

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

Роботизированный технологический комплекс на базе обрабатывающего центра по типу
модели 6904ВМФ2

ПГУ 15.03.02.09.00.00 ПЗ
(обозначение ВКР)

Студент гр. 18МС1

Тиньков
(подпись, дата)

Тиньков А.Д.

(фамилия, инициалы)

Руководитель

Истомин
(подпись, дата)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

Большаков
(подпись, дата)

Большаков Г.С.

(фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой

Зверовщиков
(подпись)

Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой хорошо
(протокол заседания ГЭК от 22.06.2022 № 7)

Секретарь ГЭК

Истомин
(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2022

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А. Е. Зверовщиков

« » 2022 г.

ЗАДАНИЕ на бакалаврскую работу

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

Тиньков Артемий Дмитриевич

2. Руководитель бакалаврской работы доцент Истомина Ю. В.

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

4. Место преддипломной практики АО «НИИЭМП», г. Пенза

5. Тема бакалаврской работы

Роботизированный технологический комплекс на базе обрабатывающего центра по типу модели 6904ВМФ2

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

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

спроектировать роботизированный технологический комплекс для механической обработки корпусных заготовок из черных и цветных сплавов; выполнить модернизацию привода главного движения обрабатывающего центра

7. Объем и содержание основной части работы

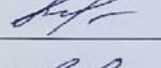
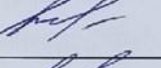
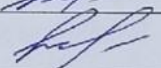
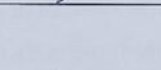
7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)

должна содержать описание и технические характеристики обрабатывающего центра по типу модели 6904ВМФ2, описание и технические характеристики напольного промышленного робота по типу модели М20П.40.01, алгоритм работы роботизированного технологического комплекса, кинематический и силовой расчеты привода главного движения обрабатывающего центра, расчет привода подачи обрабатывающего центра, определение грузоподъемности промышленного робота, анализ роботизированного технологического комплекса на основе теории массового обслуживания

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

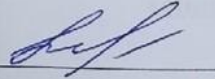
1. Общий вид роботизированного технологического комплекса – 1 лист формата А1
 2. Кинематическая схема обрабатывающего центра - 1 лист формата А1
 3. Сборочный чертеж привода главного движения обрабатывающего центра – 3 листа формата А1
 4. Сборочный чертеж механизма подъема промышленного робота - 2 листа формата А1
 5. Циклограмма работы РТК – 0,5 листа формата А1
8. Особые требования по выполнению разделов:
нет

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Общий вид РТК	10	до 29.05.2022 г.	
2. Кинематическая схема обрабатывающего центра	10	до 01.06.2022 г.	
3. Сборочный чертеж привода главного движения обрабатывающего центра	30	до 09.06.2022 г.	
4. Сборочный чертеж механизма подъема робота	20	до 14.06.2022 г.	
5. Циклограмма работы РТК	5	до 16.06.2022 г.	
6. Оформление пояснительной записки	25	до 20.06.2022 г.	

Дата выдачи задания «26» мая 2022 г.

Задание к исполнению принял 

Руководитель работы 

«26» мая 2022 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. Кирсеев

« » 2022 г.

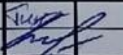
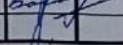
Реферат

Пояснительная записка содержит 104 листа формата А4, 21 рисунок, 4 таблицы, 12 источников литературы, 2 приложения. Графическая часть включает 7,5 листов формата А1.

РОБОТИЗИРОВАННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС, ОБРАБАТЫВАЮЩИЙ ЦЕНТР, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, НАПОЛЬНЫЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ РОБОТ, РАСЧЕТ РОБОТА, ТЕОРИЯ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ.

Объектом проектирования является роботизированный технологический комплекс на базе обрабатывающего центра по типу модели 6904ВМФ2 и напольного робота по типу модели М20П.40.01.

В пояснительной записке представлена информация о базовых моделях обрабатывающего центра и напольного промышленного робота, приведены кинематический расчет привода главного движения обрабатывающего центра, график частот вращения шпинделя, кинематическая схема привода главного движения, определены кинематические и силовые характеристики обрабатывающего центра, представлены алгоритм спроектированного роботизированного технологического комплекса (РТК) и его анализ на основе теории массового обслуживания.

					ПГУ 15.03.02.09.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разработ		Тиньков А.Д.			Роботизированный технологический комплекс на базе обрабатывающего центра по типу модели 6904ВМФ2 Пояснительная записка	Лист	Лист	Листов
Провер		Истомин Ю.В.					2	104
Н. Контр.		Большаков Г.С.				Кафедра «ТОМ»		
Чтбверд		Зверобушко А.Е.				группа 18МС1		

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О БАЗОВОЙ МОДЕЛИ ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА И РОБОТА.....	8
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ	ОШИБКА!
3 ЧИСЛА ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ.....	20
4 КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА	22
5 ЭСКИЗНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	23
5.1 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ	23
5.2 РАСЧЕТ МОДУЛЕЙ ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ.....	24
5.3 РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ.....	27
5.4 МЕЖЦЕНТРОВЫЕ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ВАЛАМИ.....	28
5.5 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.....	30
5.6 СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА.....	33
6 РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ	34
6.1 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА I	34
6.2 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА II	40
6.3 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА III.....	45
7 РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА	51
7.1 УПРУГОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ КОНЦА ШПИНДЕЛЯ.....	51
7.2 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ОПОР ШПИНДЕЛЯ.....	54

8 РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ-СТУПИЦА.....	55
8.1 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	55
8.2 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	58
9 РАЗРАБОТКА РОБОТИЗИРОВАННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА.....	60
9.1 ОПИСАНИЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	60
9.2 РАСЧЕТ И СОСТАВЛЕНИЕ ЦИКЛОГРАММЫ РАБОТЫ РТК.....	64
10 РАСЧЕТ РТК НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ...	69
11 РАСЧЁТ ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА ПОДАЧ ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА	78
11.1 КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	78
11.2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	78
11.3 ВЫЯВЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ.....	79
11.4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ	81
11.5 ВЫЧИСЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ НАГРУЗКИ	83
11.6 РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ	85
11.7 РАСЧЁТ ПОДАЧИ НА ЗАДАННЫЙ РЕСУРС.....	85
11.8 ПРОВЕРКА ВИНТА НА СТАТИЧЕСКУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ.....	85
11.9 ПРОВЕРКА ВИНТА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ	86
11.10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД	87
11.11 РАСЧЁТ ГЕОМЕТРИИ ПРОФИЛЯ РЕЗЬБЫ.....	89

11.12 РАСЧЁТ СТЕРЖНЯ ВИНТА НА ПРОЧНОСТЬ.....	91
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	93
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ И ЛИТЕРАТУРЫ.....	94
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Спецификации.....	94
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Ведомость ВКР.....	102

Введение

Создание роботизированных технологических комплексов (РТК), содержащих основное технологическое оборудование с транспортными, накопительными, ориентирующими устройствами для заготовок, деталей и инструментов, и обслуживаемых промышленными роботами, является необходимым этапом гибкой автоматизации машиностроительного производства.

При внедрении РТК осуществляется автоматизация вспомогательных операций загрузки основного оборудования материалом или заготовками перед их обработкой, а также снятие готовых изделий. Помимо промышленных роботов средствами автоматизации основного оборудования служат различные разгрузочно-загрузочные устройства типа лотков и шиберов, а также автооператоры или робота.

Первую группу, с точки зрения, планировки образуют РТК с индивидуальным обслуживанием единицы технологического оборудования, при помощи одного или нескольких промышленных роботов. Данная группа РТК имеет три основных варианта конструктивного исполнения ПР: встроенного в технологическое оборудование; установленного рядом с технологическим оборудованием; установленными в рабочей зоне технологического оборудования нескольких промышленных роботов.

1 Общие сведения о базовой модели обрабатывающего центра и робота

Роботизированный технологический комплекс на базе обрабатывающего центра по типу модели 6904ВМФ2 предназначен для комплексной обработки с одной установки корпусных деталей средних размеров с четырех сторон без переустановки с программированием координатных перемещений стола и шпиндельной головки, скорости этих перемещений и режимов обработки, выбора и смены инструмента, коррекции положения инструмента и циклов обработки в единичном, мелкосерийном и серийном производстве. На рисунке 1 представлен общий вид обрабатывающего центра 6904ВМФ2.

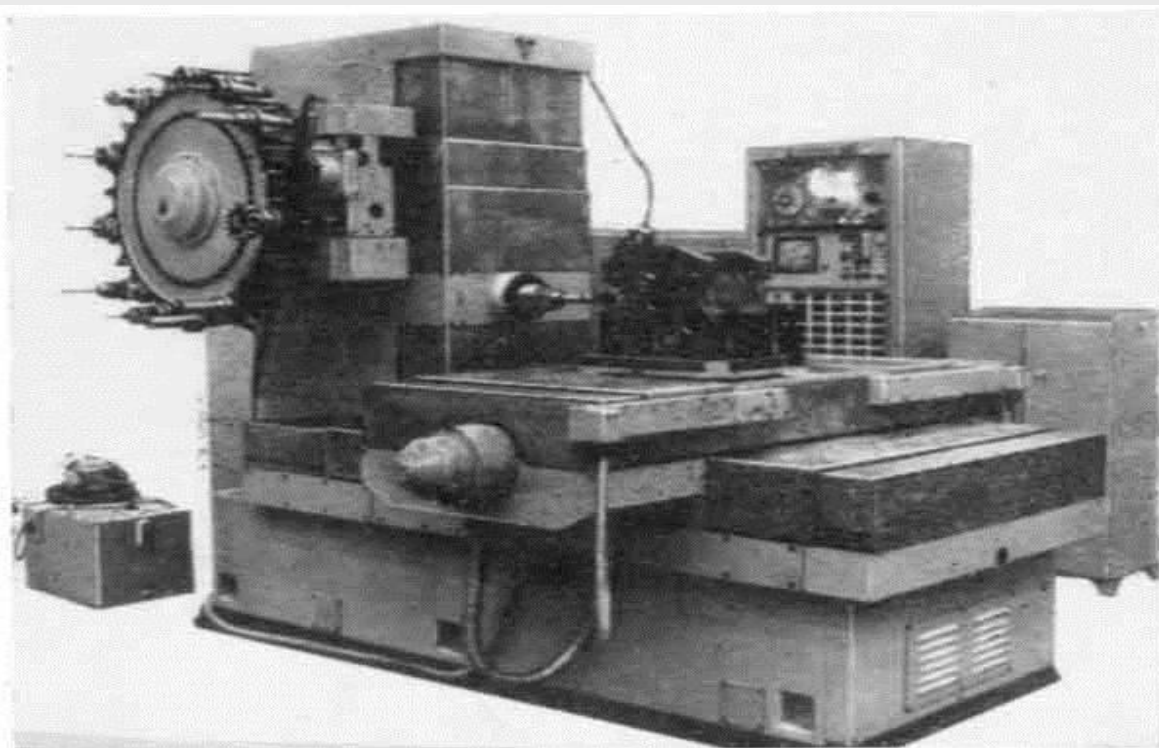


Рисунок 1 – Общий вид обрабатывающего центра модели 6904ВМФ2

На обрабатывающем центре можно производить получистовое и чистовое фрезерование деталей из чугуна, стали, цветных металлов и пластмасс концевыми, торцовыми и дисковыми фрезами, а также растачивание, сверление, зенкерование, развертывание и нарезание резьбы метчиками по заданной программе. Обрабатывающий центр оснащен

механизмом автоматической смены инструмента. Контроль работы всех узлов станка осуществляется с помощью цифровой индикации.

Таблица 1 – Технические характеристики обрабатывающего центра модели 6904ВМФ4

Наименование показателя	Показатель
Наибольший диаметр растачивания, мм	250
Частота вращения шпинделя, об/мин	32...2000
Число управляемых осей координат (всего/ одновременно)	4/2
Электродвигатель привода шпинделя, кВт	4,5
Ширина стола, мм	400
Класс точности станка по ГОСТ 8-82 (Н, П, В, А, С)	В
Длина рабочей поверхности стола, мм	500
ЧПУ	2М
Габариты	2790x2060x2000
Начало серийного выпуска, год	1976
Вес обрабатывающего центра, кг	5082

Робот М20П.40.01 относится к стационарным напольным роботам среднего класса грузоподъемности. Робот имеет три степени подвижности (2 линейных и одну угловую), что позволяет работать ему в цилиндрической системе координат. Робот имеет комбинированный привод, включающий в себя:

1. Электропривод выдвижения, подъема и поворота руки робота.
2. Пневмодвигатели поворота кисти руки и схвата.

Промышленный робот (ПР) с числовым программным управлением модели М20П.40.01 предназначен для автоматизации загрузки – выгрузки деталей и смены инструмента на металлорежущих станках с ЧПУ работы без участия оператора.

Поворот робота относительно вертикальной оси осуществляется за счет передачи усилия электродвигателя, червячный редуктор на зубчатую цилиндрическую шестерню, находящуюся в зацеплении с зубчатым колесом, которое жестко соединено с поворотной колонной робота.

Подъем руки робота осуществляется через передачу «винт-гайка» от электродвигателя, расположенного в верхней части поворотной колонны робота.

Таблица 2 – Технические характеристики робота М20П.40.01

Номинальная грузоподъемность (в Н) при установке	
- одинарного захвата, Н	196
- двойного захвата, Н	2 x 98
Максим. абсолютная погрешность позиционирования, мм	1
Максимальные линейные перемещения:	
по оси Z, мм	500
по оси X, мм	800
Максимальное угловое перемещение:	
по оси q	300°
по оси a (блок поворота Б), град.	90° или 180°
по оси a (блок поворота Г), град.	270°
по оси b (блок поворота Б), град.	± 3,5°
по оси b (блок поворота Г), град.	± 5°
Диапазон скорости линейных перемещений:	
по оси Z, м/с	0,008 ... 0,5
по оси X, м/с	0,008 ... 1,0
Диапазон скоростей угловых перемещений:	
по оси q , град./с	1 ... 60
по оси a , град./с	60
Число степеней свободы	3
Диапазон размеров захватываемых деталей:	
по наружному диаметру, мм	50 ... 250
по внутреннему диаметру, мм	68 ... 268
Габариты робота, мм	1945x650x2345
Масса робота, кг	580

Промышленный робот М20П.40.01 робот может обслуживать один, два или три станка (и более) и образовывать вместе с накопительными и транспортными устройствами гибкий производственный обрабатывающий комплекс, который может являться базой для создания гибких

производственным модулей, предназначенных для продолжительной работы без участия оператора.



Рисунок 2 - Общий вид робота М20П.40.01

Промышленный робот модели М20П.40.01, работает в цилиндрической системе координат. Кинематическая схема робота представлена на рисунок 3. В состав промышленного робота входят следующие узлы: механизм поворота руки, механизм её подъема и опускания, блок подготовки воздуха, балансир, механизм выдвижения руки, блок поворота Б(Г), захваты. Устройство программного управления (УПУ) ПР «Контур 1-01» обеспечивает позиционное движение руки.

