8 \text{ Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I (рисунок 4.2).

Определяем опорные реакции в плоскости X (рисунок 4.2):

$$\sum M_A = 0; -F_{t_1} \cdot b - R_{BX} \cdot (b+c) = 0,$$

$$R_{BX} = \frac{-F_{t_1} \cdot b}{b+c} = \frac{-1146,4 \cdot 168}{168+48} = -891,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -R_{AX} \cdot (b+c) + F_{t_1} \cdot c = 0,$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{t_1} \cdot c}{b+c} = \frac{-1146,4 \cdot 48}{168+48} = -254,8 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; R_{AX} + F_{t_1} + R_{BX} = -254,8 + 1146,4 - 891,6 = 0.$$

Определяем опорные реакции в плоскости Y (рисунок 4.2):

$$\sum M_A = 0; -F_{t_1} \cdot b + R_{BY} \cdot (b+c) = 0,$$

$$R_{BY} = \frac{F_{t_1} \cdot b}{b+c} = \frac{3149,8 \cdot 168}{216} = 2449,8 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; -R_{AY} \cdot (b+c) + F_{t_1} \cdot c = 0,$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t_1} \cdot c}{b+c} = \frac{3149,8 \cdot 48}{216} = 700 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; R_{AY} - F_{t_1} + R_{BY} = 700 - 3149,8 + 2449,8 = 0.$$

Определяем опорные реакции от силы $F_{\text{п}}$ (рисунок 4.2):

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

тогда,

$$R_{Bp} = \frac{F_p \cdot a}{b + c} = \frac{1087,8 \cdot 81}{216} = 407,9 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; F_p \cdot (a + b + c) - R_{Ap} (b + c) = 0,$$

$$R_{Ap} = \frac{F_p \cdot (a + b + c)}{b + c} = \frac{1087,8 \cdot (81 + 168 + 48)}{216} = 1495,7 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; -F_p + R_{Ap} - R_{Bp} = -1087,8 + 1495,7 - 407,9 = 0.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{Ap} = \sqrt{254,8^2 + 700^2} + 1495,7 = 2240,6 \text{ Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{Bp} = \sqrt{891,6^2 + 2449,8^2} + 407,9 = 3014,9 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты:

– в плоскости X (см. рисунок 4.2):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot Z_1 \quad (0 \leq Z_1 \leq b),$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=b}^X = -R_{AX} \cdot b = -(-254,8) \cdot 0,168 = 42,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{BX} \cdot Z_2 \quad (0 \leq Z_2 \leq c),$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -(-891,6) \cdot 0,048 = 42,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– в плоскости Y (см. рисунок 4.2):

$$M_{Z_3}^Y = -R_{AY} \cdot Z_3 \quad (0 \leq Z_3 \leq b),$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=b}^Y = -R_{AY} \cdot b = 700 \cdot 0,168 = 117,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_4}^Y = R_{BY} \cdot Z_4 \quad (0 \leq Z_4 \leq c),$$

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = 2449,8 \cdot 0,048 = 117,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент от силы F_p (см. рисунок 4.2):

$$M_{Z_5}^P = -F_p \cdot Z_5 \quad (0 \leq Z_5 \leq a),$$

$$M_{Z_5=0}^P = 0; M_{Z_5=a}^P = -F_p \cdot a = -1087,8 \cdot 0,081 = -88,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^P = -R_{Bp} \cdot Z_6 \quad (0 \leq Z_6 \leq c),$$

$$M_{C=0}^P = 0; M_{C=c}^P = -R_{Br} \cdot c = -407,9 \cdot 0,048 = -19,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^P = \sqrt{42,8^2 + 117,6^2} + 88,1 = 213,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, $[\sigma] = 650 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Момент сопротивления в опасном сечении [2, с. 23]:

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

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

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

Следовательно,

$$W = \frac{\sqrt{213,3^2 + 0,5 \cdot 89,77^2}}{650} = 0,3 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,3}{3,14}} = 1,4 \text{ мм},$$

следовательно, прочность вала удовлетворяет условию.

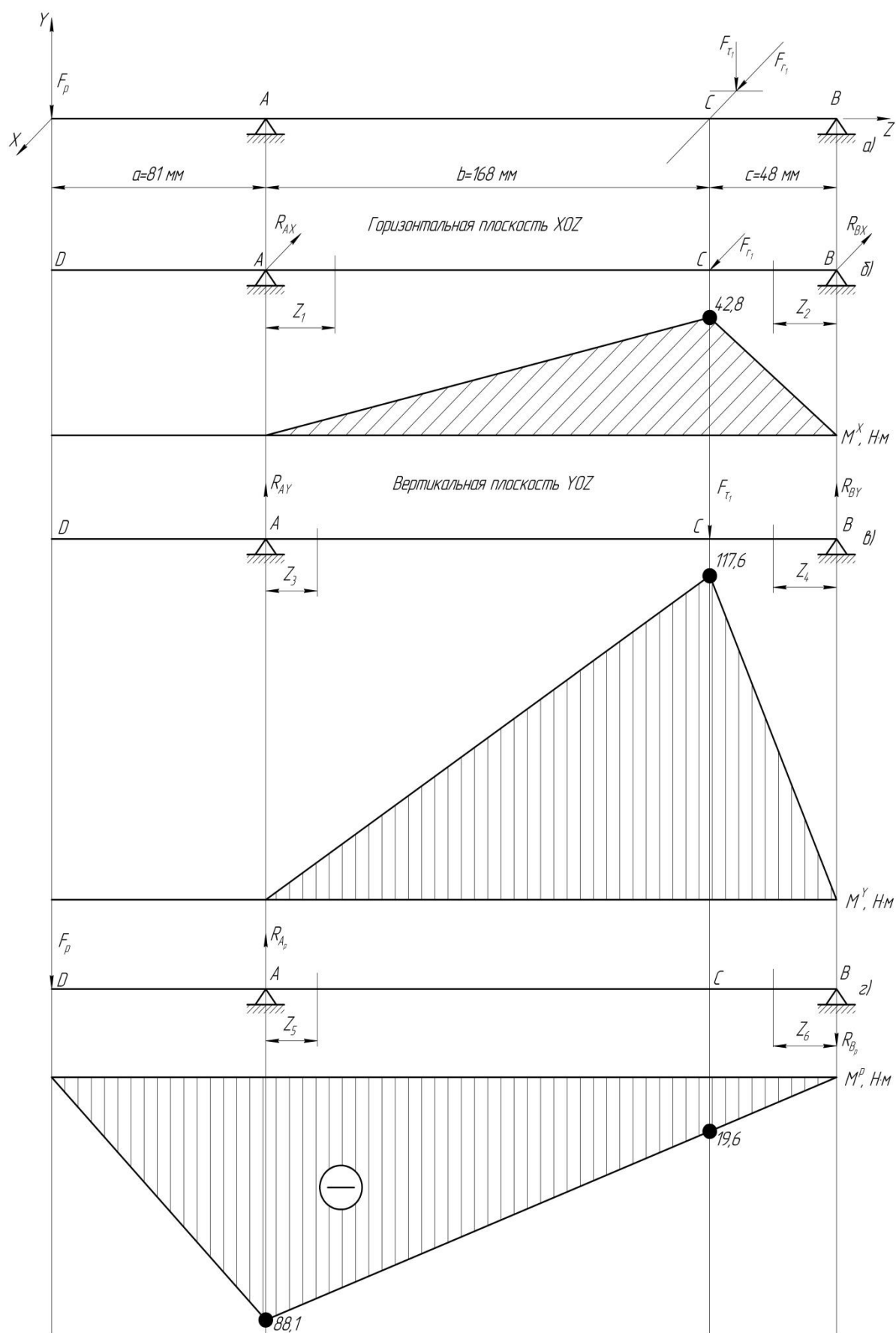


Рисунок 4.2 – Расчетная схема вала I

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

51

Исходные данные для расчета вала II:

- крутящий момент на валу $M_{кII} = 343,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу $d_7 = 84 \text{ мм}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 172 \text{ мм}$; $b = 261 \text{ мм}$; $c = 181 \text{ мм}$.

Определяем окружную силу F_{t_2} , действующую в зубчатом зацеплении [4, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{кII}}{d_7},$$

где $M_{кII}$ – крутящий момент на валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

d_7 – диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм.

Тогда,

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 343,8}{84} = 8185,7 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу F_{r_2} , действующая в зубчатом зацеплении [4, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \text{tg}20^\circ,$$

$$F_{r_2} = 8185,7 \cdot \text{tg}20^\circ = 2979,4 \text{ Н}.$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 4.3).

Определяем опорные реакции в плоскости X (рисунок 4.3):

$$\sum M_A = 0; -F_{r_1} \cdot a - F_{r_2} \cdot (a+b) - R_{BX} \cdot (a+b+c) = 0,$$

$$R_{BX} = \frac{F_{r_1} \cdot a - F_{r_2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{1146,4 \cdot 172 - 2979,4 \cdot 433}{172 + 261 + 181} = -1780 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; F_{r_2} \cdot c - F_{r_1} \cdot (b+c) + R_{AX} \cdot (a+b+c) = 0,$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{r_2} \cdot c + F_{r_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{-2979,4 \cdot 181 + 1146,4 \cdot 442}{172+261+181} = -53 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; R_{AX} - F_{r_1} + F_{r_2} + R_{BX} = -53 - 1146,4 + 2979,4 - 1780 = 0.$$

Определяем опорные реакции в плоскости Y (рисунок 4.3):

$$\sum M_A = 0; F_{t_1} \cdot a - F_{t_2} \cdot (a+b) + R_{BY} \cdot (a+b+c) = 0,$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{t_1} \cdot a + F_{t_2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-3149,8 \cdot 172 + 8185,7 \cdot 433}{172+261+181} = 4890,3 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = 0; -F_{r_2} \cdot c + F_{r_1} \cdot (b+c) + R_{AY} \cdot (a+b+c) = 0,$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r_2} \cdot c - F_{r_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{8185,7 \cdot 181 - 3149,8 \cdot 442}{172+261+181} = 145,6 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; R_{AY} + F_{t_1} - F_{t_2} + R_{BY} = 145,6 + 3149,8 - 8185,7 + 4890,3 = 0.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{(-53)^2 + 145,6^2} = 154,9 \text{ Н},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{(-1780)^2 + 4890,3^2} = 5204,2 \text{ Н}.$$

Изгибающие моменты:

– в плоскости X (см. рисунок 4.3):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot Z_1 \quad (0 \leq Z_1 \leq a),$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=a}^X = -R_{AX} \cdot a = -(-53) \cdot 0,172 = 9,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{BX} \cdot Z_2 \quad (0 \leq Z_2 \leq c),$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -(-1780) \cdot 0,181 = 322,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– в плоскости Y (см. рисунок 4.3):

$$M_{Z_3}^Y = R_{AY} \cdot Z_3 \quad (0 \leq Z_3 \leq a),$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=a}^Y = R_{AY} \cdot a = 145,6 \cdot 0,172 = 25 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{Z_4}^Y = R_{BY} \cdot Z_4 \quad (0 \leq Z_4 \leq c),$$

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = 4890,3 \cdot 0,181 = 885,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} = \sqrt{331,3^2 + 910,1^2} = 968,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, $[\sigma]=650 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Момент сопротивления в опасном сечении [2, с. 23]:

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

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

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

$$W = \frac{\sqrt{968,5^2 + 0,5 \cdot 343,8^2}}{650} = 1,5 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{3,14}} = 2,5 \text{ мм},$$

следовательно, прочность вала удовлетворяет условию.

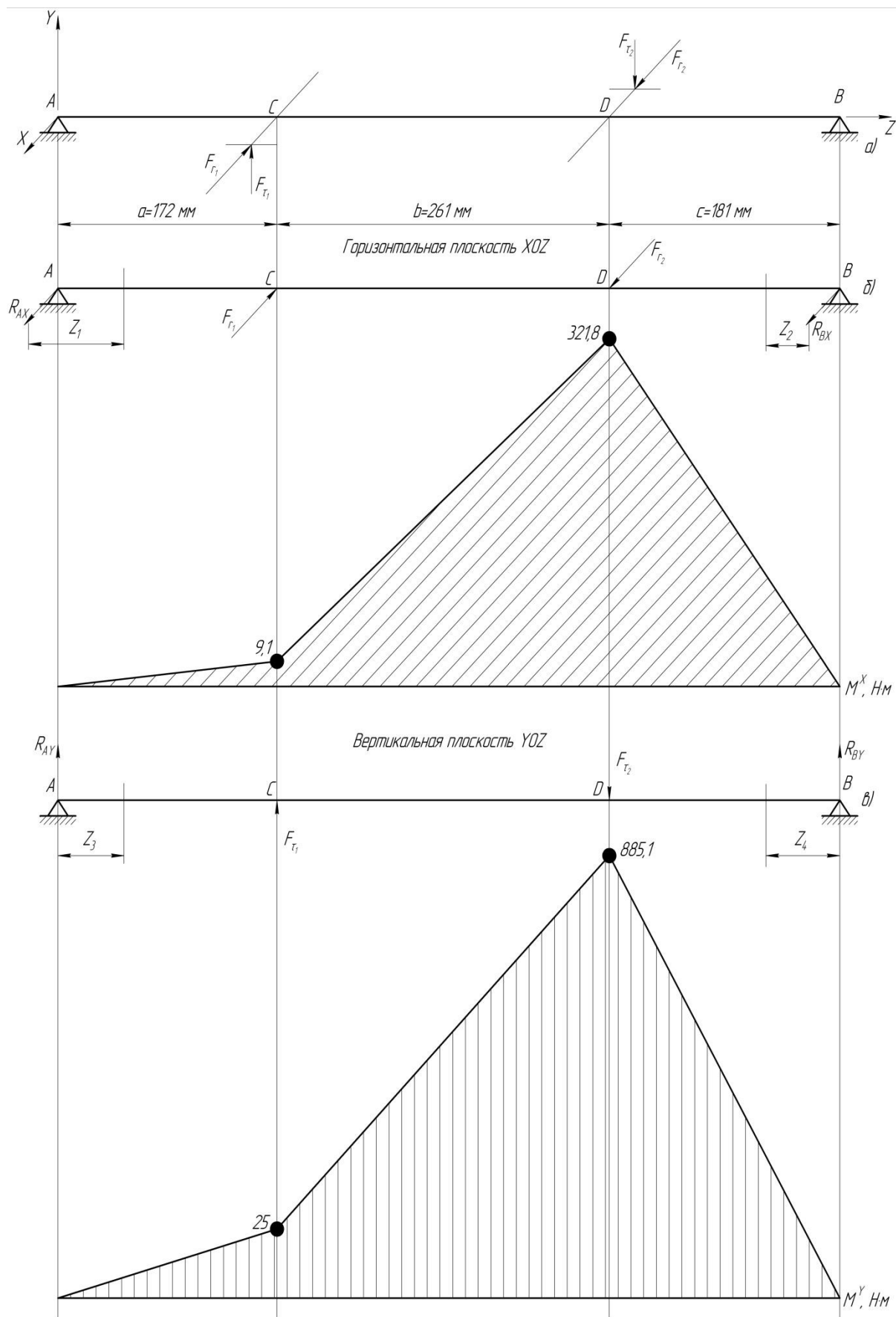


Рисунок 4.3 – Расчетная схема вала II

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

55

4.2 Расчет шпиндельного узла

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

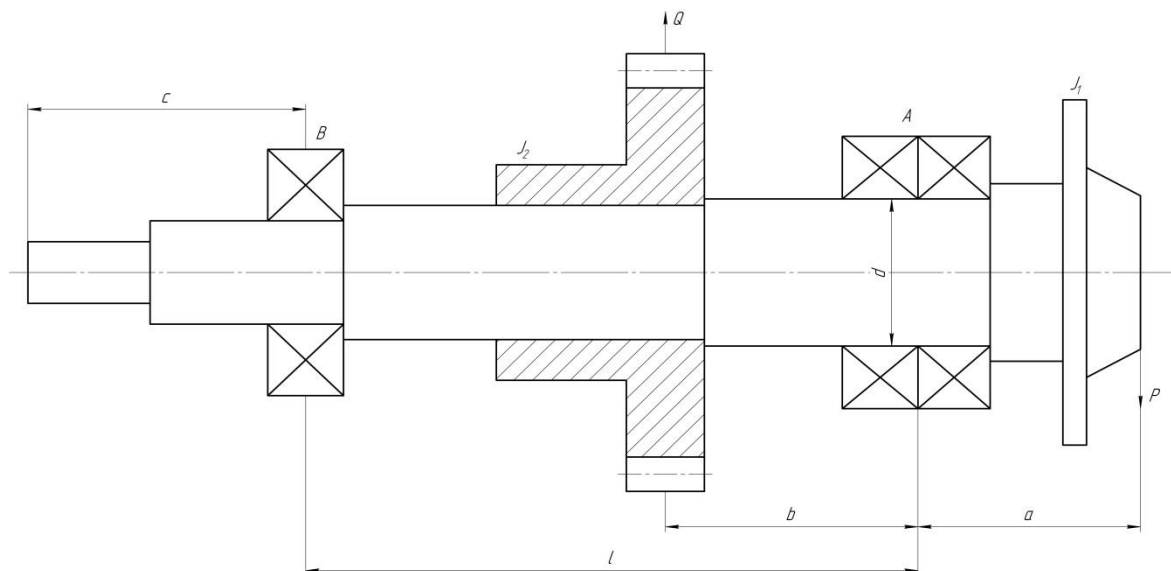


Рисунок 4.4 – Шпиндельный узел

Материал шпинделей выбираем в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40X 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.