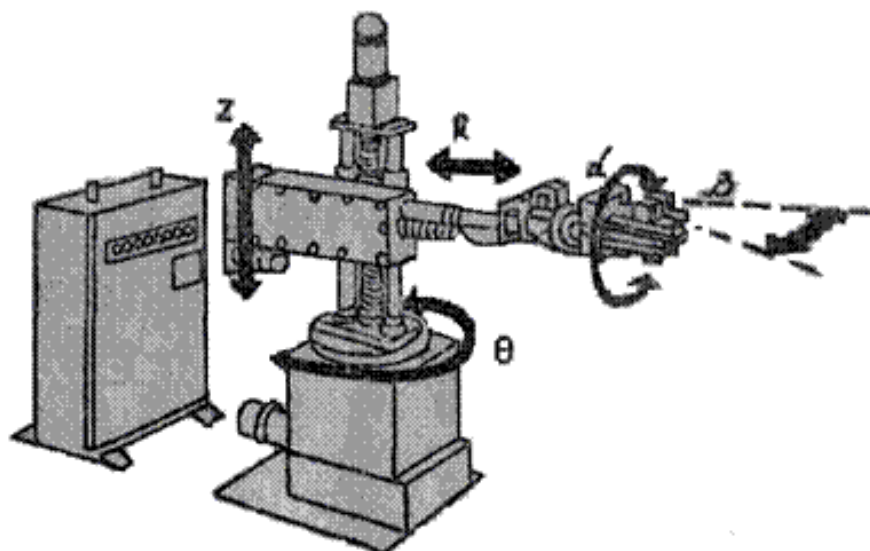


Рисунок 3 – Оси и перемещения робота М20П.40.01

Технология применения робота. Основными функциями, выполняемыми ПР, являются: установка заранее ориентированной заготовки в рабочую зону станка, снятие деталей со станка и укладка ее в тару (накопитель), кантование деталей (при необходимости), очистка базовых поверхностей деталей и приспособлений, выдача технологических команд (управление оборудованием), контроль деталей. Управление роботом осуществляется от отдельно стоящей системы ЧПУ.

2 Кинематический расчёт привода главного движения

График частот вращения шпинделя

Комбинированный привод сочетает в себе ступенчатую коробку скоростей и регулируемый двигатель с тиристорным или частотным регулированием. [1, с. 31].

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

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

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 $\phi_{\text{к}} = R_{\text{дв}} \phi$ [1, с. 31].

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

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

где $R_{\pi} = 100$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 50 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 100 \cdot 50 = 5000 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 5 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

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

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{5}{0,85} = 5,88 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПБ200L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 6 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{\text{1дв}} = 48 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

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

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

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{100}{4} = 25.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 100}{\lg 4} = 3,2.$$

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

Принимаем $\varphi = 1,26$.

Величина c [1, с. 33]:

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

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

Принимаем $c = 6$.

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

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

где R_m, R_r – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то [1, с. 37]:

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

$$K_m = \frac{\lg 25}{\lg 1,26} = 13,97.$$

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 [1, с. 22, т. 4]. Поэтому принимаем $K_m = 9$. Оставшиеся 5 интервалов можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

Тогда [1, с. 33]:

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

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

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

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

Следовательно $R_{\kappa(\varphi)} = R_a \varphi^{K_m}$; $R_a = 1$, $\varphi = 1,26$, $K_m = 9$; тогда,

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

$$R_{\Pi(\varphi)} = 4 \cdot 8 = 32.$$

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

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

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000/5000)}{\lg 1,26} = -2,2,$$

принимаем $K_1 \approx 2$,

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

принимаем $K_2 = 15$.

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

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 15.$$

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

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 5000; 4000; 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160 и строим график частот вращения (рисунок 2).

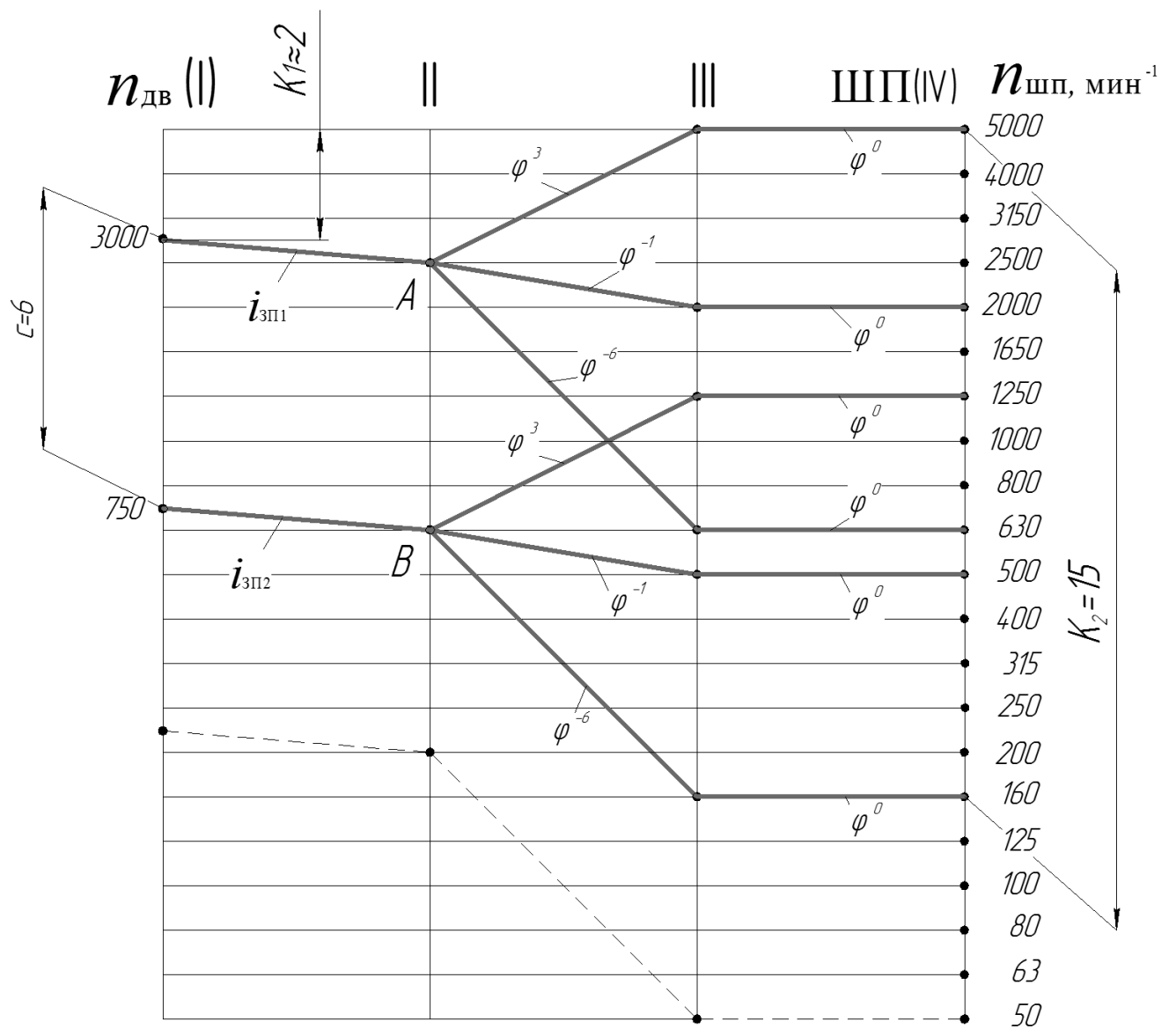


Рисунок 4 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 5 показана кинематическая схема привода главного движения обрабатывающего центра.

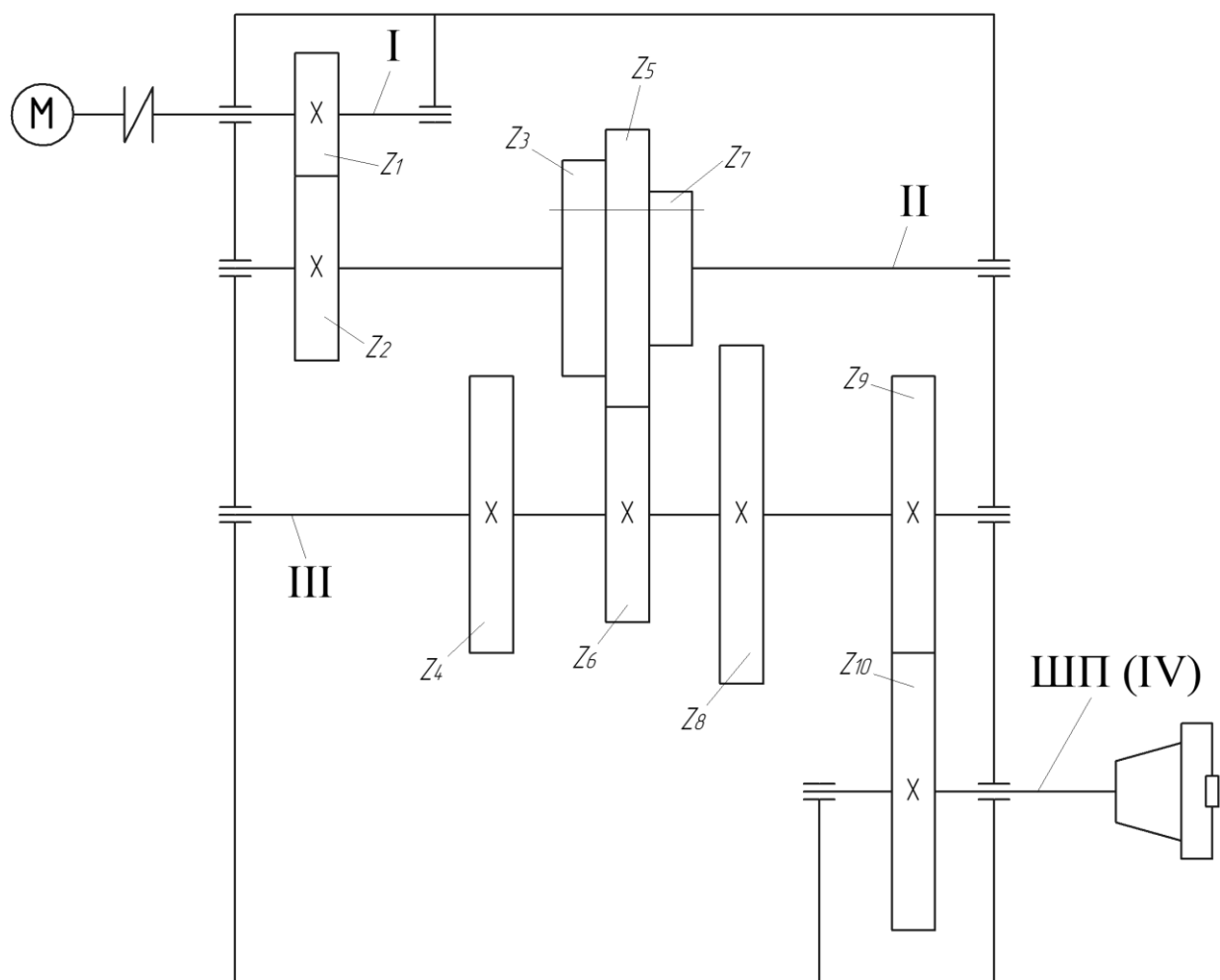


Рисунок 5 –Кинематическая схема
(предварительный вариант)

3 Числа зубьев в передачах

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

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

$$z_1 - z_2: \quad \text{передаточное отношение} \quad -i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{2500} = 1,2 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{750}{630} = 1,19 \text{ (см. рисунок 4), по таблице 5 [1, с. 23],}$$

$$\text{принимаем } i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,19, \quad \Sigma z = 77, \quad z_1 = 35 \text{ [1, с. 40–46, т. 7],}$$

$$\text{следовательно } z_2 = \Sigma z - z_1 = 77 - 35 = 42.$$

$$z_9 - z_{10}: \quad \text{передаточное отношение} \quad -i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{5000}{5000} = 1 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{1250}{1250} = 1 \text{ (см. рисунок 4), } \varphi^0 = 1,26 - \text{ по таблице 5 [1, с. 23],}$$

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

$$\text{следовательно } z_{10} = \Sigma z - z_9 = 110 - 55 = 55.$$

2) переборная группа:

$$z_3 - z_4: \quad \text{передаточное отношение} \quad -i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{2500}{2000} = 1,25 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{630}{500} = 1,26 \text{ (см. рисунок 4), } \varphi^{-1} = 1,26 - \text{ по таблице 5 [1, с. 23],}$$

$$\text{принимаем } i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1,26, \quad \Sigma z = 110, \quad z_3 = 49 \text{ [1, с. 40–46, т. 7],}$$

$$\text{следовательно } z_4 = \Sigma z - z_3 = 110 - 49 = 61;$$

$$z_5 - z_6: \quad \text{передаточное отношение} \quad -i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{5000}{2500} = 2 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{1250}{630} = 2 \text{ (см. рисунок 4), } \varphi^3 = 2 - \text{ по таблице 5 [1, с. 23],}$$

принимаем $i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = 2$, $\sum z = 110$, $z_6 = 37$ [1, с. 40–46, т. 7],
 следовательно $z_5 = \sum z - z_6 = 110 - 37 = 73$;

$z_7 - z_8$: передаточное отношение — $i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{630} = 3,96$ или

$i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = \frac{630}{160} = 3,93$ (см. рисунок 4), $\varphi^{-6} = 4$ — по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = 3,98$, $\sum z = 110$, $z_7 = 22$ [1, с. 40–46, т. 7],
 следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 110 - 22 = 88$.