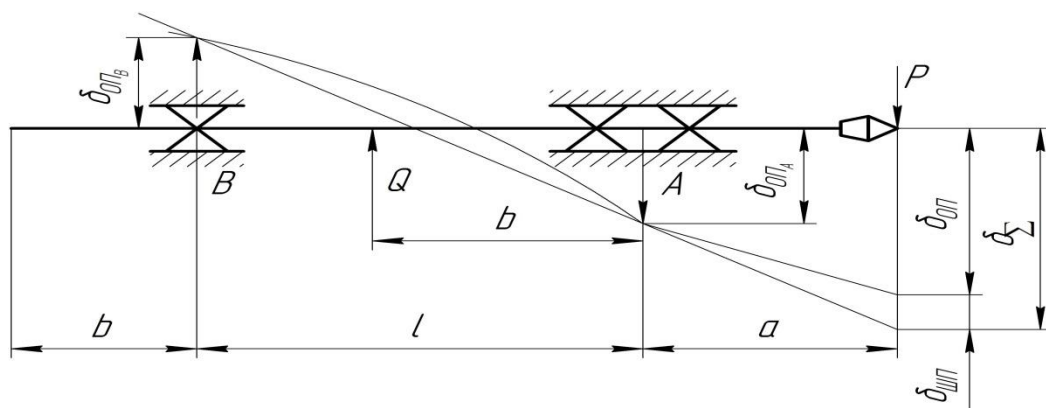


Рисунок 4.5 – Расчетная схема шпиндельного узла

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

56

Радиальное упругое перемещение δ_{Σ} , переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления, так как в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления $\xi = 0,45$ [3, с. 35, ф. 3.4]:

$$\delta_{\Sigma} = P \cdot \left[\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{l \cdot a^2 \cdot (1 - \xi)}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1 - \xi) + j_B \cdot (l + a \cdot (1 - \xi))^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right] + Q \cdot (1 - \xi) \cdot \left[\frac{j_B \cdot (l + a) \cdot (l - b) - j_A}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} - \frac{a}{3 \cdot E \cdot J_2 \cdot l} \cdot (b^3 + 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right],$$

где E – модуль упругости материала шпинделя, $E = 2,1 \cdot 10^5$ Па ;

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

j_A, j_B – радиальная жесткость опор (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [3, с. 38]),

$j_A = 2,1 \cdot 10^6$ кН/мкм; $j_B = 1,5 \cdot 10^6$ кН/мкм;

b – расстояние от приводного элемента до передней опоры, $b = 0,149$ м;

a – длина консоли, $a = 0,120$ м;

l – длина межопорного участка шпинделя, $l = 0,575$ м.

Величины P и Q принимаем как составляющие сил, приведенные к одной плоскости. Знак «плюс» перед Q принимается, если P и Q направлены в одну сторону, и «минус», если они направлены противоположно.

Определяем составляющую силы резания P_z :

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot P_{\text{эф}}}{V_p},$$

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

V_p – расчетная скорость резания, м/мин [3, с. 39]:

$$V_p = \frac{\pi D_{\text{max}} n_p}{1000},$$

где $D_{\text{max}} = 680$ мм – максимальный диаметр обрабатываемой заготовки;

$n_p = 63$ мин⁻¹ – расчетная частота вращения заготовки.

Тогда,

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 680 \cdot 63}{1000} = 134,5 \text{ м/мин},$$

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 8}{134,5} = 3568,7 \text{ Н}.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

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

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (120^4 - 37^4) = 10,2 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

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

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (95^4 - 37^4) = 3,9 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q , действующую от вала II:

$$Q = \sqrt{F_{t_2}^2 + F_{r_2}^2},$$

$$Q = \sqrt{8185,7^2 + 2979,4^2} = 8711,6 \text{ Н}.$$

Следовательно,

$$\delta_{\Sigma} = 3568,7 \cdot \left[\frac{0,120^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10,2 \cdot 10^6} + \frac{0,575 \cdot 0,120^2 \cdot (1 - 0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,9 \cdot 10^6} + \frac{2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,120^2 \cdot (1 - 0,45) + 1,5 \cdot 10^6 \cdot (0,575 + 0,120 \cdot (1 - 0,45))^2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,575^2} \right] - 8711,6 \cdot (1 - 0,45) \cdot \left[\frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot (0,575 + 0,120) \cdot (0,575 - 0,149) - 2,1 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,575^2} - \frac{0,120}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,9 \cdot 10^6 \cdot 0,575} \cdot (0,149^3 + 2 \cdot 0,575^2 \cdot 0,149 - 3 \cdot 0,575 \cdot 0,149^2) \right] = 5,5 \text{ мкм}.$$

Следовательно, условие по ГОСТу 18097-83 выполняется.

Определяем угол поворота Θ_A сечения шпинделя в передней опоре [3, с. 35, ф. 3.5]:

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot E \cdot J_2} \cdot \left(P \cdot a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot (b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right),$$

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,9 \cdot 10^6} \cdot \left(3568,7 \cdot 120 \cdot 575 - \frac{8711,6}{2 \cdot 575} \cdot (149^3 - 2 \cdot 575^2 \cdot 149 - 3 \cdot 575 \cdot 149^2) \right) = 0,03 \text{ град}$$

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,

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

где $a = 120$ мм – длина межопорной части;

J_2, J_1 – моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм⁴;

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{a}{l_{\text{опт}}},$$

$$\chi = \frac{J_2}{J_1}.$$

Следовательно,

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{120}{300} = 0,4,$$

$$\chi = \frac{3,9}{10,2} = 0,4,$$

$$j_{\text{max}} = \frac{2,1 \cdot 10^6}{1 + 0,4 + 0,4 \cdot (3 + 2 \cdot 0,4 \cdot 0,4) \cdot (1 + 0,4 + 0,4 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 10^6})} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

Проверяем условие жесткости для токарных станков:

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

$$j_{\text{min}} = 5 \cdot 10^5 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^6}{1 + 0,21} = 3,7 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

4.4 Динамический расчет

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производят приближенный расчет собственной частоты ω_c , колебаний шпинделя, не имеющего значительных сосредоточенных масс:

$$\omega_c = \gamma \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_1}{m \cdot (1-\lambda)^3 \cdot a^2}},$$

где $m = 40 \text{ кг}$ – масса шпинделя;

$\lambda = \frac{l}{a}$ – относительное расстояние между опорами;

$\gamma = f(\lambda)$ – коэффициент для $\lambda = 2,5 \dots 3,5$ принимаем в пределах $2,3 \dots 2,4$.

Тогда,

$$\omega_c = 2,3 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10,2 \cdot 10^6}{40 \cdot (1+3)^3 \cdot 0,120^2}} = 5000 \text{ Гц}.$$

4.5 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений [3, с. 49, ф. 2.36]:

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d_3} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{K1} \cdot (i+1)}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H],$$

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

d_w – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм.

Действующие в передаче напряжения изгиба [3, с. 49, ф. 2.37]:

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

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

Y_F – коэффициент формы зуба, выбираем по таблице 18 [3, с. 85];

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется по формуле [3, с. 45, ф. 2.24]:

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 12ХН3А ГОСТ 4543-2016 с термообработкой: цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 330$ МПа [2, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

$$z_3 - z_4: \quad z_3 = 19, \quad i_{3п(z3-z4)} = 3,98, \quad M_{K1} = 89,77 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,11, \quad d_3 = 57 \text{ мм},$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{19} + \frac{1}{77})] = 1,7,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 89,77 \cdot (3,98 + 1)}{30 \cdot 3,98}} = 787,1 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 89,77 \cdot 3,63 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 102,1 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 330 \text{ МПа},$$

условия выполняются.

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

$$z_7 - z_8: \quad z_7 = 21, \quad i_{3п(z_7-z_8)} = 3,98, \quad M_{кш} = 343,8 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,01, \quad d_7 = 84 \text{ мм},$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{19} + \frac{1}{77})] = 1,7,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{84} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 343,8 \cdot (3,98 + 1)}{40 \cdot 3,98}} = 890,3 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 343,8 \cdot 4,01 \cdot 1 \cdot 0,67}{40 \cdot 4^2 \cdot 21} = 164,9 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 330 \text{ МПа},$$

условия выполняются.

4.6 Проверочный расчет шлицевых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением смятия. Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие и на износ (рисунок 4.6).

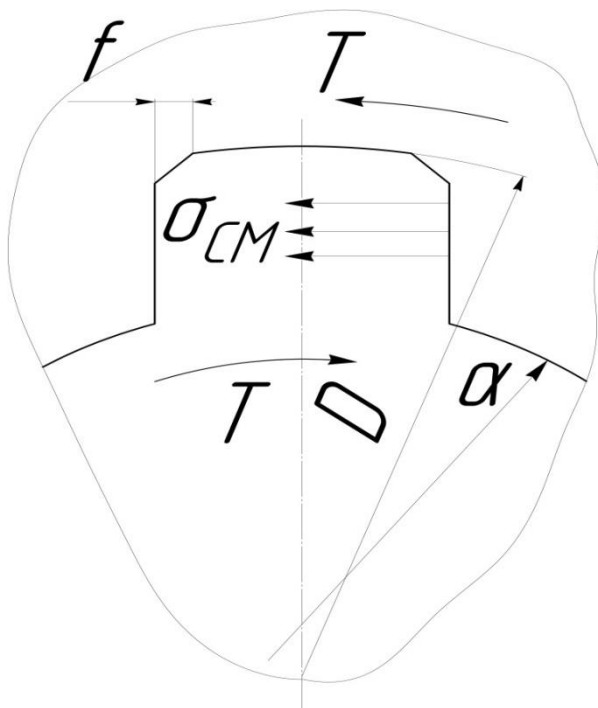


Рисунок 4.6 – Расчетная схема шлицевого соединения

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

62

Исходные данные для вала I:

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия [4, с. 154, ф. 8.3]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot M_{K_1}}{K_3 \cdot z \cdot h \cdot d_{\text{cp}} \cdot l} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $M_{K_1} = 89,77 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент;

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

$z = 8$ – число зубьев;

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

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

l – рабочая длина зубьев, мм.

Тогда,

$$h = 0,5 \cdot (38 - 32) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм},$$

$$d_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (38 + 32) = 35 \text{ мм},$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 89,77}{0,8 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 35 \cdot 70} = 5,2 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}],$$

условие выполняется.