4 Кинематическая схема привода главного движения обрабатывающего центра

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

На рисунке 6 показана кинематическая схема проектируемая привода главного движения обрабатывающего центра (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

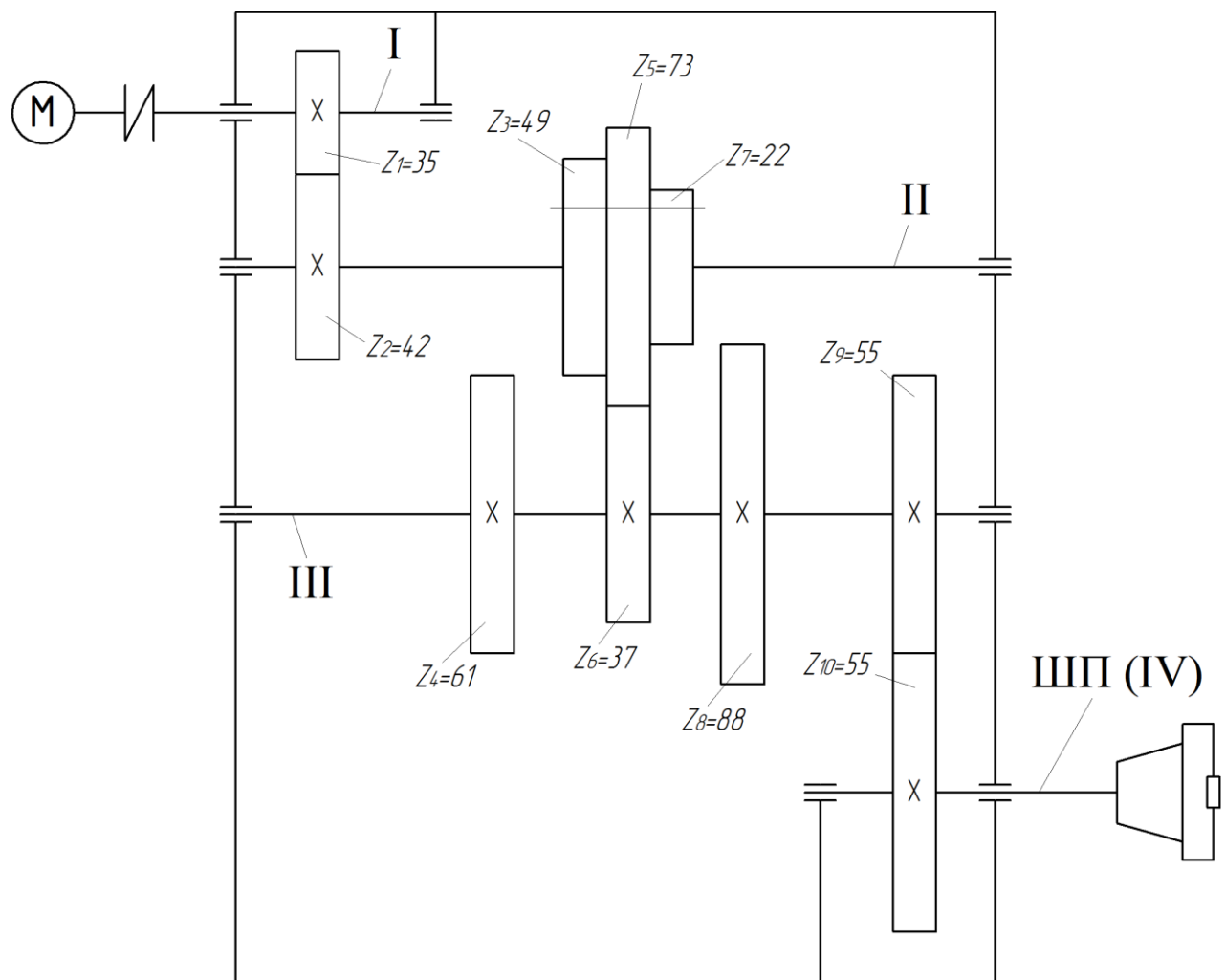


Рисунок 6 – Схема кинематическая
(окончательный вариант)

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

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

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{min}} \left(R_{\text{II}}^{\frac{1}{3}} \dots R_{\text{II}}^{\frac{1}{4}} \right),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 50 \left(100^{\frac{1}{3}} \dots 100^{\frac{1}{4}} \right) = (232,1 \dots 158,1) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 160 \text{ мин}^{-1}$.

С учётом этого,

$$n_{\text{шп расч}} = 160 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{III}} = 160 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{II}} = 630 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 750 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 6 \text{ кВт},$$

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

где $\eta_{\text{м}} = 0,95$ – КПД муфты [3, с. 8, т. 1.1];

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

тогда,

$$P_{\text{I}} = 6 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 5,82 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{\text{II}} = 5,82 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,6 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{III}} = 5,6 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,37 \text{ кВт}$$

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

$$P_{\text{шп}} = 5,37 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,16 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{5,82}{750} = 74,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{5,6}{630} = 84,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кIII}} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = 9550 \frac{5,37}{160} = 320,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{5,16}{160} = 307,99 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.2 Модули зубьев в передачах

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

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

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

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

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40Х с термообработкой: закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (50...55)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 900$ МПа, $\sigma_{FP} = 230$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда, зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: \quad z_1 = 35, \quad i_{3п(z_1-z_2)} = 1,19, \quad M_{кл} = 74,1 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,2, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,74,$$

$$m_k = \frac{770}{35} \cdot \sqrt[3]{\frac{74,1 \cdot 1,12 \cdot (1,19 + 1)}{1,19 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 1,71 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{74,1 \cdot 1,19 \cdot 3,74}{35^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 2 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2$ мм,

$$z_9 - z_{10}: \quad z_{10} = 55, \quad i_{3п(z_9-z_{10})} = 1, \quad M_{кшп} = 307,99 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,63,$$

$$m_k = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{307,99 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1,1 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 1,74 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{307,99 \cdot 1 \cdot 3,63}{55^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 2,23 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$,

переборная группа (тройной блок):

$$z_3 - z_4: z_3 = 49, i_{3п(z3-z4)} = 1,26, M_{кII} = 84,8 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, Y_F = 3,67,$$

$$m_k = \frac{770}{49} \cdot \sqrt[3]{\frac{84,8 \cdot 1,12 \cdot (1,26+1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 1,27 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{84,8 \cdot 1,2 \cdot 3,67}{49^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 1,67 \text{ мм},$$

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

$$z_5 - z_6: z_6 = 37, i_{3п(z5-z6)} = 2, M_{кIII} = 320,52 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, K_{H\beta} = 1,12$$

$$, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, Y_F = 3,71,$$

$$m_k = \frac{770}{37} \cdot \sqrt[3]{\frac{320,52 \cdot 1,12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 2,47 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{320,52 \cdot 1,2 \cdot 3,71}{37^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 3,14 \text{ мм},$$

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

$$z_7 - z_8: z_7 = 22, i_{3п(z7-z8)} = 3,98, M_{кII} = 84,8 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, K_{H\beta} = 1,12$$

$$, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, Y_F = 4,$$

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{84,8 \cdot 1,12 \cdot (3,98+1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 2,5 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{84,8 \cdot 1,2 \cdot 4}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 2,92 \text{ мм},$$

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

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем $m = 3 \text{ мм}$

5.3 Диаметры валов

Определяем ориентировочно минимальные диаметры валов (диаметры под подшипники) [1, 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,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{5,82}{750}} = 32,65 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{5,6}{630}} = 33,8 \text{ мм},$$

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

$$d_{III} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{5,37}{160}} = 47,1 \text{ мм},$$

принимаем $d_{III} = 50 \text{ мм}$,

Минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{шп \min}$ (см. рисунок 5) [1, с. 87]:

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

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

Тогда,

$$d_{шп \min} = 6 / (0,15 \dots 0,35) = (40 \dots 17,14) \text{ мм},$$

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

Следовательно (см. рисунок 6)

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

принимаем $d_{ПК} = 120 \text{ мм} .$

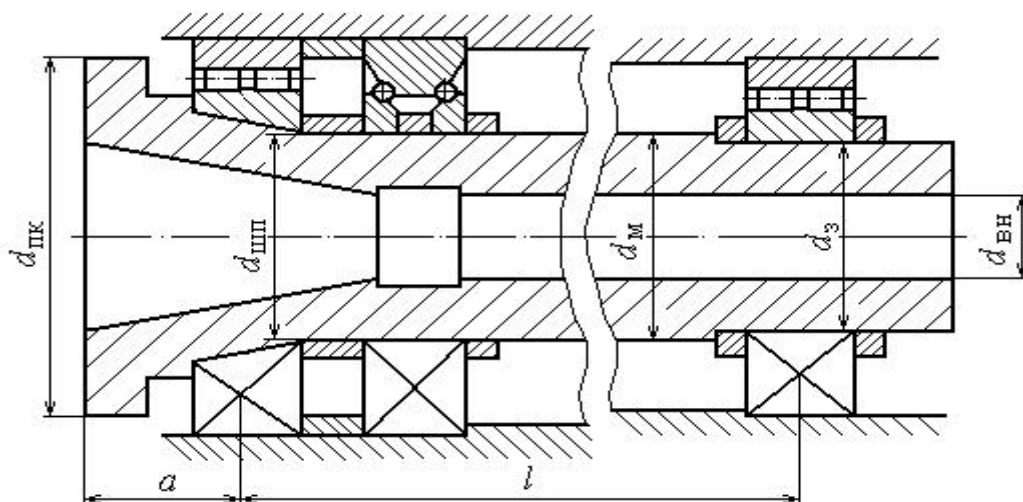


Рисунок 7 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Минимальный диаметр шпинделя (см. рисунок 7) [1, с. 88]:

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

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

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

Минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

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

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

принимаем $d_{3 \min} = 80 \text{ мм} .$

5.4 Межцентровые расстояния между валами

Межцентровые расстояния между валами определяются по формуле (см. рисунок 6) [1, с. 86]:

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

Определяем межцентровое расстояние A_1 между валом I и II (см. рисунок 7):

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

$$A_1 = \frac{2}{2}(35 + 42) = 77 \text{ мм}.$$

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

$$A_2 = \frac{3}{2}(49 + 61) = \frac{3}{2}(73 + 37) = \frac{3}{2}(22 + 88) = 165 \text{ мм}$$

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

$$A_3 = \frac{2,5}{2}(55 + 55) = 137,5 \text{ мм}.$$

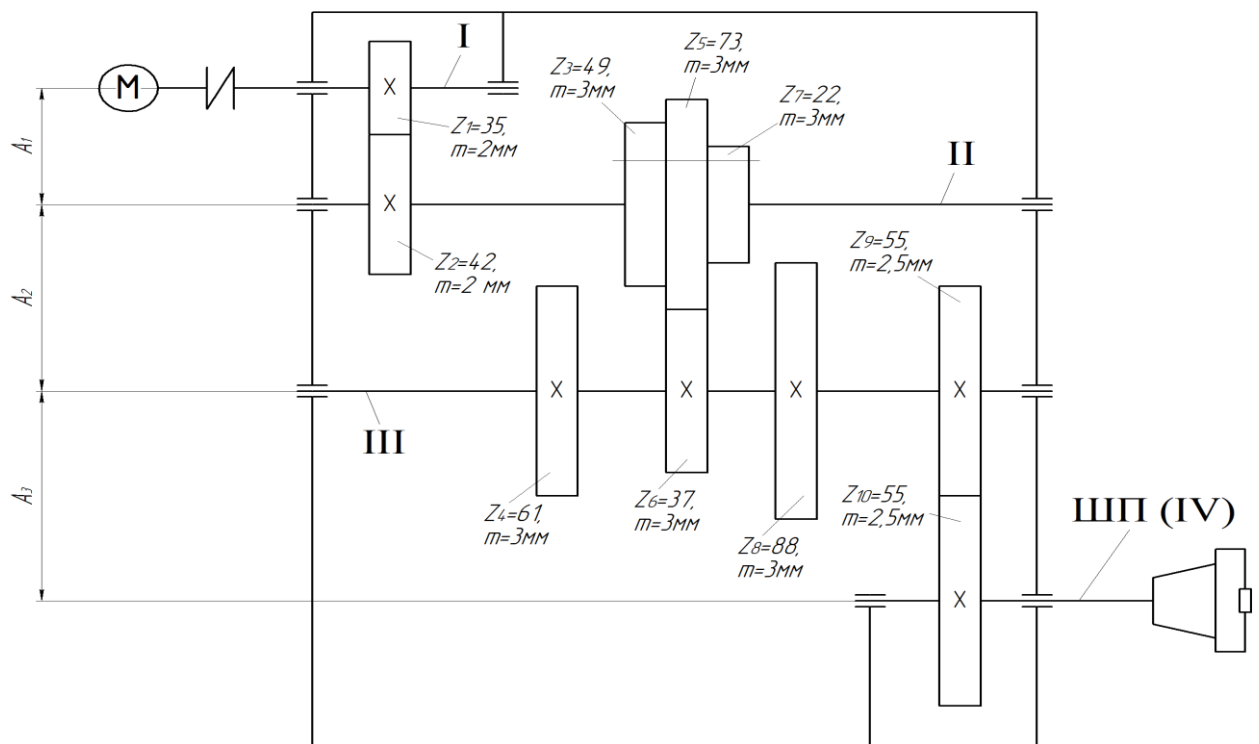


Рисунок 8 – Схема кинематическая схема привода главного движения обрабатывающего центра и межцентровые расстояния между валами

5.5 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]:

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

Тогда,

$$z_1 = 35, \quad m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 70 + 2 \cdot 2 = 74 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 70 - 2,5 \cdot 2 = 65 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_2 = 42, \quad m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 84 + 2 \cdot 2 = 88 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 84 - 2,5 \cdot 2 = 79 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_3 = 49, m = 3\text{мм},$$

$$d = 3 \cdot 49 = 147\text{мм},$$

$$d_a = 147 + 2 \cdot 3 = 153\text{мм},$$

$$d_f = 147 - 2,5 \cdot 3 = 139,5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$$z_4 = 61, m = 3\text{мм},$$

$$d = 3 \cdot 61 = 183\text{мм},$$

$$d_a = 183 + 2 \cdot 3 = 189\text{мм},$$

$$d_f = 183 - 2,5 \cdot 3 = 175,5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$$z_5 = 73, m = 3\text{мм},$$

$$d = 3 \cdot 73 = 219\text{мм},$$

$$d_a = 219 + 2 \cdot 3 = 225\text{мм},$$

$$d_f = 219 - 2,5 \cdot 3 = 211,5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$$z_6 = 37, m = 3\text{мм},$$

$$d = 3 \cdot 37 = 111\text{мм},$$

$$d_a = 111 + 2 \cdot 3 = 117\text{мм},$$

$$d_f = 111 - 2,5 \cdot 3 = 103,5\text{мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_7 = 22, \quad m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм} ,$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_8 = 88, \quad m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 88 = 264 \text{ мм} ,$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_9 = 55, \quad m = 2,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 2,5 \cdot 55 = 137,5 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 137,5 + 2 \cdot 2,5 = 142,5 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 137,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 131,25 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

$$z_{10} = 55, \quad m = 2,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 2,5 \cdot 55 = 137,5 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 137,5 + 2 \cdot 2,5 = 142,5 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 137,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 131,25 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

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

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 9) [1, с. 89–90, т. 20]:

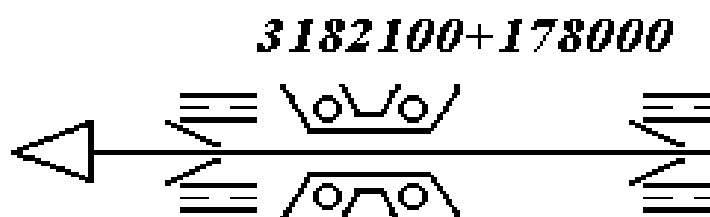


Рисунок 9 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

6 Расчёт валов на прочность

6.1 Расчет на прочность вала I

Расчетная схема свертки коробки скоростей представленная на рисунке

10.

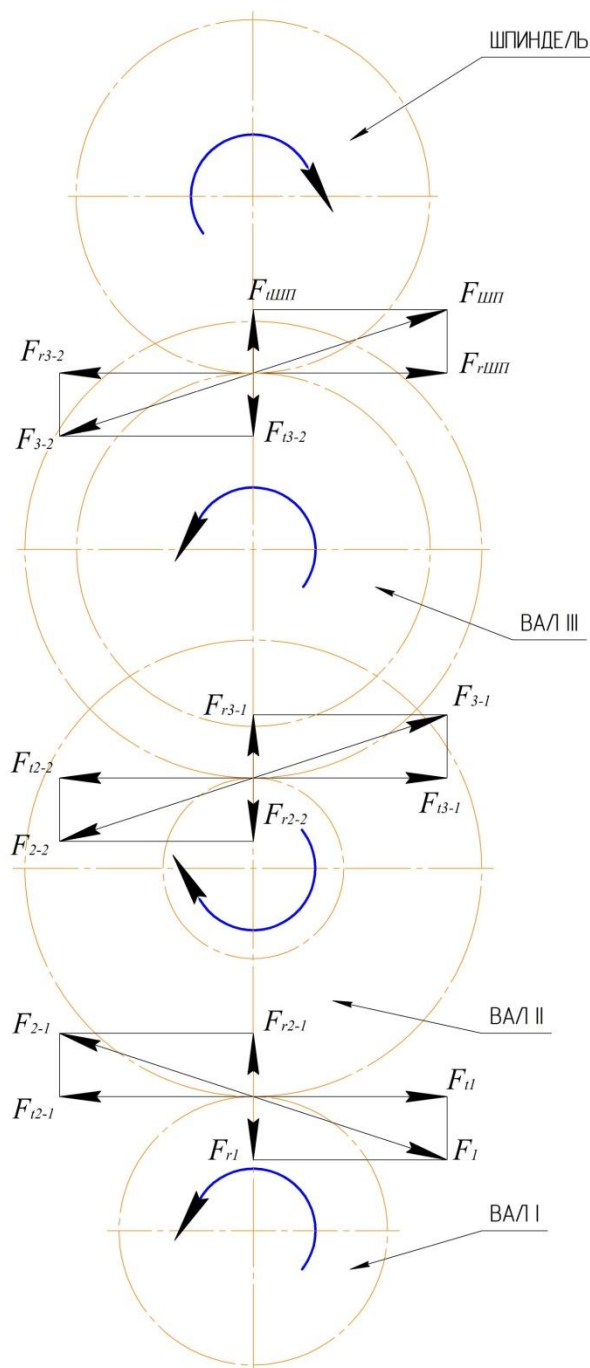


Рисунок 10 – Расчетная схема свертки коробки скоростей

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

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

Исходные данные для расчета вала I:

- крутящий момент на валу $M_1 = 74,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу I и находящийся в зацеплении $d_1 = 72 \text{ мм}$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 57,3 \text{ мм}$; $b = 40 \text{ мм}$; $c = 37 \text{ мм}$.

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. Рисунок 11 представлена схема вала I силами зацепления действующими на вал I и вал II.

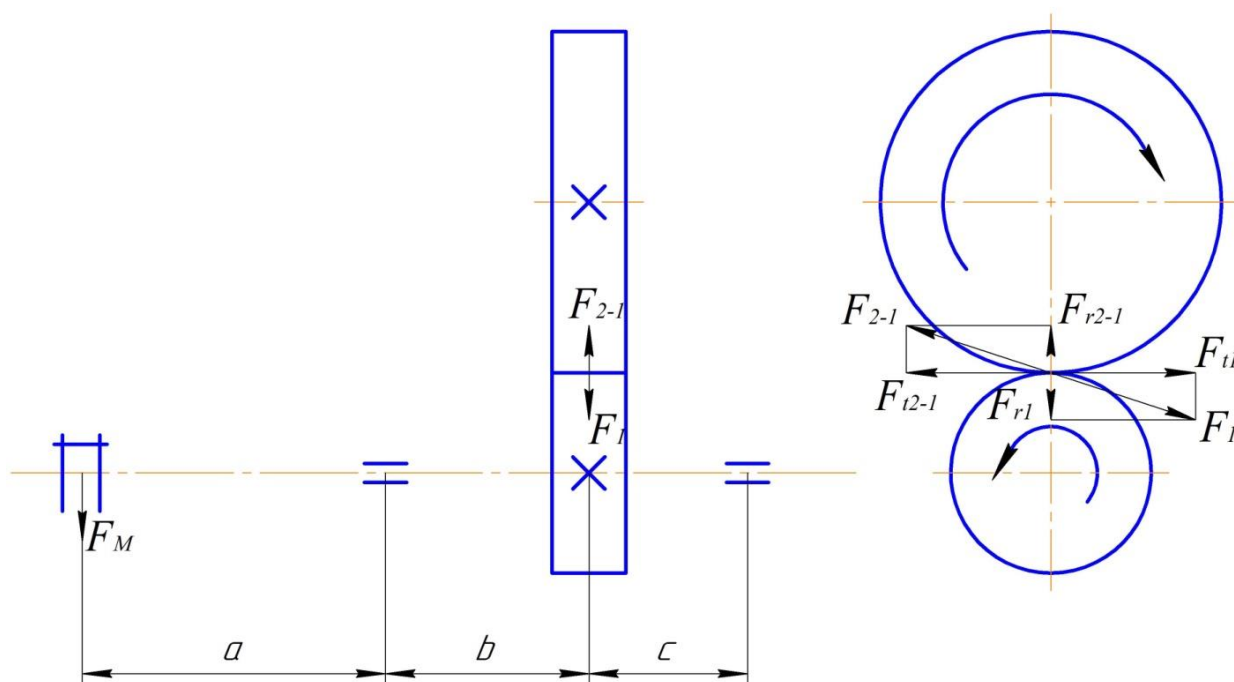


Рисунок 11 – Схема вала I с силами зацепления действующими на вал I и вал II

Для зубчатого зацепления между валом I и валом II:

– окружная [3, с.46, ф.2.30]:

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

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

M_2 – крутящий момент на валу II;

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

откуда,

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 74,1}{72} = 2058,333 \text{ Н.}$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

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

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

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

Поэтому,

$$F_{r1} = F_{r2-1} = F_{t1} \tan 20^\circ = 2058,333 \cdot 0,364 = 749,233 \text{ Н}$$

Силу F_M , действующую на вал от муфты, приближенно определяем по зависимости [3, с.116, ф. 6.2]:

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

Следовательно,

$$F_M = 50 \cdot \sqrt{74,1} = 430 \text{ Н,}$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I (рисунок 11).

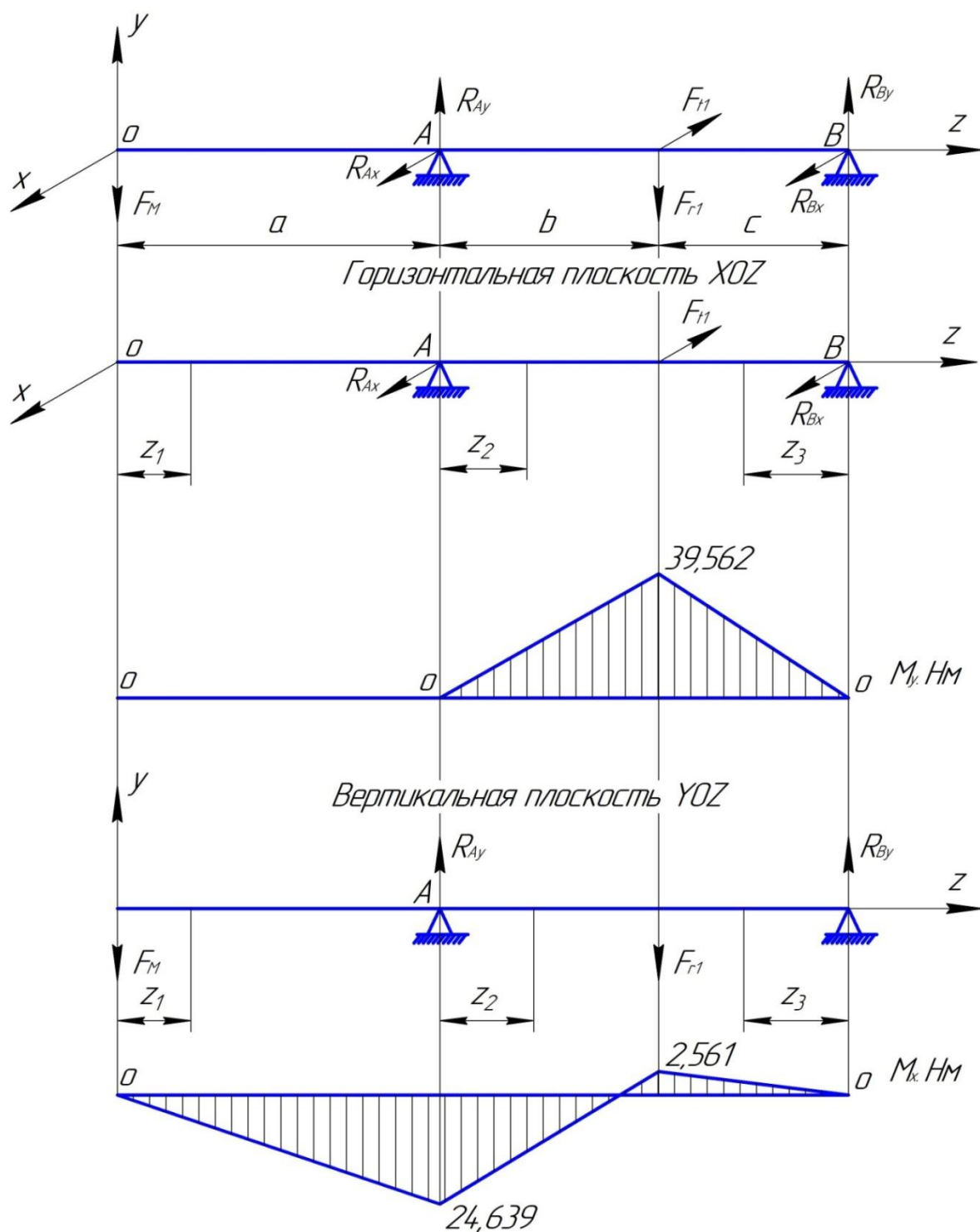


Рисунок 12 – Расчетная схема вала I

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 12):

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

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot b}{b + c} = \frac{2058,333 \cdot 40}{40 + 37} = 1069,264 \text{ Н}$$

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

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot c}{b+c} = \frac{2058,333 \cdot 37}{40+37} = 989,069 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; \quad R_{Ax} - F_{t1} + R_{Bx} = 989,069 - 2058,333 + 1069,264 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 12):

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

$$R_{By} = -\frac{F_M \cdot a - F_{r1} \cdot b}{b+c} = -\frac{430 \cdot 57,3 - 749,233 \cdot 40}{40+37} = 69,225 \text{ Н}$$

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

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot c + F_M \cdot (a+b+c)}{b+c} = \frac{749,233 \cdot 37 + 430 \cdot (57,3 + 40 + 37)}{40+37} = 1110,008 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum x = 0; \quad R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} - F_M = 1110,008 - 749,233 + 69,225 - 430 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 12):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

$$M_x = 0$$

При $z_1 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_x = 0$$

II участка $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_x = R_{Ax} z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_x = 0$$

при $z_2 = b$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot b = 989,069 \cdot 40 = 39562,76 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

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

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

При $z_3 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_3 = c$.

$$M_x = R_{Bx} \cdot c = 1069,264 \cdot 37 = 39561,88 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 12):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

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

При $z_1 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_y = -F_M \cdot a = -430 \cdot 57,3 = -24639 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участка $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_y = -F_M \cdot (a+z_2) - R_{Ay} z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_y = -F_M \cdot a = -430 \cdot 57,3 = -24639 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

при $z_2 = b$.

$$M_y = -F_M \cdot (a+b) + R_{Ay} \cdot b = -430 \cdot (57,3 + 40) + 1110,008 \cdot 40 =$$

$$2561,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

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

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

При $z_3 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_3 = c$.

$$M_y = R_{By} \cdot c = 69,225 \cdot 37 = 2561,325 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под второй зубчатой передачей:

$$M_B = \sqrt{(M_B^x)^2 + (M_B^y)^2} = \sqrt{(39562)^2 + (2564,2)^2} = 39644,999 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

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

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

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

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

$$W = \frac{\sqrt{39,644^2 + 0,5 \cdot 74,1^2}}{320} \cdot 10^3 = 205,326 \text{ м}^3.$$

Проверяем диаметр вала на прочность:

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

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 205,326}{3,14}} = 12,79 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

6.2 Расчет на прочность вала II

Исходные данные для расчета вала II:

$$M_2 = 84,8 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_{2-2} = 219 \text{ мм}; a = 40 \text{ мм}; b = 282 \text{ мм}; c = 486 \text{ мм}.$$

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. Рисунок 11 схема вала II с силами зацепления действующими на вал II во втором зацеплении и вал III.

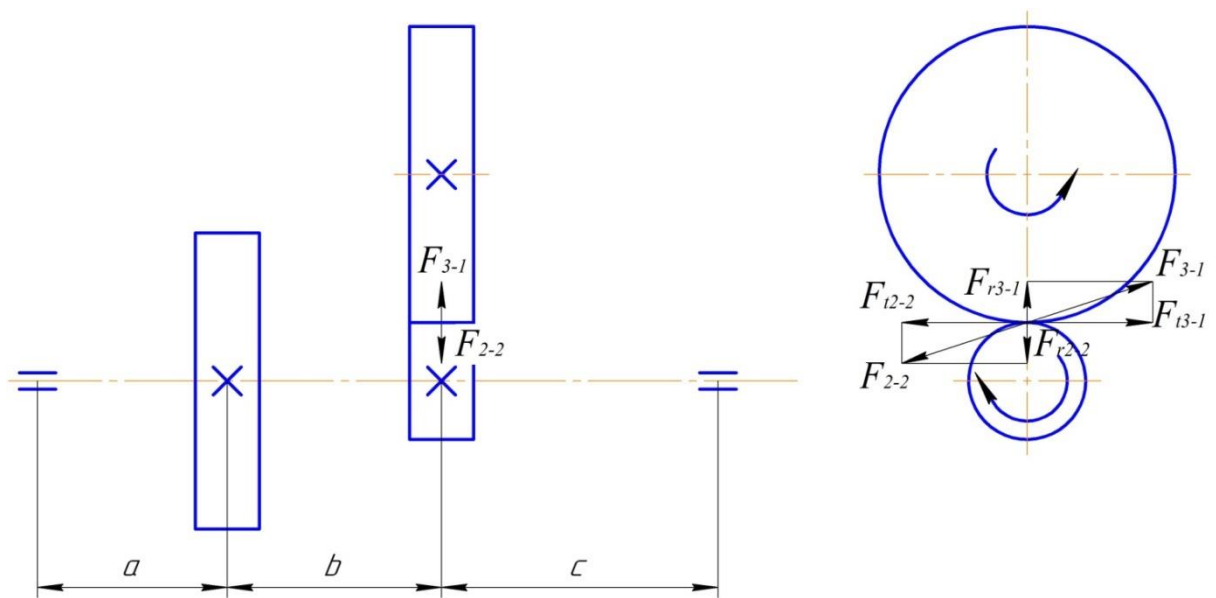


Рисунок 13 – Схема вала II с силами зацепления действующими на вал II во втором зацеплении и вал III

Для зубчатого зацепления между валом I и валом II:

– окружная [3, с.46, ф.2.30]:

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

где F_{t2-2} – окружная сила во втором зацеплении у вала II;

M_3 – крутящий момент на валу III;

d_3 – делительный диаметр для зубчатого колеса в первом зацеплении у вала III.