Исходные данные для вала II:

$$- M_{K_{II}} = 343,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$- z = 8;$$

$$- h = 0,5 \cdot (54 - 46) - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ мм};$$

$$- d_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (54 + 46) = 50 \text{ мм};$$

$$- l = 56 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 343,8}{0,8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 56} = 12,7 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}],$$

условие выполняется.

4.7 Проверочный 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 4.7). У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому рабочую длину шпонки l_p определяем из условия прочности на смятие [4, с. 149, ф. 8.1]:

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

откуда,

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot M_K}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{см}]},$$

где M_K – Н·м;

$[\sigma_{см}]$ – МПа;

l_p, h, t_1 – мм.

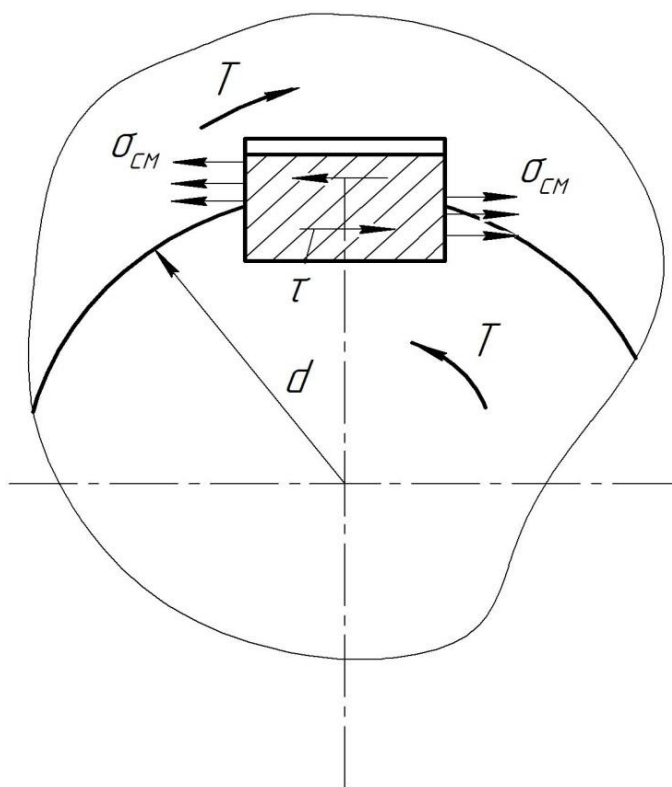


Рисунок 4.7 – Расчетная схема шпоночного соединения

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

64

Определяем рабочую длину шпонки на I валу:

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 89,77}{28 \cdot (7 - 4) \cdot 200} = 10,7 \text{ мм},$$

тогда,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 89,77}{28 \cdot 10,7 \cdot (7 - 4)} = 199,7 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 200 \text{ МПа},$$

условие выполняется.

Определяем рабочую длину шпонки на II валу:

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 343,8}{92 \cdot (14 - 9) \cdot 200} = 7,5 \text{ мм},$$

следовательно,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 343,8}{92 \cdot 7,5 \cdot (14 - 9)} = 199,3 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 200 \text{ МПа},$$

условие выполняется.

Определяем рабочую длину шпонки на шпинделе:

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 1305,65}{100 \cdot (16 - 10) \cdot 200} = 21,8 \text{ мм},$$

тогда,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 1305,6}{100 \cdot 21,8 \cdot (16 - 10)} = 199,6 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 200 \text{ МПа},$$

условие выполняется.

5 Проектирование revolverной головки

5.1 Компоновочные схемы revolverных головок

На станках с ЧПУ токарной группы наиболее широко применяются многопозиционные revolverные головки, число инструментов в которых позволяет осуществить полную токарную обработку заготовок. Около 70% заготовок могут быть обработаны, всего восемью инструментами, а при наличии 13 инструментов – можно обработать более 95% заготовок. Revolverные головки применяются четырех-, шести-, восьмипозиционные и с большим числом позиций [5].

Компоновочные схемы revolverных головок представлены на рисунках 5.1 – 5.15 (графическая часть: лист формата А2 – Головки revolverные (Теоретический чертеж)).

В четырехпозиционных revolverных головках с осью, перпендикулярной к оси шпинделя (рисунок 5.1), на каждой грани головки может быть установлено несколько инструментов [5].

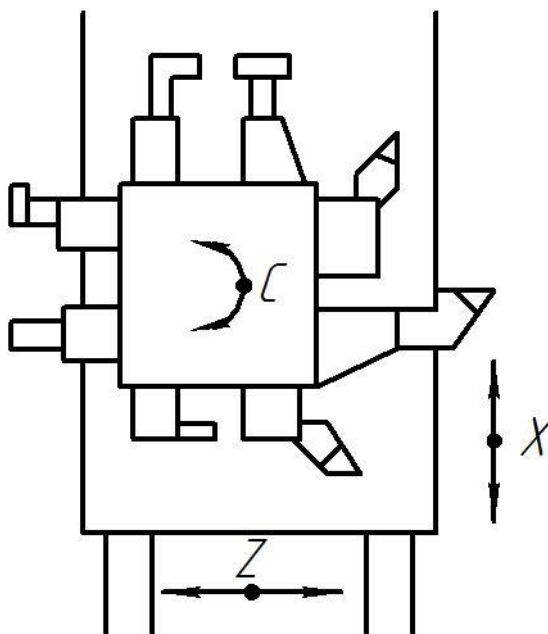


Рисунок 5.1 – Компоновочная схема 1

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

66

Револьверные головки с осью, перпендикулярной к оси шпинделя станка (рисунок 5.2).

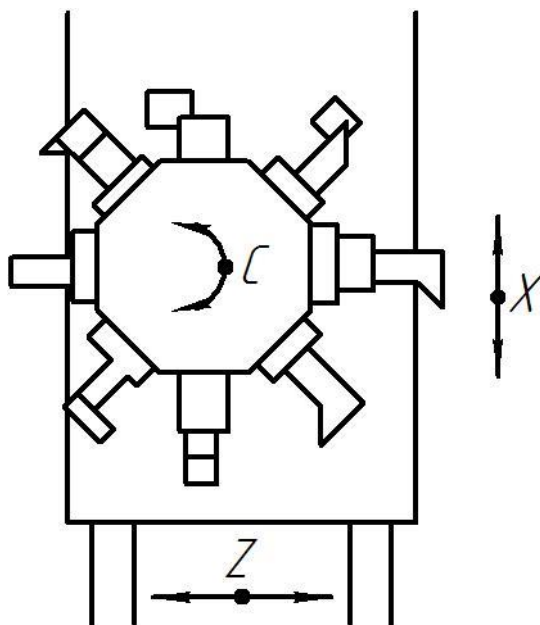


Рисунок 5.2 – Компоновочная схема 2

Револьверные головки с осью, параллельной оси шпинделя (см. рисунок 5.3), восьми- и 12-позиционные обеспечивают максимальную точность установки инструмента. Применяется в основном на патронно-центровых станках.

Шестипозиционные корончатые револьверные головки представлены на рисунке 5.4. Две головки четырех-, пяти- или шестипозиционные с осью вращения, перпендикулярной к оси шпинделя, установленные на одной каретке, показаны на рисунке 5.5, две головки с осью, параллельной этой оси, установленные на одной каретке (см. рисунке 5.6).