Следовательно,

$$F_{t2-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 84,8}{219} = 774,429 \text{ Н.}$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

$$F_{r2-2} = F_{r3-1} = \frac{F_{t2-2} \tan 20^\circ}{\cos \beta},$$

где F_{r3-1} – радиальная сила в первом зацеплении у вала III;

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

Поэтому,

$$F_{r2-2} = F_{r3-1} = F_{t2-2} \tan 20^\circ = 774,429 \cdot 0,364 = 281,892 \text{ Н.}$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 13).

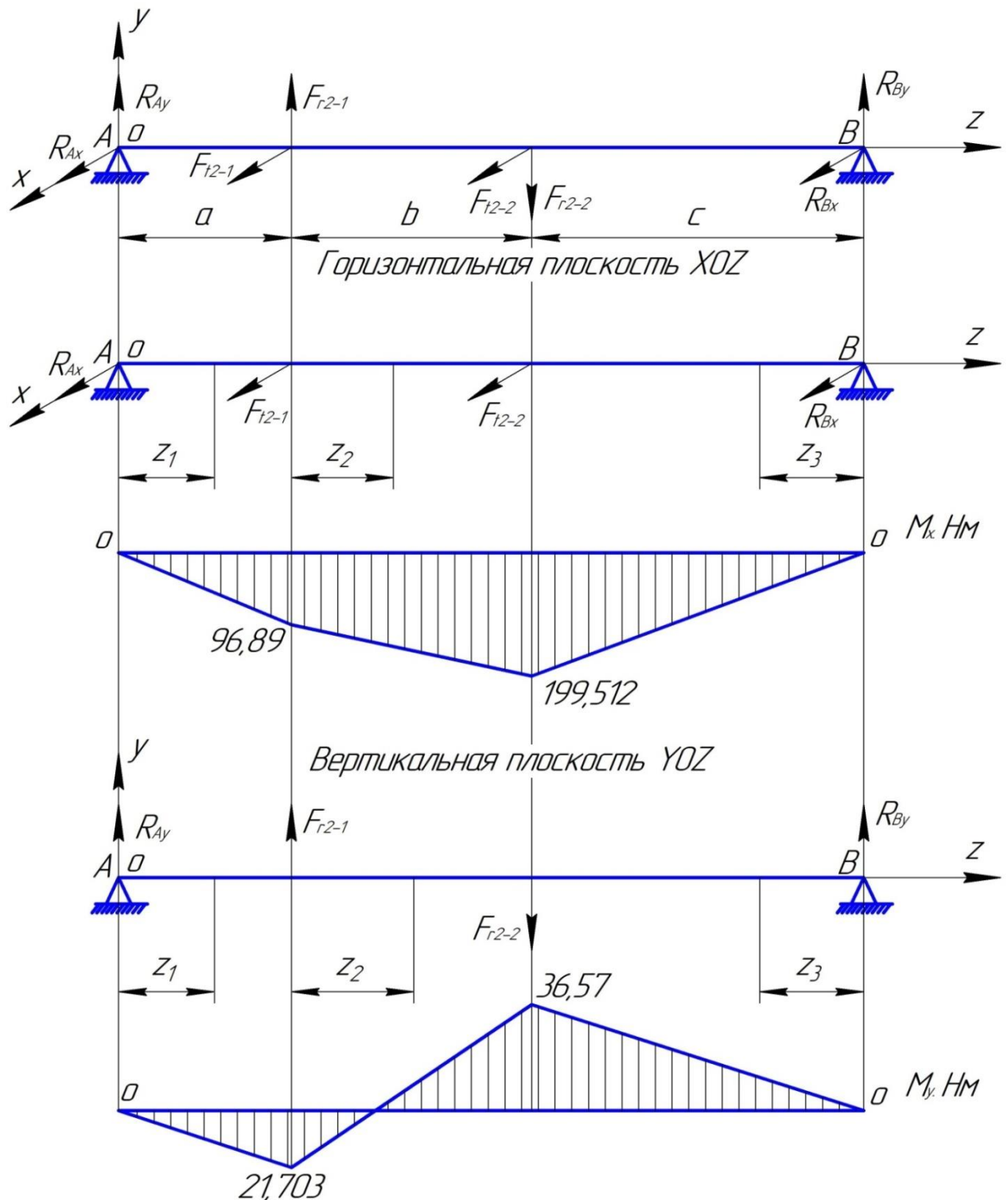


Рисунок 14 – Расчетная схема вала II

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 11):

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

$$R_{Bx} = \frac{-F_{t2-1} \cdot a - F_{t2-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-2058,333 \cdot 40 - 774,429 \cdot (40+282)}{40+282+486} = -410,519 \text{ Н}$$

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

$$R_{Ax} = -\frac{F_{t2-1} \cdot (b+c) + F_{t2-2} \cdot c}{a+b+c} = -\frac{2058,333 \cdot (282+486) + 774,429 \cdot 486}{40+282+486} =$$

$$= -2422,243 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; \quad R_{Ax} + F_{t2-2} + F_{t2-1} + R_{Bx} = -2422,243 + 774,429 + 2058,333 - 410,519 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 14):

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

$$R_{By} = \frac{-F_{r2-1} \cdot a + F_{r2-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-749,233 \cdot 40 + 281,892 \cdot (40+282)}{40+282+486} = 75,247 \text{ Н}$$

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

$$R_{Ay} = \frac{-F_{r2-1} \cdot (b+c) + F_{r2-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{-749,233 \cdot (282+486) + 281,892 \cdot 486}{40+282+486} =$$

$$= -542,588 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; \quad R_{Ay} + F_{r2-1} - F_{r2-2} + R_{By} = -542,588 + 749,233 - 281,892 + 75,247 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 14):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

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

$$\text{При } z_1 = 0$$

$$M_x = 0$$

$$\text{При } z_1 = a.$$

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = -2422,243 \cdot 40 = -96889,72 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) + F_{t2-1} \cdot z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = -2422,243 \cdot 40 = -96889,72 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

при $z_2 = b$.

$$\begin{aligned} M_x &= R_{Ax} \cdot (a+b) + F_{t2-1} \cdot b = -2422,243 \cdot (40+282) + 2058,333 \cdot 282 = \\ &= -199512,34 \text{ Н} \cdot \text{мм} \end{aligned}$$

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

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

При $z_3 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_3 = c$.

$$M_x = R_{Bx} \cdot c = -410,519 \cdot 486 = -199512,234 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 14):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

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

При $z_1 = 0$

$$M_y = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -542,588 \cdot 40 = -21703,52 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

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

при $z_2 = 0$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = -542,588 \cdot 40 = -21703,52 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

при $z_2 = b$.

$$\begin{aligned} M_y &= R_{Ay} \cdot (a+b) + F_{r2-1} \cdot b = -542,588 \cdot (40+282) + 749,233 \cdot 282 = \\ &= 36570,37 \cdot \text{мм} \end{aligned}$$

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

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

$$\text{При } z_3 = 0$$

$$M_y = 0$$

$$\text{При } z_3 = c.$$

$$M_y = R_{By} \cdot c = 75,247 \cdot 486 = 36570,042 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под вторым зубчатым зацеплением:

$$M_c = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} = \sqrt{(-199512,234)^2 + (36570,042)^2} = 202836,14 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, $[\sigma] = 320 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Тогда,

$$W = \frac{\sqrt{202836,14^2 + 0,5 \cdot 84,8^2}}{320} \cdot 10^3 = 660,979 \text{ м}^3.$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 660,979}{3,14}} = 18,886 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

6.3 Расчет на прочность вала III

Исходные данные для расчета вала III:

$$M_3 = 320,52 \text{ Н} \cdot \text{м}; d_{3-2} = 137,5 \text{ мм}; a = 338 \text{ мм}; b = 370 \text{ мм}; c = 102 \text{ мм}.$$

Определяем силы в зацеплении и на шкиву, необходимые для расчета валов. Рисунок 15 – схема с силами зацепления действующими на вал III и шпиндель.

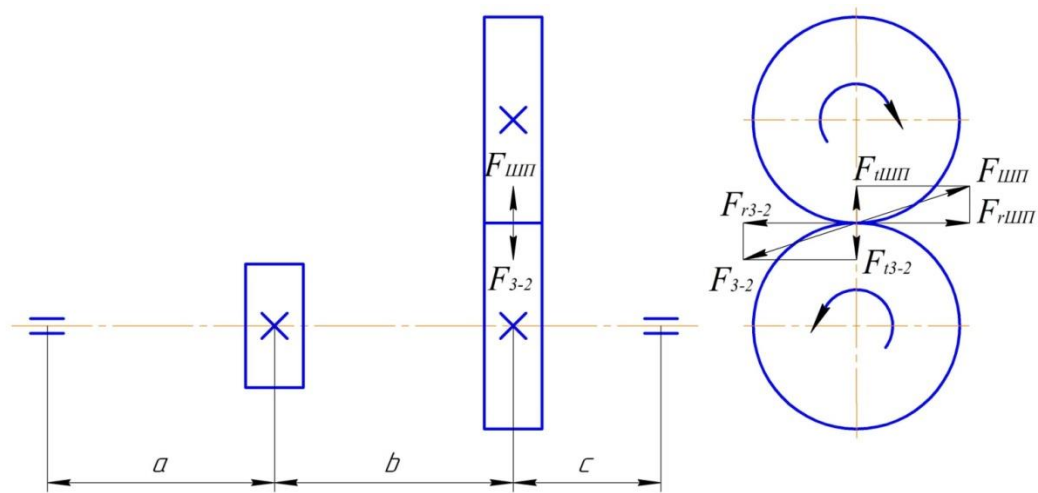


Рисунок 15 – Схема с сил зацепления, действующими на вал III и шпиндель

Для зубчатого зацепления между валом III и шпинделем:

– окружная [3, с.46, ф.2.30]:

$$F_{t3-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot F_{t3}}{F_{t2-2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{шп}}{d_{шп}},$$

где F_{t3-2} – окружная сила во втором зацеплении у вала III;

$M_{шп}$ – крутящий момент на шпинделе;

$d_{шп}$ – делительный диаметр для зубчатого колеса на шпинделе.

Следовательно,

$$F_{t3-2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 320,52}{137,5} = 4654,545 \text{ Н.}$$

– радиальная [3, с.46, ф.2.31]:

$$F_{t3-2} = F_{rшп} = \frac{F_{t2-3} \tan 20^\circ}{\cos \beta},$$

где $F_{rшп}$ – радиальная сила в зубчатом зацеплении на шпинделе;

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

Поэтому,

$$F_{t3-2} = F_{rшп} = F_{t2-3} \tan 20^\circ = 4654,545 \cdot 0,364 = 1694,254 \text{ Н.}$$

Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 16).

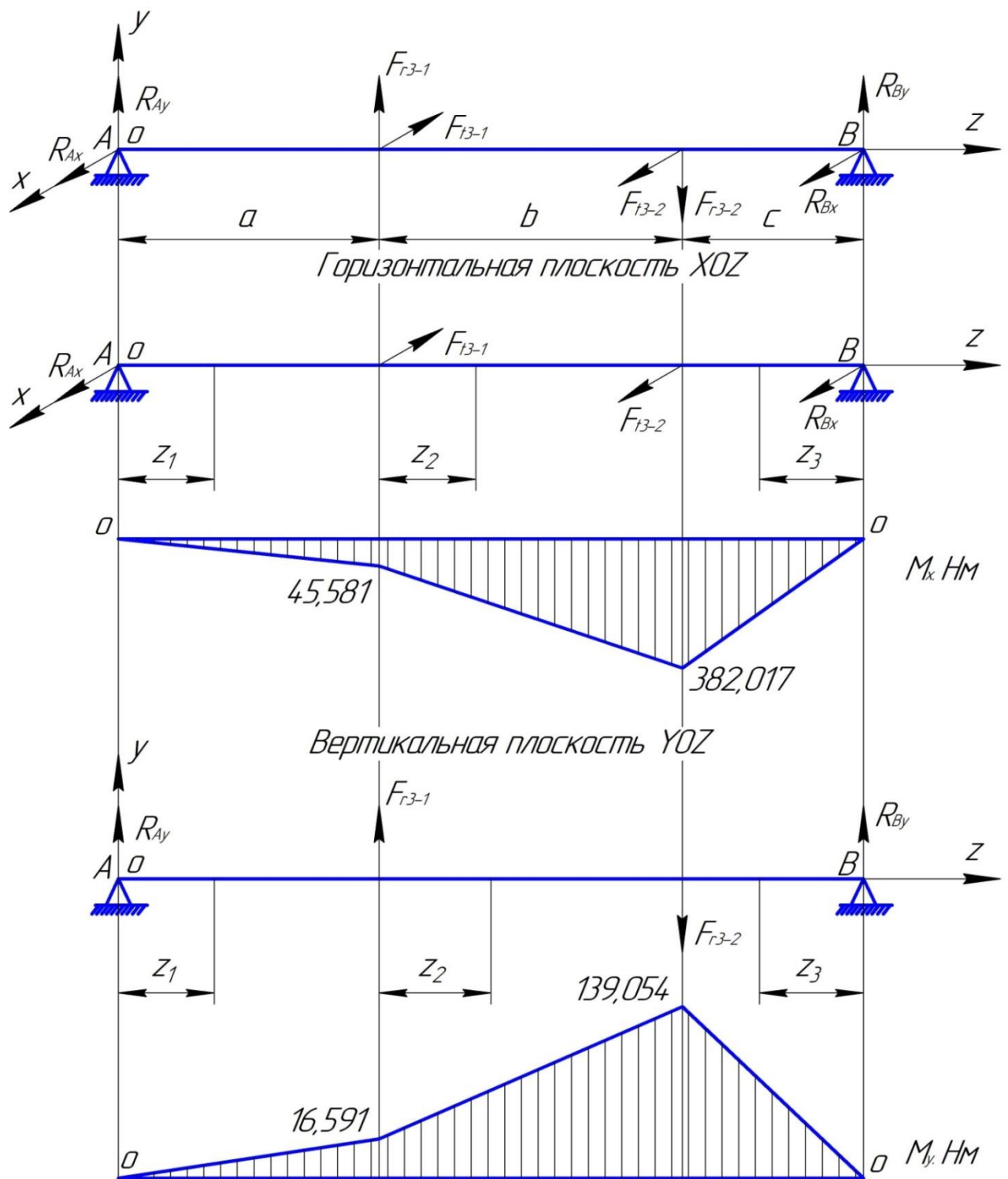


Рисунок 16 – Расчетная схема вала III

Определяем опорные реакции в плоскости XOZ (рисунок 16):

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

$$R_{Bx} = \frac{F_{t3-1} \cdot a - F_{t3-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{774,429 \cdot 338 - 4654,545 \cdot (338+370)}{338+370+102} = -3745,26 \text{ Н}$$

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

$$R_{Ax} = \frac{F_{t3-1} \cdot (b+c) - F_{t3-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{774,429 \cdot (370+102) - 4654,545 \cdot 102}{338+370+102} =$$

$$= -134,856 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; R_{Ax} - F_{t3-1} + F_{t3-2} + R_{Bx} = -134,856 - 774,429 + 4654,545 - 3745,26 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Определяем опорные реакции в плоскости YOZ (рисунок 16):

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

$$R_{By} = \frac{-F_{t3-2} \cdot a + F_{t3-2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-281,892 \cdot 338 + 1694,254 \cdot (338+370)}{338+370+102} = 1363,275 \text{ Н}$$

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

$$R_{Ay} = \frac{-F_{t3-1} \cdot (b+c) + F_{t3-2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{-281,892 \cdot (370+102) + 1694,254 \cdot 102}{338+370+102} =$$

$$= 49,087 \text{ Н}$$

Проверка правильности определения опорных реакций проводится по уравнению равновесия:

$$\sum y = 0; R_{Ay} + F_{r3-1} - F_{r3-2} + R_{By} = 49,087 + 281,892 - 1694,254 + 1363,275 = 0$$

Тождество показывает, что опорные реакции найдены верно.

Изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 16):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

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

При $z_1 = 0$

$$M_x = 0$$

При $z_1 = a$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = -134,856 \cdot 338 = -45581,328 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+z_2) + F_{t3-1} \cdot z_2$$

при $z_2 = 0$.

$$M_x = R_{Ax} \cdot a = -134,856 \cdot 338 = -45581,328 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{при } z_2 = b.$$

$$M_x = R_{Ax} \cdot (a+b) + F_{t3-1} \cdot b = -134,856 \cdot (338+370) - 774,429 \cdot 370 = -382016,778 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

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

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

$$\text{При } z_3 = 0$$

$$M_x = 0$$

$$\text{При } z_3 = c.$$

$$M_x = R_{Bx} \cdot c = -3745,26 \cdot 102 = -382016,52 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Изгибающие моменты:

– в плоскости YOZ (рисунок 16):

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$.

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

$$\text{При } z_1 = 0$$

$$M_y = 0$$

$$\text{При } z_1 = a.$$

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = 49,087 \cdot 338 = 16591,406 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II участок: $a \leq z_2 \leq (a+b)$.

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+z_2) + F_{r3-2} z_2$$

$$\text{при } z_2 = 0.$$

$$M_y = R_{Ay} \cdot a = 49,087 \cdot 338 = 16591,406 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{при } z_2 = b.$$

$$M_y = R_{Ay} \cdot (a+b) + F_{r3-2} \cdot b = 49,087 \cdot (338+370) + 281,892 \cdot 370 = 139053,636 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

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

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

$$\text{При } z_3 = 0$$

$$M_y = 0$$

При $z_3=c$.

$$M_y = R_{By} \cdot c = 1363,275 \cdot 102 = 139054,05 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Суммарный изгибающий момент в сечении под первой опорой (подшипником) А:

$$M_A = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} = \sqrt{(-382016,52)^2 + (139054,05)^2} =$$

$$406537,391 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с термообработкой М48, $[\sigma]=320 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

Тогда,

$$W = \frac{\sqrt{406,538^2 + 0,5 \cdot 320,52^2}}{320} \cdot 10^3 = 1454,518 \text{ м}^3.$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1454,518}{3,14}} = 24,565 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности вала выполняется.

7 Расчет шпиндельного узла

7.1 Упругое перемещение конца шпинделя

На рисунке 17 представлена расчетная схема шпиндельного узла.

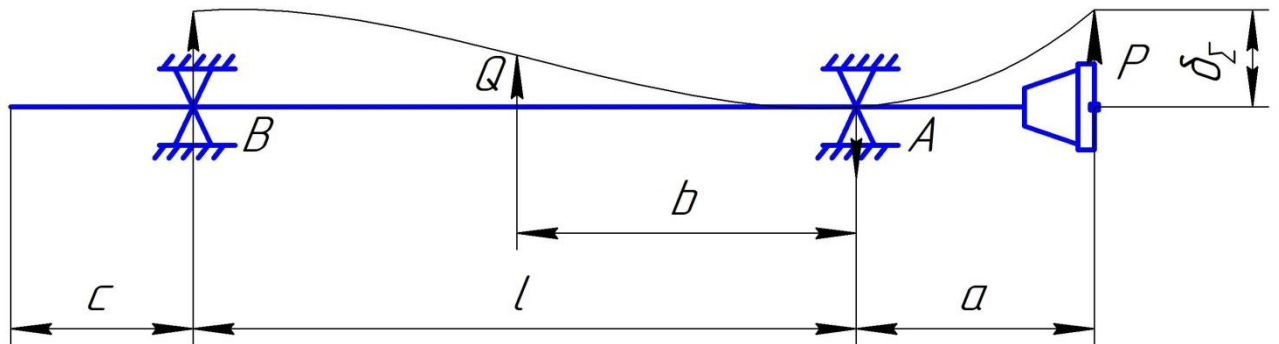


Рисунок 17 – Расчетная схема упругих перемещений

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

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

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

ξ – коэффициент защемления, для данной схемы принимается равным 0,1...0,2, возьмем $\xi = 0,45$;

J_1 – осевой момент инерции сечения консоли шпинделя;

J_2 – осевой момент инерции сечения межопорного участка шпинделя;

j_A – радиальная жесткость опоры А, Н/мм;

j_B – радиальная жесткость опоры В, Н/мм;

$b = 172,3$ мм – расстояние от приводного элемента до передней опоры;

$a = 70$ мм – длина консоли;

$l = 318,4$ мм – длина межопорного участка шпинделя;

Определяем составляющую силы резания P_Z :

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

где $P_{\text{эф}} = 5$ кВт – эффективная мощность резания (по заданию);

V_P – расчетная скорость резания, м/мин :

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

где $n_p = 160 \text{ мин}^{-1}$ – расчетная частота вращения заготовки;

D_{min} – диаметр фрезы, принимаем $D_{\text{min}} = 50$ мм.

Тогда,

$$V_P = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 160}{1000} = 25,12 \text{ м/мин},$$

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 5}{25,12} = 11942,675 \text{ Н},$$

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

Осевые моменты инерции сечения:

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

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

где d – внешний диаметр;

d_1 – внутренний диаметр,

тогда,

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (100^4 - 36,3^4) = 4,821 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (90^4 - 33^4) = 3,161 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

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

$$Q = \sqrt{F_{r\text{шп}}^2 + F_{t\text{шп}}^2},$$

$$Q = \sqrt{1694,254^2 + 4654,545^2} = 4944,854 \text{ Н}$$

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

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

где $b = 90$ мм – диаметр внутреннего кольца подшипника,

тогда,

$$j_B = 46,5 \cdot 90^{0,922} = 2946,216 \text{ Н/мм.}$$

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

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

где $b = 100$ мм– диаметр внутреннего кольца подшипника,

тогда,

$$j_A = 46,5 \cdot 100^{0,922} = 3246,78 \text{ Н/мм}$$

$\sigma_\Sigma =$

$$\begin{aligned} & 11942,675 \left(\frac{70^3}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 4,821 \cdot 10^6} + \frac{318,4 \cdot 70^2 (1-0,45)}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 3,161 \cdot 10^6} + \right. \\ & \left. + \frac{3246,78 \cdot 70^2 (1-0,45) + 2946,216 [318,4 + 70 (1-0,45)]^2}{3246,78 \cdot 2946,216 \cdot 318,4^2} \right) \\ & + 4944,854 (1 - 0,45) \left[\frac{2946,216 (318,4 + 70) (318,4 - 172,3) - 3246,78}{3246,78 \cdot 2946,216 \cdot 318,4^2} - \right. \\ & \left. \frac{70}{3 \cdot 2,14 \cdot 10^5 \cdot 3,161 \cdot 10^6 \cdot 318,4} (172,3^3 + 2 \cdot 318,4^2 \cdot 172,3 - 3 \cdot 318,4 \cdot 172,3^2) \right] \Big) = \\ & 11942,675 (1,2 \cdot 10^{-7} + 4,23 \cdot 10^{-7} + 9,154 \cdot 10^{-6}) + 2719,67 [1,724 \cdot 10^{-4} - \\ & 8,633 \cdot 10^{-7}] = 0,116 + 0,466 = 0,582 \text{ мм} = 582 \text{ мкм} \end{aligned}$$

С учетом этого, жесткость шпиндельного узла будет равна:

$$j_{шп} = \frac{P}{\sigma_\Sigma} = \frac{11942,675}{582} = 20,52 \text{ Н/мкм.}$$

7.2 Уточненный расчет опор шпинделя

Определив жесткость опор, учитывая межопорное расстояние l , проверяем зависимость между максимальной жесткостью $j_{\max}$, Н/мм, и расстоянием между опорами l , мм, [2, с.44]:

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

$$\lambda = \frac{a}{l},$$

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

следовательно,

$$\chi = \frac{3,161 \cdot 10^6}{4,821 \cdot 10^6} = 0,655,$$

$$\lambda = \frac{70}{318,4} = 0,219,$$

$$j_{\max} =$$

$$= \frac{3246,78}{1 + 0,219 + 0,219 \cdot (3 + 2 \cdot 0,655 \cdot 0,219) \cdot (1 + 0,219 + 0,219 \cdot \frac{3246,78}{2946,216})}$$
$$= 1430,299 \text{ Н/мм}$$

Проверяем условие жесткости для токарных и фрезерных станков [2, с.44]:

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

$$250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{3246,78}{1 + 0,219} = 6658,695 > 3246,78 \text{ Н/мм,} \quad \text{условие не}$$

выполняется, жесткость подшипниковых опор недостаточна.

8 Расчет соединений вал-ступица

8.1 Проверочный расчет шлицевых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением смятия (рисунок 18). Поэтому $\sigma_{см}$ – обобщенный критерий расчета и на смятие, и на износ.

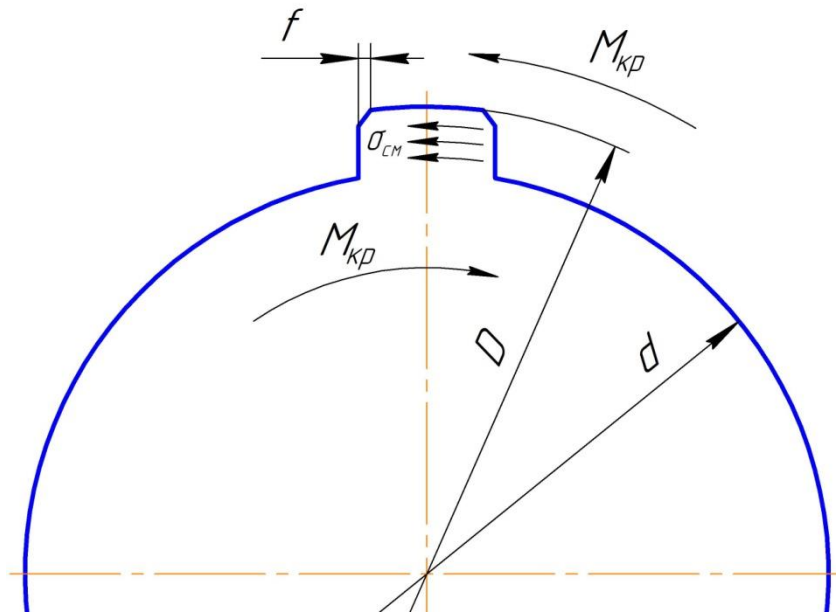


Рисунок 18 – Расчетная схема шлицевого соединения

Исходные данные для вала I:

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

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

где $M_1 = 74,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент на валу I;

$K_3 = 0,75$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев;

$z = 8$ – число зубьев;

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

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

$d = 36$ мм – внутренний диаметр;

$f = 0,4$ – фаска на вершине шлица;

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

$l = 20$ мм – рабочая длина зубьев.

Тогда,

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (42 - 36) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм},$$

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

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 74,1}{0,75 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 20} = 14,394 \leq [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} \text{— для}$$

неподвижных соединений, условие выполняется.

Исходные данные для вала II:

Условие прочности вид [3, с. 154, ф. 8.3]:

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot M_2}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{cm}]$$

где $M_2 = 84,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $K_3 = 0,75$; $z = 8$; $h = 0,5$; $D = 42$ мм; $d = 36$ мм; $f = 0,4$;
 $d_{cp} = 0,5(D + d)$, мм; $l = 140$ мм.

Тогда,

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (42 - 36) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм},$$

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

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 84,8}{0,75 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 140} = 2,353 \leq [\sigma_{cm}] = 4 \dots 7 \text{ МПа} \text{— для подвижных}$$

соединений без нагрузки, условие выполняется.

Исходные данные для вала III:

Условие прочности имеет вид [3, с. 154, ф. 8.3]:

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot M_3}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{cm}]$$

где $M_3 = 320,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $K_3 = 0,75$; $z = 8$; $h = 0,5(D - d) - 2f$, мм; $D = 48$ мм; $d = 42$ мм; $f = 0,4$; $d_{cp} = 0,5(D + d)$, мм; $l = 25$ мм.

Тогда,

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (48 - 42) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм},$$

$$d_{cp} = 0,5(48 + 42) = 45 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 320,52}{0,75 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 45 \cdot 25} = 43,167 > [\sigma_{\text{см}}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} \quad , \text{для}$$

неподвижных соединений, условие не выполняется.