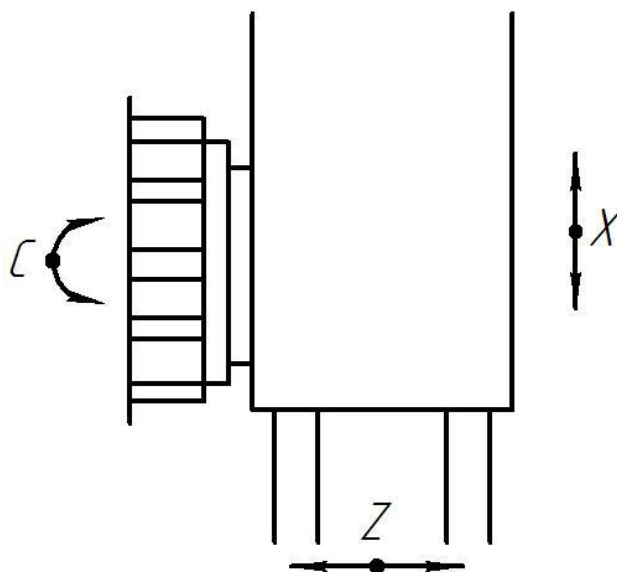


Рисунок 5.3 – Компоновочная схема 3

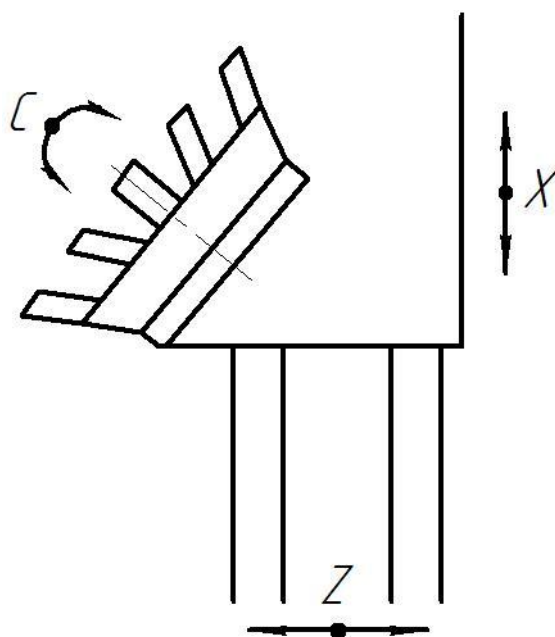


Рисунок 5.4 – Компоновочная схема 4

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

68

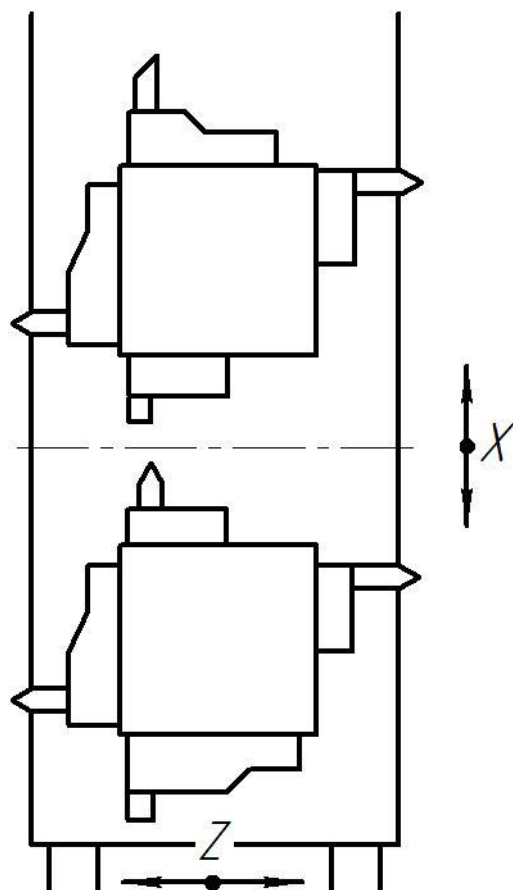


Рисунок 5.5 – Компоновочная схема 5

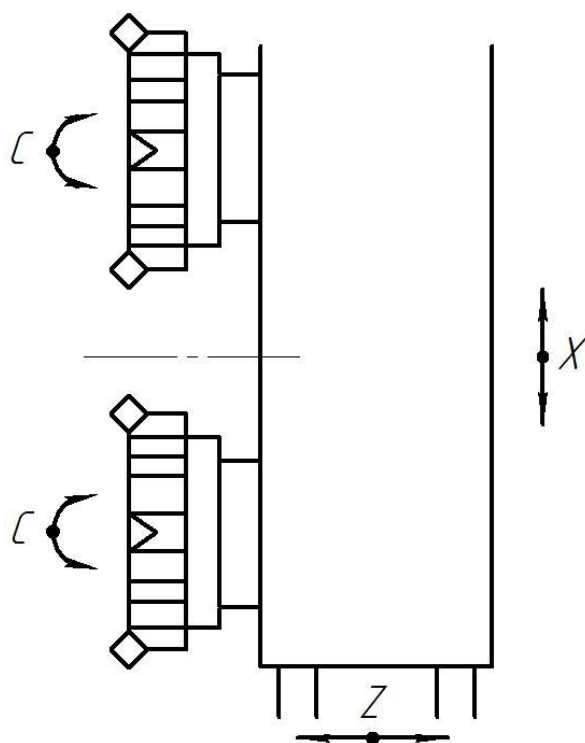


Рисунок 5.6 – Компоновочная схема 6

Две головки (четырёх- или шестипозиционные) с осью, перпендикулярной к оси шпинделя, с независимым поперечным перемещением (рисунок 5.7) обеспечивают одновременную обработку заготовки двумя инструментами.

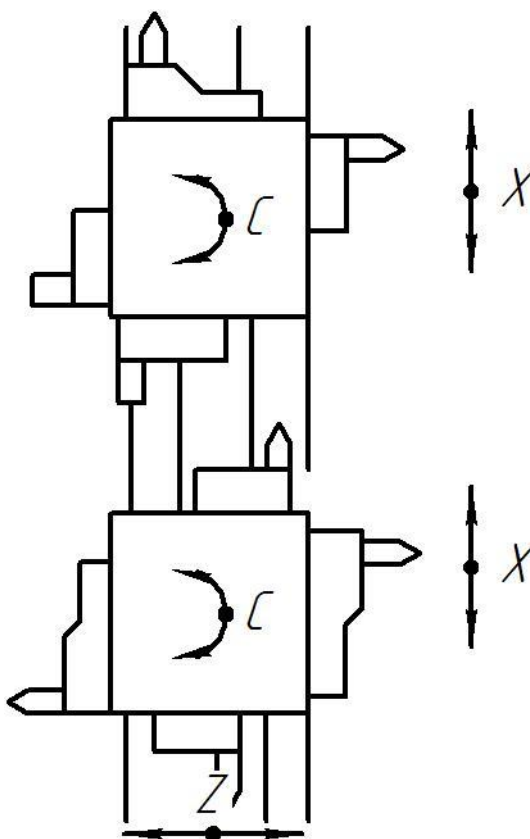


Рисунок 5.7 – Компоновочная схема 7

Две головки на общей каретке, одна из которых (с восемью и большим числом позиций) с осью, параллельной оси шпинделя, предназначена в основном для обработки наружных поверхностей, а вторая четырёх- или шестипозиционная с осью, перпендикулярной к оси шпинделя – для внутренних поверхностей, показаны на рисунке. 5.8, две головки на одной каретке, одна из которых (корончатая), а вторая с осью, перпендикулярной к оси шпинделя – на рисунке 5.9.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

70

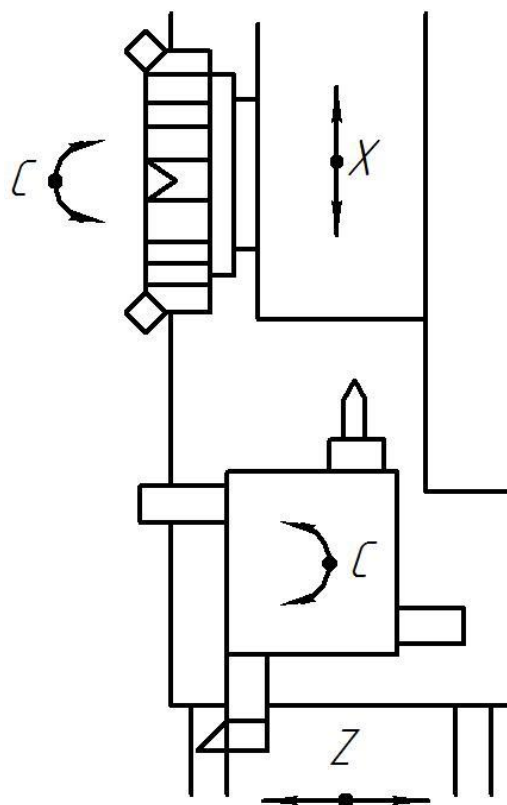


Рисунок 5.8 – Компоновочная схема 8

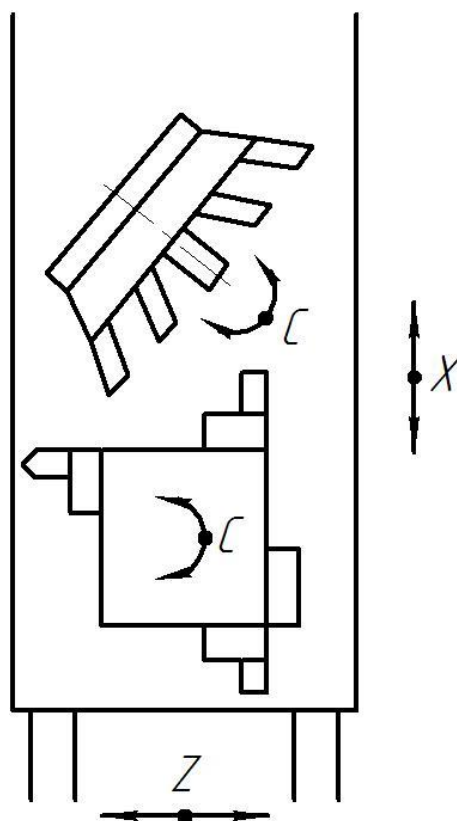


Рисунок 5.9 – Компоновочная схема 9

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

71

На рисунке 5.10, показаны две головки с независимым перемещением, одна из которых с осью, параллельной оси шпинделя, и вторая – с осью, перпендикулярной к этой оси, предназначены для обработки внутренних поверхностей [5].