Принимаем шлицевое соединение тяжелой серии:

где $D = 52 \text{ мм}$;

$d = 42 \text{ мм}$;

$f = 0,4$;

$z = 10$,

тогда,

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (52 - 42) - 2 \cdot 0,4 = 4,2 \text{ мм},$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5(52 + 42) = 47 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 320,52}{0,75 \cdot 10 \cdot 4,2 \cdot 47 \cdot 25} = 17,319 \leq [\sigma_{\text{см}}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} \quad , \text{для}$$

неподвижных соединений, условие не выполняется.

Исходные данные для шпинделя :

Условие прочности имеет вид [3, с. 154, ф. 8.3]:

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

где $M_{\text{шп}} = 307,99 \text{ Н} \cdot \text{м}$

$K_3 = 0,75$; $z = 10$; $h = 0,5(D - d) - 2f$, мм, $D = 82 \text{ мм}$; $d = 72 \text{ мм}$; $f = 0,5$;

$d_{\text{ср}} = 0,5(D + d)$, мм; $l = 25 \text{ мм}$.

Тогда,

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 \cdot (82 - 72) - 2 \cdot 0,5 = 4 \text{ мм},$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5(82 + 72) = 77 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 307,99}{0,75 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 77 \cdot 25} = 7,999 > [\sigma_{\text{см}}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} \quad , \text{для неподвижных}$$

соединений, условие не выполняется.

8.2 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 19).

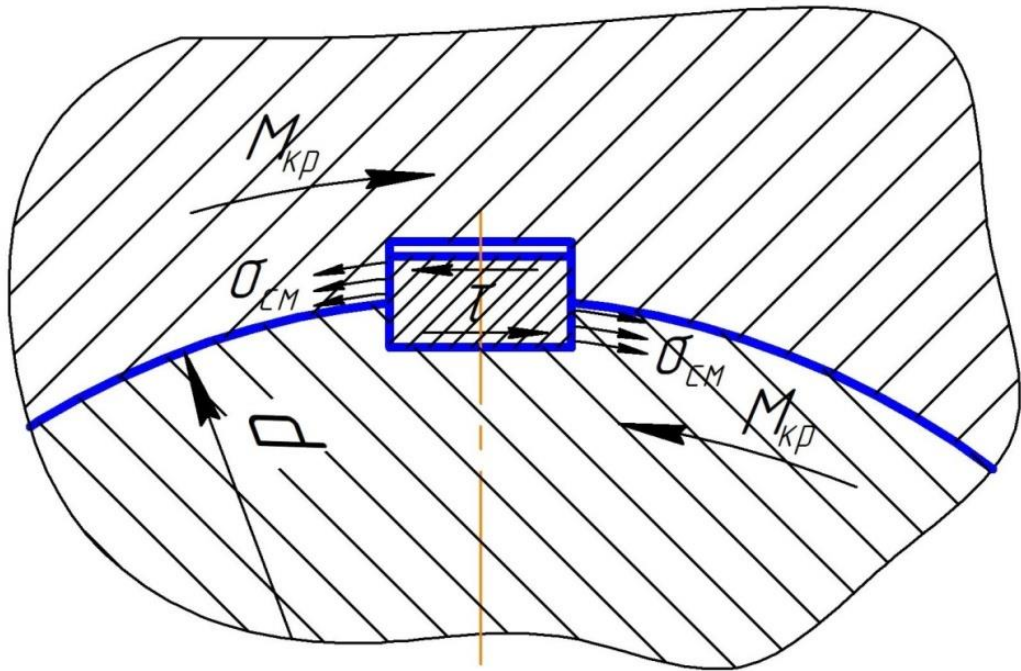


Рисунок 19 – Расчетная схема шпоночного соединения

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

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

где $M_1 = 74,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент на валу I;

$d = 35 \text{ мм}$ – диаметр вала под шпонку;

$t_1 = 5 \text{ мм}$ – высота шпонки в валу;

$h = 8 \text{ мм}$ – высота шпонки;

$l_p = 50 \text{ мм}$ – длина шпонки,

тогда,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 74,1}{35 \cdot 50(8-5)} = 28,228 > 110 \dots 200 \text{ Мпа} - \text{условие выполняется.}$$

Для вала III:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot M_3}{dl_p(h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $M_3 = 320,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – передаваемый вращающий момент на валу II;

$d = 50 \text{ мм}$ – диаметр вала под шпонку;

$t_1 = 5,5 \text{ мм}$ – высота шпонки в валу;

$h = 9 \text{ мм}$ – высота шпонки;

$l_p = 50 \text{ мм}$ – длина шпонки,

тогда,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 320,52}{50 \cdot 50(9-5,5)} = 73,262 \leq 110 \dots 200 \text{ Мпа} - \text{условие выполняется.}$$

9 Разработка роботизированного технологического комплекса

9.1 Описание вспомогательного оборудования

Режимы работы управляющего устройства промышленного робота

Управляющее устройство работает в четырех основных режимах:

- обучение и редактирование;
- воспроизведение;
- диагностика;
- работа с ВЗУ.

Каждый из режимов связан с определенным этапом окончательной настройки и нормальной работы робототехнического комплекса (РТК).

Режим: Обучение и редактирование

В этом режиме можно выполнять следующие функции: запись, коррекцию, переименование и стирание программ;

- запись, коррекцию и стирание шагов;
- запись, коррекцию и стирание точек;
- ручное движение робота;
- выполнение одной команды;
- заполнение, коррекцию.

Режим: Воспроизведение

В этом режиме выполняются следующие функции:

- запуск и останов технологической программы;
- подключение к управлению и освобождение от управления машины;
- включение воздушной струи;
- открытие и закрытие щита машины;
- пошаговое выполнение программы;
- выполнение G-команд программы;
- выполнение M-команд программы;
- диагностические функции;
- выбор программы и номера команды начала интерпретации.

Связь между этапами, режимами и исполнителями при работе системы.

Режим: Диагностика

В этом режиме выполняются следующие функции:

- установление робота в нулевой позиции;
- чтение и коррекция параметров настройки;
- сброс аварийной ошибки;
- ручное движение;
- вывод робота из зоны крайнего выключателя;
- переброс базовых величин параметров из постоянной памяти в CMOS-память (энергонезависимая память);
- автоматическая коррекция суммарной ошибки при управлении осями;
- инициализация параметров, необходимых для сервоуправления.

Режим: Работа с ВЗУ

В этом режиме выполняются следующие функции:

- форматирование гибкого магнитного мини-диска;
- запись файла на гибком диске;
- чтение файла на гибком диске;
- сравнение файла гибкого магнитного диска с файлом памяти;
- стирание файла с гибкого диска.

Язык программирования.

Виды команд.

В программной памяти можно записать до 99 различных программ. Одна программа представляет собой последовательность команд и подпрограмм и описывает действия РТК при выполнении определенного технологического цикла. Каждая программа может обращаться к другой программе как к подпрограмме (команда M93). Желательно, чтобы главная программа завершалась одной из команд M02 (стоп с возвращением в начало программы), M97 (безусловный переход в начало программ) или M92 (безусловный переход к метке). Для более универсального использования подпрограмм предусмотрена команда G91 (присвоение точки точке). Таким

образом, подпрограмма может работать с «формальными» очками, т. е. с точками, которые используются в подпрограмме и которым необходимо присвоить конкретные величины перед обращением главной программы к этой подпрограмме.

Виды команд и типы переменных.

В зависимости от своего предназначения команды подразделяются на следующие группы:

- команды движения робота;
- команды управления внешним технологическим оборудованием;
- команды управления схватами;

Переменными в командах являются:

- точки;
- скорость;
- время задержки;
- внутренние регистры;
- входные сигналы;
- выходные сигналы;
- счетчики циклов;
- метки

Управление роботом и обрабатывающим центром осуществляется от автономной системы управления.

Учитывая тип производства (серийное) и сложность ориентации заготовки, в качестве транспортно-накопительной системы выбираем тактовый стол модели СТ 150.

Тактовый стол, используемый в данном РТК, представляет собой горизонтально замкнутый тележечный грузонесущий конвейер с настольным пульсирующим (тактовым) перемещением тележек, предназначенный для подачи заготовок и приема готовых деталей. Разгрузка тележек осуществляется в автоматическом цикле с использованием промышленного

робота. На каждой тележке расположена паллета с приспособлением, позволяющим расположить на ней 4 детали (рисунок 9). Учитывая, что среднее время обработки одной детали составляет приблизительно 5 минут, а количество тележек с паллетами 20 (19 – с деталями и заготовками, 1 – свободная для перегрузки готовых деталей), обеспечивается бесперебойная работа РТК в течении около 1,5 часов.

Описание характеристик тактового стола модели СТ 150

Габаритные размеры стола, мм	
длина, L	2250
ширина, B	650
высота, H	700-850
Грузоподъемность одной пластины, кг	10
Число пластин (паллет)	20
Размеры пластин, мм	
A×B	150×225
l×b	150×150
E	100
D	120±0,2

Необходимо стремиться к типовым решениям хотя бы для однородных операций и деталей одного конструктивного класса. Причем нужно придерживаться некоторых общих принципов:

- принципа минимума, заключающегося в том, что при компоновке следует стремиться использовать как можно меньше вспомогательных устройств, предусматривать минимальное количество движений при манипуляции предметами труда или инструментом, сокращать время выполнения операций и производственную площадь, занимаемую элементами РТК;

- принципа обеспечения удобства обслуживания и ремонта РТК и в первую очередь соблюдения техники безопасности (ГОСТ 12.2.72–82).

При этом требуется:

- предусматривать максимальную механизацию и автоматизацию вспомогательных операций (транспортировка заготовок и деталей, загрузка

ими накопителей и питателей, удаление стружки, окалины и облоя из рабочей зоны и т. д.) связанных с воздействием на работающих опасных и вредных производственных факторов, оставляя за оператором в основном функции управления и контроля;

- обеспечивать удобный и безопасный доступ обслуживающего персонала к основному и вспомогательному технологическому оборудованию, ПР и органам аварийного отключения и управления;

- исключать пересечение трасс следования оператора и исполнительных устройств ПР;

- размещать пульт управления вне рабочего пространства ПР; вокруг него должно быть достаточно места, чтобы оператор мог беспрепятственно пользоваться кнопкой аварийного отключения и имел хороший обзор;

- предусматривать при расчете площади ограждаемой зоны необходимые расстояния между стационарным ограждением, элементами промышленного робота и технологического оборудования для безопасного выполнения операций программирования, обучения, ремонта и контроля ПР.

Описание схемы расположения оборудования РТК: выбрана схема с тремя станками, одноруким роботом, имеющим шесть степеней подвижности – поворот колонки, выдвижение/втягивание руки, опускание/поднятие захватного органа и тактовым столом и двумя кантовочными подставками.

9.2 Расчет и составление циклограммы работы РТК

Расчет элементов времени движения руки робота. Робот находится в исходном положении перед станком.

1. Поворот захвата по вертикальной оси (I-I) на 90°

$$t_1 = \frac{\alpha}{V}, \text{ с.}$$

$$t_1 = \frac{90^\circ}{60} = 1,5 \text{ с.}$$

2. Опустить руку схвата по оси I-I (опустить на 300мм вниз).

$$t_2 = \frac{l}{V}, c$$

$$t_2 = \frac{0,300}{0,300} = 1,0 c.$$

3. Выдвижение руки схвата по направлению к тактовому столу вдоль оси II-II

$$t_3 = \frac{200}{400} = 0,5 c.$$

4. Закрепление детали в схвате

$$t_4 = 2 c.$$

5. Поднять руку схвата с заготовкой по оси I-I (поднять на 300мм вверх)

$$t_5 = \frac{0,300}{0,300} = 1,0 c.$$

6. Поворот робота вдоль оси I-I на 90° (по направлению к станку)

$$t_6 = \frac{90^\circ}{60} = 1,5 c.$$

7. Выдвижение руки схвата по направлению к приспособлению вдоль оси II-II

$$t_7 = \frac{200}{400} = 0,5 c.$$

8. Зажим заготовки в приспособлении станка

$$t_8 = 3 c.$$

9. Разжим схвата

$$t_9 = t_3 = 2 c.$$

10. Поднять руку схвата по оси I-I (поднять на 300мм вверх)

$$t_{10} = \frac{0,300}{0,300} = 1,0 c.$$

11. Движение руки схвата по направлению от станка вдоль оси II-II

$$t_{11} = t_7 = 0,5 c.$$

13. Закрыть ограждение станка

$$t_{13} = 3 c.$$

14. Запуск шпинделя станка

$$t_{14} = 3 c.$$

15. Обработка по программе

$$T_{15} = 35 \text{ мин.}$$

16. Открыть ограждение станка

$$t_{16} = 3 \text{ с.}$$

17. Движение руки схвата по направлению к приспособлению станка
вдоль оси II-II

$$t_{17} = t_7 = 0,5 \text{ с.}$$

18. Опустить руку схвата по оси I-I (на 300мм вниз)

$$t_{18} = \frac{0,300}{0,300} = 1,0 \text{ с.}$$

19. Зажим схвата

$$t_{19} = t_3 = 2 \text{ с.}$$

20. Разжим заготовки (приспособления) станка

$$t_8 = 3 \text{ с.}$$

21. Поднять руку схвата по оси I-I (поднять на 300мм вверх)

$$t_{21} = \frac{0,300}{0,300} = 1,0 \text{ с.}$$

22. движение руки схвата по направлению от патрона вдоль оси III-III

$$t_{22} = t_6 = 0,5 \text{ с.}$$

23. Поворот захвата по вертикальной оси (I-I) на 90°

$$t_{23} = 1,5 \text{ с.}$$

24. Опустить руку схвата по оси I-I (опустить на 150мм вниз).

$$t_{24} = 0,5 \text{ с.}$$

25. Выдвижение руки схвата по направлению к тактовому столу вдоль
оси II-II

$$t_{25} = \frac{200}{400} = 0,5 \text{ с.}$$

26. Разжим схвата

$$t_{26} = 2 \text{ с.}$$

27. Опустить руку схвата по оси I-I (опустить на 150мм вниз).

$$t_{27} = 0,5 \text{ с.}$$

27. Поднять руку схвата с заготовкой по оси I-I (поднять на 300мм
вверх)

$$t_5 = \frac{0,300}{0300} = 1,0 \text{ c.}$$

28. Поворот тактового стола.