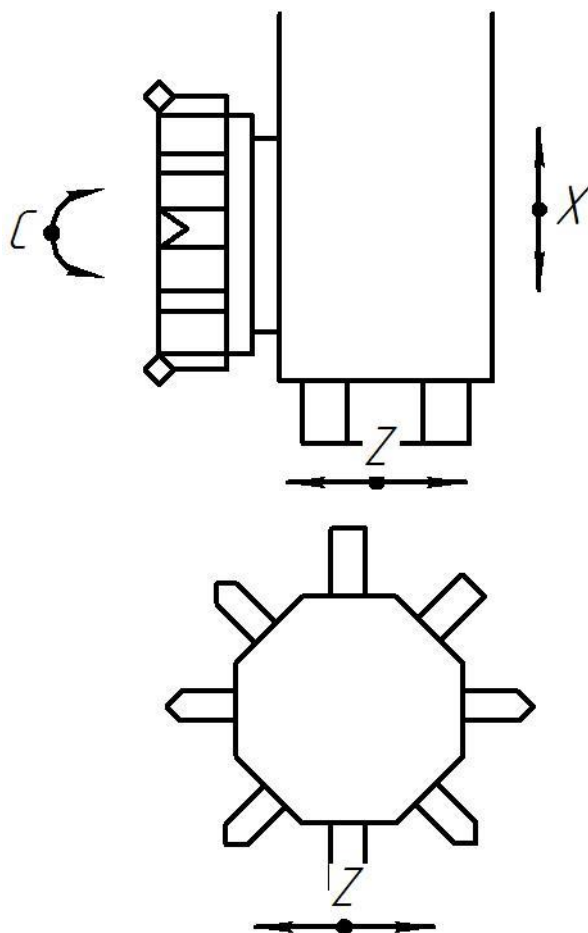


Рисунок 5.10 – Компоновочная схема 10

Восьмипозиционная револьверная головка с осью, параллельной оси шпинделя (см. рисунок 5.11), имеет пазы для установки четырех резцов для наружной обработки, а на торце посредством цилиндрических державок закрепляют инструмент для внутренней обработки – расточные резцы и осевой инструмент.

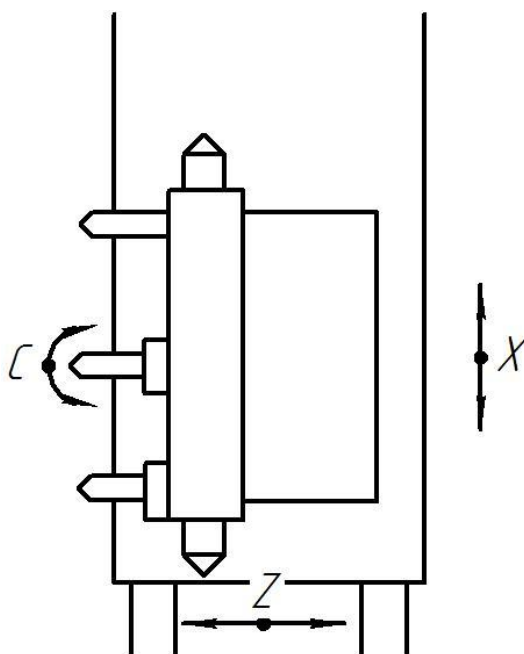


Рисунок 5.11 – Компоновочная схема 11

На рисунке 5.12 показана восьмипозиционная головка с осью, параллельной оси шпинделя станка. На торце диска (фланца) головки закрепляют резцедержатели резцов, а на боковой поверхности – резцедержатели для осевого инструмента или борштанг.

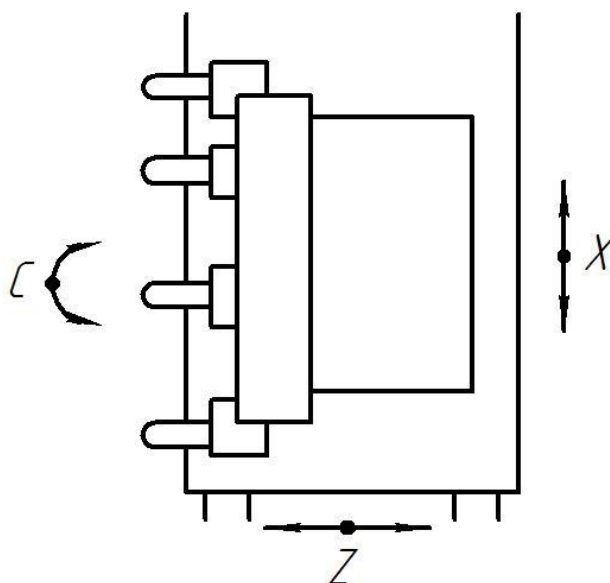


Рисунок 5.12 – Компоновочная схема 12

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

73

Восьмипозиционная револьверная головка, на торце диска которой посредством державок со стандартным цилиндрическим хвостовиком крепятся резцы и осевые инструменты для обработки наружных и внутренних поверхностей, показана на рисунке 5.13.

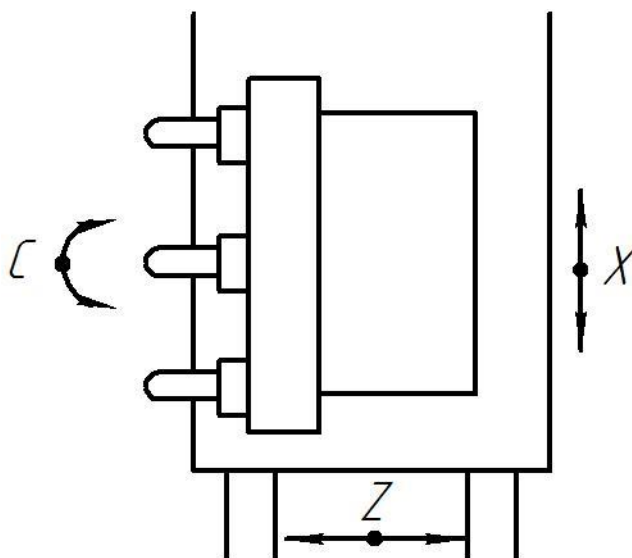


Рисунок 5.13 – Компоновочная схема 13

Двухрядная восьмипозиционная головка с осью, перпендикулярной к оси шпинделя, показана на рисунке 5.14. В переднем ряду устанавливаются восемь резцов для обработки наружных поверхностей, а в заднем – восемь инструментов для обработки внутренних поверхностей резцов и осевые инструменты.

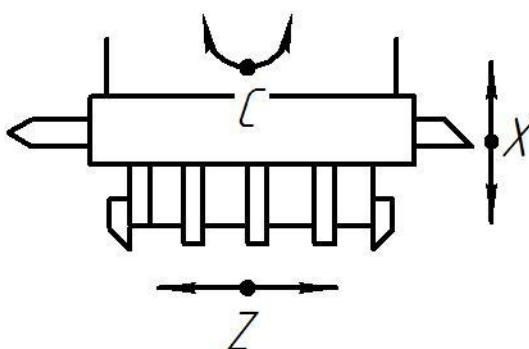


Рисунок 5.14 – Компоновочная схема 14

Пятипозиционная револьверная головка с осью, перпендикулярной к оси шпинделя станка (рисунок 5.15), выполнена двухрядной по высоте (двухэтажной). В каждой позиции можно устанавливать по два расположенных друг над другом инструмента или две группы инструментов.

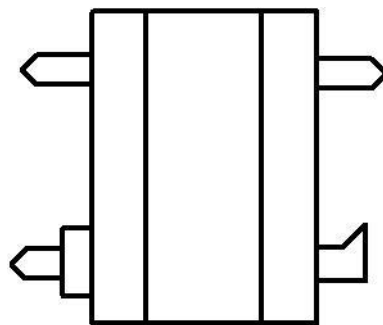


Рисунок 5.15 – Компоновочная схема 15

5.2 Принцип работы револьверной головки

Для технической реализации замены резцовых блоков в револьверной головке использована система BTS фирмы Sandvik.

Резцовая головка системы BTS фирмы Sandvik Coromant представляет собой как бы 1/3 часть обычного резца с двумя парами взаимно перпендикулярных базовых поверхностей 1, 2 и 5, 4, между которыми расположен паз 7 Q-образной формы (рисунок 5.16).

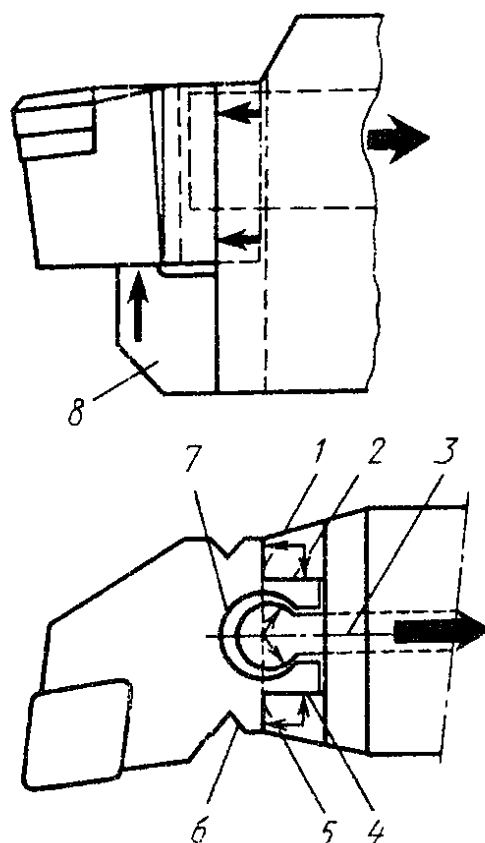


Рисунок 5.16 – Сменная резцовая головка

При затягивании цилиндрического штока 3 боковые базовые поверхности головки распружинивают и надежно поджимают головку к четырем плоскостям (1, 2, 4 и 5) державки. Снизу головка опирается на упор 8, две V-образные канавки 6 на боковых поверхностях головки служат для ее закрепления при автоматической замене инструмента.

Закрепление резцовых головок в блоке осуществляется за счет усилия разжима пакета тарельчатых пружин 2 (рисунок 5.17), которые базируются на втулке 4. При высвобождении резцовой головки серьги 5 поворачиваются относительно неподвижной оси 7.

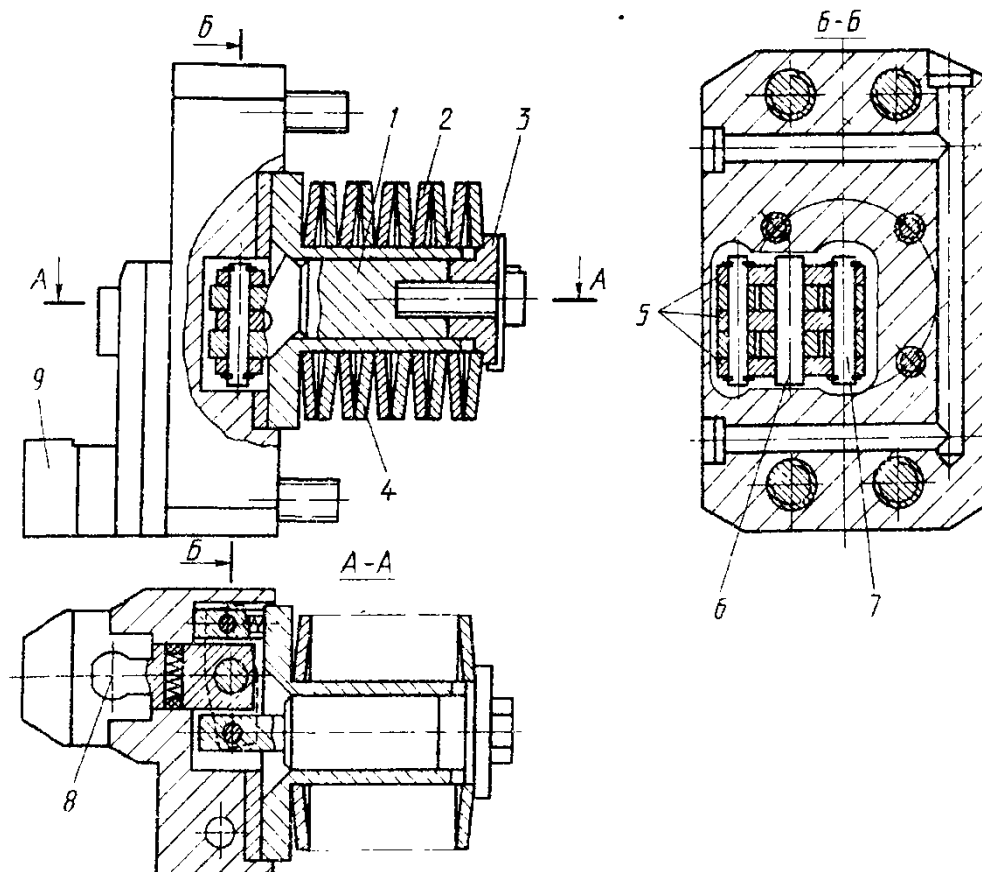


Рисунок 5.17 – Конструкция сменного резцового блока

Конструкция механизма 6-позиционной револьверной головки в которую ставится сменный блок представлена на рисунке 5.18.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

77

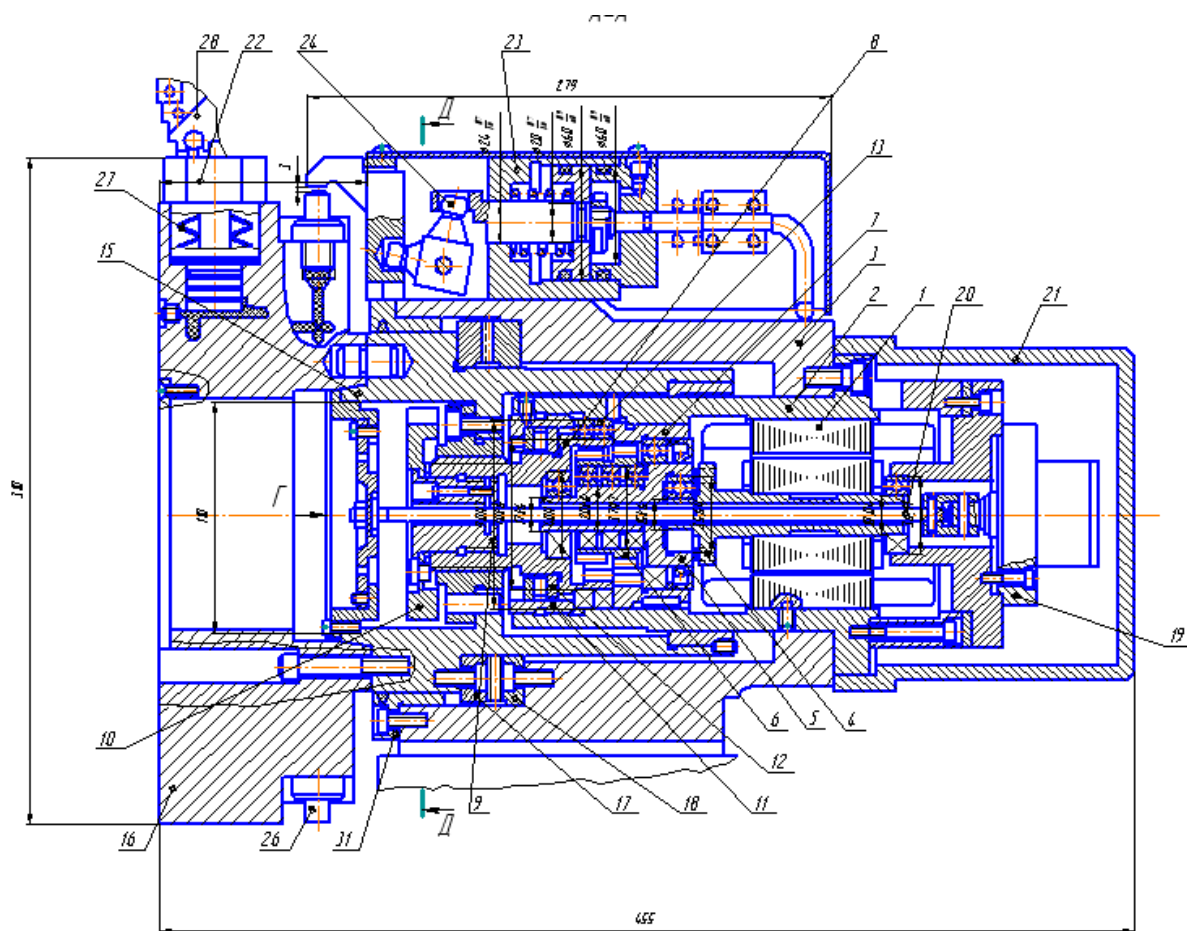


Рисунок 5.18 – Револьверная головка со сменными
резцовыми блоками

Движение от электродвигателя 1, встроенного в гильзу 2 корпуса 3, при помощи поводковой муфты 4 передается на водило 5 и блок сателлитов 6 планетарного редуктора. Один из блоков зацепляется с неподвижным зубчатом колесом 7, а другой – с подвижным зубчатым колесом 8, на ступице которого имеется трапецеидальная резьбовая нарезка, а на торце – зубчатая муфта. При помощи зубчатой муфты и резьбовой втулки 9 зубчатое колесо 8 соединяется с кулачком 10 управления индексацией диска головки. Колесо 8 установлено на бронзовые полукольца 11 и подшипники 12, 13.

На рисунке 5.19 показан вид сбоку.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

78

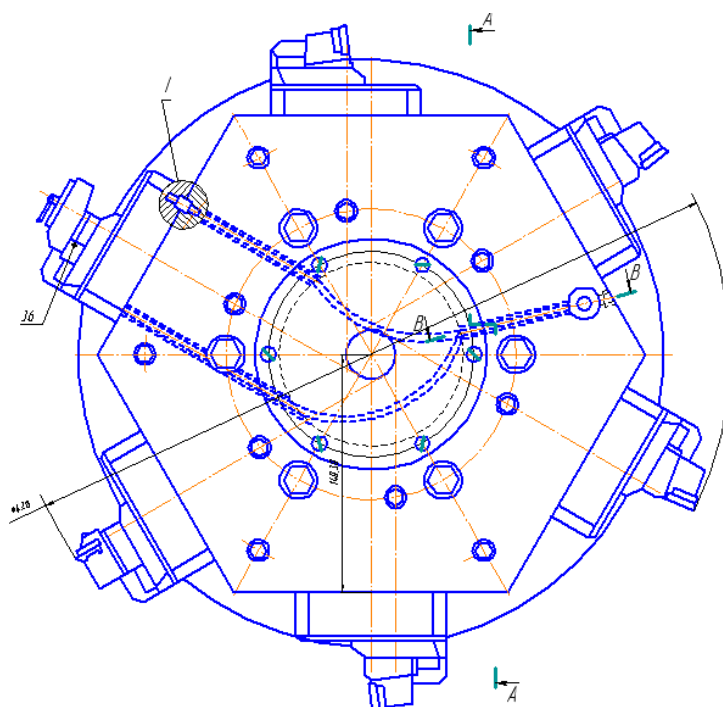


Рисунок 5.19 – Револьверная головка. Вид сбоку

На корпусе 3 смонтирован рычажный механизм разжима инструментального блока 22 в позиции смены его режущей части.

При подаче давления в рабочую полость гидроцилиндра 23 его шток посредством рычага 24 воздействует на прижим 25, который утапливает плунжер 26, установленный в корпусе диска 16. Плунжер 26 давит на гидропласт, заполняющий полость под основанием инструментального блока 22, пружины 27 сжимаются, освобождая режущую часть 28 инструмента. Индексация 6-позиционного диска револьверной головки в необходимом угловом положении осуществляется специальными фиксаторами 29, которые под действием кулачка 10 и пружин 30 западают в пазы втулки 31, установленной в корпусе 3 головки. Относительный поворот кулачка 10 и шпинделя 15 головки ограничивается упором 32.

На рисунке 5.20 показан чертеж кулачка, определяющего положение инструментальной планшайбы.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Лист

79

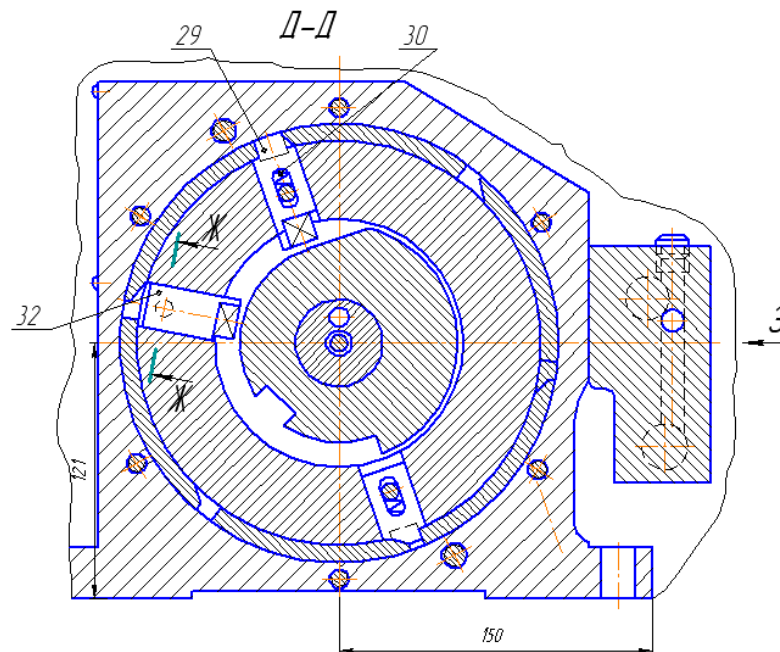


Рисунок 5.20 – Упоры револьверной головки

Револьверная головка работает по следующему циклу: расцепление полумуфт 17 и 18 при пуске двигателя 1 за счет выдвижения гайки 14 относительно ступицы колеса 8; поворот инструментального диска 16 до заданной позиции, контролируемой датчиком 19, с последующим реверсированием двигателя; предварительная фиксация диска под действием кулачка 10; сцепление полумуфт 17 и 18 за счет взаимодействия резьб на деталях 8 и 14; сжатие полумуфт 17 и 18 с заданным усилием, определяемым установкой реле тока в цепи отключения двигателя 1.

5.3 Кинематический расчет револьверной головки

Исходные данные для расчета:

- наружный диаметр и высота инструментального диска $D = 290 \text{ мм}$, $H = 80 \text{ мм}$;
- число позиций $N = 6$;
- параметры движения инструментального диска: $\omega = 1,05 \text{ с}^{-1}$, $\varepsilon = 15 \text{ с}^{-1}$.

										Лист
										80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ

Определяем передаточное отношение механизма:

$$i_M = \frac{\omega}{\omega_D},$$

где ω – частота вращения диска;

ω_D – частота вращения двигателя,

$$\omega_D = \frac{\pi \cdot n_D}{30},$$

принимаем $n_D = 1460 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения двигателя.

Тогда,

$$i_M = \frac{1}{146} = 0,0068.$$

В механизме привода используется планетарный редуктор, состоящий из двух солнечных зубчатых колес z_1 , z_2 и общей сателлитной шестерни z_C .

Зацепление колес обеспечивается при условии (за счет корригирования зубьев):

$$z_2 = z_1 + 1.$$

При остановленном центральном колесе z_2 определяем передаточное отношение планетарного редуктора:

$$i_1 = \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 - \frac{z_2}{z_1} = \frac{-1}{z_1},$$

где ω_1 – угловая скорость колеса z_1 , и соответственно главного вала револьверной головки;

ω_h – угловая скорость водила, жестко связанного с зубчатым колесом z_1 .

Определяем передаточное отношение редуктора при остановленном центральном колесе z_1 :

$$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_h} = 1 - \frac{z_1}{z_2} = \frac{-1}{z_2},$$

где ω_2 – угловая скорость центрального колеса z_2 , и соответственно механизма фиксации инструментального диска.

Принимаем $z_1 = 40$ и $z_2 = 41$, тогда,

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

$$i_1 = \frac{-1}{40} = -0,025,$$

$$i_2 = \frac{1}{41} = 0,0244.$$

Определяем КПД планетарного редуктора (при повороте инструментального диска):

$$\eta_1 = \frac{i_1}{1 - \frac{1}{\eta} \cdot (1 - i_1)},$$

где $\eta = 0,98$ – КПД зубчатой передачи.

Тогда,

$$\eta_1 = \frac{-0,025}{1 - \frac{1}{0,98} \cdot (1 - (-0,025))} = 0,54.$$

Определяем КПД редуктора (при зажиме инструментального диска):

$$\eta_2 = \frac{i_2}{1 - \eta \cdot (1 - i_2)}.$$

Тогда,

$$\eta_2 = \frac{0,0244}{1 - 0,98 \cdot (1 - 0,0244)} = 0,55.$$

Выбор электродвигателя привода револьверной головки осуществляется в соответствии со схемой нагружения механизма при выполнении операции зажима инструментального диска.

Определяем момент на центральном колесе:

$$M_{кр} = (F_{окр} + F) \cdot R + M_{тр},$$

где $F_{окр}$ – окружная сила;

R – радиус круговой траектории ролика;

$M_{тр} = 61,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – момент трения [7].

Определяем окружную силу $F_{окр}$ по формуле:

$$F_{окр} = F_{пруж} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где $F_{пруж}$ – сила сопротивления возвратной пружины, $F_{пруж} = 55,4 \text{ кН}$ [7];

$\alpha = 2^\circ 30'$ – угол подъема профиля [7].

Следовательно,

$$F_{\text{окр}} = 55,4 \cdot \operatorname{tg} 2^\circ 30' = 2,44 \text{ кН}.$$

Определяем силу трения качения F :

$$F = \frac{2 \cdot k \cdot F_3}{d_p},$$

где $k = 0,01 \text{ мм}$ – коэффициент трения [7];

$F_3 = 55,4 \text{ кН}$ – сила зажима [7].

Тогда,

$$F = \frac{2 \cdot 0,01 \cdot 55,4}{48} = 0,02 \text{ кН}.$$

Таким образом,

$$M_{\text{кр}} = (2,44 + 0,02) \cdot 50 + 61,2 = 184 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем момент на двигателе из соотношения, учитывающего передаточное отношение планетарного редуктора и его КПД:

$$M_{\text{д}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot i_2}{\eta_2},$$

$$M_{\text{д}} = \frac{184 \cdot 0,0244}{0,55} = 8,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем асинхронный двигатель типа 4А71А4У3, у которого $P_{\text{н}} = 0,55 \text{ кВт}$ (номинальная мощность), $k_{\text{м}} = 3$ (коэффициент перегрузки по моменту), $n_{\text{н}} = 1460 \text{ мин}^{-1}$ (номинальная частота вращения).

Определяем максимальный пусковой момент:

$$M_{\text{п}} = 9550 \cdot \frac{k_{\text{м}} \cdot P_{\text{н}}}{n_{\text{д}}},$$

$$M_{\text{п}} = 9550 \cdot \frac{0,55 \cdot 3}{1460} = 10,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Условие $M_{\text{п}} = 10,8 \text{ Н} \cdot \text{м} > M_{\text{д}} = 8,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$ выполняется, следовательно, электродвигатель привода револьверной головки выбран верно.

Заключение

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

При выполнении выпускной квалификационной работы был спроектирован привод главного движения с увеличенным диапазоном регулирования и разработана конструкция револьверной головки, которая позволила расширить функциональные возможности токарного обрабатывающего центра по типу базовой модели 1740С.

Проведен кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка, а также спроектирована конструкция револьверной головки, кинематический расчет револьверной головки представлен в пояснительной записке ВКР.

Также была разработана соответствующая конструкторская документация.

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

Список использованной литературы

1. Фельдштейн, Е. Э. Обработка деталей на станках с ЧПУ : учебное пособие / Е. Э. Фельдштейн, М. А. Корниевич. — 3-е изд, доп. — Минск : Новое знание, 2007. — 299 с.
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. Кузнецов Ю. И. Оснастка для станков с ЧПУ : справочник / Ю. И. Кузнецов, А. Р. Маслов, А. Н. Байков. – М: Машиностроение, 1990. – 512 с.
6. Бушуев В.В. Станочное оборудование автоматизированного производства Т2. 1994. – 656 с.
7. 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.
8. 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.
9. 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.
10. 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.

11. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие и др. ; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.

12. 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.

13. 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.

14. 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.

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

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

Приложение А – Ведомость выпускной
квалификационной работы

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
						87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение Б – Спецификации

					ПГУ 15.03.02.12.00.00ПЗ	Лист
						89
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		