Повтор переходов начиная с п.2

Время цикла: $T_{\text{ц}} = 39,5 \text{ мин}$

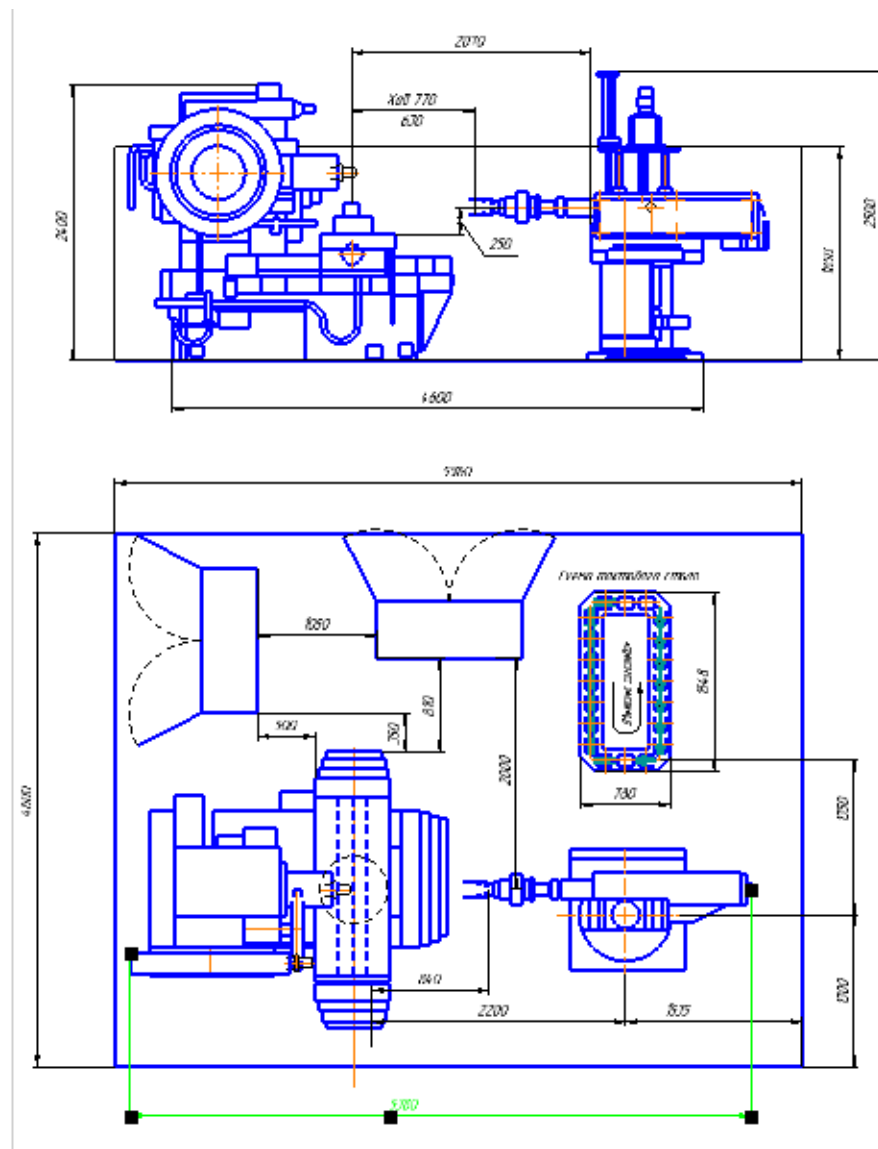


Рисунок 20 – Схема работы РТК

Циклограмма работы РТК показана на рисунке 21.

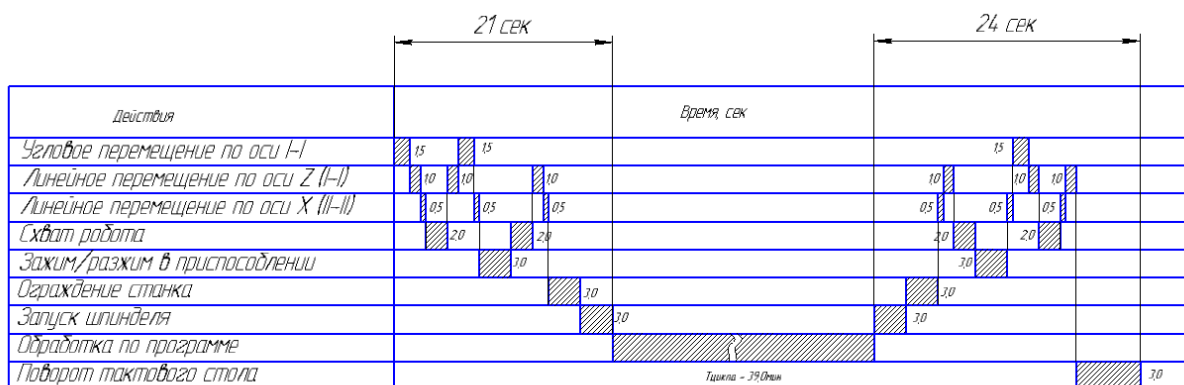


Рисунок 21 – Циклограмма работы РТК

10 Расчёт РТК на основе теории массового обслуживания

Задачей анализа РТК является определение вероятностей P_k ее нахождения в каждом из возможных состояний $E_1, \dots, E_m$ и численных значений показателей, характеризующих производительность. В качестве таких показателей используют:

- среднее использование манипулятора A_m , %;
- среднее использование одного станка A_c , %;
- коэффициент простоя при многостаночном обслуживании, K_c %.

Допустимыми считаются следующие значения данных показателей [2, с. 20]:

$$A_m \geq 20\%; A_c \geq 80\%; K_c \leq 2\%$$

Средняя частота или интенсивность поступления заказов на обслуживание в единицу времени определяют по следующей формуле [2, с. 22]:

$$\lambda = \frac{1}{T_{\text{ц}}},$$

где $T_{\text{ц}}$ – среднее время обслуживания цикла работы гибкого обрабатывающего центра, $T_{\text{ц}} = 39,5$ мин.

$$\lambda = \frac{1}{39,5} = 0,025$$

Интенсивность обслуживания станков, определяющая среднее число выполняемых в единицу времени заказов на обслуживание, определяется по формуле [2, с. 22]:

$$\nu = \frac{1}{T_{\text{об}}},$$

где $T_{\text{об}}$ – среднее время обслуживания одного станка, $T_{\text{об}} = 2,02$ мин.

$$\nu = \frac{1}{2,02} = 0,5$$

Для расчетов и дальнейшего анализа будем определять отношение средней интенсивности заявок к средней интенсивности обслуживания по [2, с.22]:

$$\rho = \frac{\lambda}{\nu};$$

$$\rho = \frac{0,025}{0,5} = 0,05$$

Для данного типа РТК вероятность того, что все станки работают, а робот простаивает определяется по формуле [2, с. 26]:

$$P_0 = \frac{1}{1 + m \cdot \rho + \sum_{k=2}^m \frac{m!}{(m-k)!} \cdot \rho^k}$$

где k – число заявок на обслуживание, $k = 0, 1, 2, \dots, m$;

m – число станков.

Робот работает при состояниях системы от E_1 до E и вероятность его простоя определяется по формуле [2, с. 28]:

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k$$

где P_k – вероятность нахождения системы в одном из возможных состояний, определяется по формуле [2, с. 27]:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot \rho \cdot P_0$$

Состояние при $k = 0$ означает отсутствие заказов на обслуживание и $P_k = P_0$.

Число станков, ожидающих обслуживания в находящихся впереди на исполнение заказа, определяется состоянием $E_2 - E_m$. При этом один станок обслуживается, а $(k - 1)$ – ждут обслуживания. Среднее число ожидающих станков определяется по формуле [2, с. 26]:

$$n_c = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k$$

Коэффициент простоя одного станка из-за ожидания при многостаночном обслуживании определяется по формуле [2, с. 27]:

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k$$

Среднее использование (недогрузка) одного станка определяется по формуле[2, с. 28]:

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (k-m) \cdot P_k$$

Выше описанные формулы, описывают производительность РТК.

Исходные данные для расчета:

$$T_0 = 39,5 \text{ мин}; T_{об} = 2,02 \text{ мин}; m = 3; p = 0,05.$$

При $k = 0$:

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,05 + \sum_{k=2}^3 \frac{3!}{(3-k)!} \cdot 0,05^k} = 0,86$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 0,86$$

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-0) \cdot 0,05 \cdot 0,86 = 0,129$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,86 = 0,86$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,86 = 0,286$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,86 = 0,86$$

При $k = 1$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-1) \cdot 0,05 \cdot 0,129 = 0,0129$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 0,86 + 0,129 = 0,989$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,129 = 0,129$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,129 = 0,043$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,129 = 0,129$$

При $k = 2$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-2) \cdot 0,05 \cdot 0,0129 = 0,00065$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 0,989 + 0,0129 = 1,0019$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,0129 = 0,0129$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,0129 = 0,0043$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,0129 = 0,0129$$

При $k = 3$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-3) \cdot 0,05 \cdot 0,00065 = 0$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 1,0019 + 0,00065 = 1,00255$$

$$A_M = 1,00255 = 100,2\% > 20\%$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,00065 = 0,00065$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,00065 = 0,00021$$

$$K_C = 0,00021 = 0,21\% < 2\%$$

$$A_C = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,86 + (3-1) \cdot 0,129 + (3-2) \cdot 0,0129 + (3-3) \cdot 0,00065 = 1,1309$$

$$A_C = 1,1309 = 113,09\% > 80\%$$

Все заключительные расчеты сведем в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты расчетов

Состояние K_c	Число ожидающих станков	Вероятность P_k	$(k-1) \cdot P_k$	$(m-k) \cdot P_k$
--------------------	-------------------------------	----------------------	-------------------	-------------------

	(k-1)			
0	0	0,86	-	2,58
1	0	0,129	-	0,258
2	1	0,0129	0,0129	0,0129
3	2	0,00065	0,0013	0
-	-	-	$\Sigma = 0,0142$	$\Sigma = 2,8509$

Произведем аналогичные расчеты для следующих исходных данных:

$T_0 = 15$ мин; $T_{об} = 2,02$ мин; $m = 3$; $p = 0,132$.

При $k = 0$:

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,132 + \sum_{k=2}^3 \frac{3!}{(3-2)!} \cdot 0,132^2} = 1,413$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 1,413$$

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-0) \cdot 0,132 \cdot 1,413 = 0,56$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 1,413 = 1,413$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 1,413 = 0,471$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,413 = 1,413$$

При $k = 1$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-1) \cdot 0,132 \cdot 0,56 = 0,147$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 0,56 + 1,413 = 1,973$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,56 = 0,56$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,56 = 0,186$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,56 = 0,56$$

При $k = 2$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-2) \cdot 0,132 \cdot 0,147 = 0,0194$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 1,973 + 0,147 = 2,12$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,147 = 0,147$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,147 = 0,049$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,147 = 0,147$$

При $k = 3$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-3) \cdot 0,132 \cdot 0,0194 = 0$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 2,12 + 0,0194 = 2,1394$$

$$A_M = 2,1394 = 213,94\% > 20\%$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,0194 = 0,0194$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,0194 = 0,0064$$

$$K_C = 0,0064 = 0,64\% < 2\%$$

$$A_C = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,413 + (3-1) \cdot 0,56 + (3-2) \cdot 0,147 + (3-3) \cdot 0,0194 = 2,68$$

$$A_C = 2,68 = 268\% > 80\%$$

Все заключительные расчеты сведем в таблицу 4.

Таблица 4 – Результаты расчетов

Состояние K_C	Число ожидающих станков	Вероятность P_k	$(k-1) \cdot P_k$	$(m-k) \cdot P_k$
--------------------	-------------------------------	----------------------	-------------------	-------------------

	(k-1)			
0	0	1,413	-	4,239
1	0	0,56	-	1,12
2	1	0,147	0,147	0,147
3	2	0,0194	0,0388	0
-	-	-	$\Sigma = 0,1858$	$\Sigma = 5,506$

Произведем аналогичные расчеты для следующих исходных данных:

$T_0 = 1$ мин; $T_{06} = 1$ мин; $m = 3$; $p = 0,2$.

При $k = 0$:

$$P_0 = \frac{1}{1 + 3 \cdot 0,2 + \sum_{k=2}^3 \frac{3!}{(3-2)!} \cdot 0,2^2} = 1,72$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 1,72$$

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-0) \cdot 0,2 \cdot 1,72 = 1,032$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 1,72 = 1,72$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 1,72 = 0,573$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,72 = 1,72$$

При $k = 1$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-1) \cdot 0,2 \cdot 1,032 = 0,4128$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 1,72 + 1,032 = 2,752$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 1,032 = 1,032$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 1,032 = 0,344$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,032 = 1,032$$

При $k = 2$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-2) \cdot 0,2 \cdot 0,4128 = 0,08256$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 2,752 + 0,4128 = 3,1698$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,4128 = 0,4128$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,4128 = 0,1376$$

$$A_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=0}^m (m-k) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 0,4128 = 0,4128$$

При $k = 3$:

$$P_{k+1} = (m-k) \cdot p \cdot P_0 = (3-3) \cdot 0,2 \cdot 0,08256 = 0$$

$$A_M = \sum_{k=1}^m P_k = 3,1698 + 0,08256 = 3,25236$$

$$A_M = 3,25236 = 325,24\% > 20\%$$

$$n_C = \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = (2-1) \cdot 0,08256 = 0,08256$$

$$K_C = \frac{1}{m} \cdot \sum_{k=2}^m (k-1) \cdot P_k = \frac{1}{3} \cdot (2-1) \cdot 0,08256 = 0,02752$$

$$K_C = 0,02752 = 2,75\% < 2\%$$

$$A_C = \frac{1}{3} \cdot (3-0) \cdot 1,72 + (3-1) \cdot 1,032 + (3-2) \cdot 0,4128 + (3-3) \cdot 0,08256 = 4,1968$$

$$A_C = 4,1968 = 419,68\% > 80\%$$

Все заключительные расчеты сведем в таблицу 5.

Таблица 5 – Результаты расчетов

Состояние K_C	Число ожидающих станков	Вероятность P_k	$(k-1) \cdot P_k$	$(m-k) \cdot P_k$
--------------------	-------------------------------	----------------------	-------------------	-------------------

	(k-1)			
0	0	1,72	-	5,16
1	0	1,032	-	2,064
2	1	0,4128	0,4128	0,4128
3	2	0,08256	0,16512	0
-	-	-	$\Sigma = 0,57792$	$\Sigma = 7,6368$

Таким образом, найденные значения параметров A_m , A_c и K_c находятся в пределах приведенных диапазонов ($A_m \geq 20 \%$; $A_c \geq 80 \%$; $K_c \leq 2 \%$), значит, анализ по всем правилам считается законченным. По полученным результатам расчета можно сделать вывод, использование данного РТК целесообразнее при среднем машинном времени от 39,5 до 10 минут. При этом при 10 минутах среднего машинного времени все показатели производительности находятся в пределах допустимых значений, кроме коэффициента простоя при многостаночном обслуживании, и он вышел из доступных значений. Если при дальнейших расчетах коэффициент простоя возрастет выше 2,5%, это приведет к снижению производительности, что в принципе допустимо в случае крайней необходимости на некоторый промежуток времени. В заключении можно сказать, что использование проектируемого промышленного робота в данном РТК считается целесообразным, т.к. обработка детали происходит в заданных временных значениях и является наиболее оптимальным вариантом.

11 Расчёт шарико-винтовой передачи привода подач обрабатывающего центра

11.1 Критерии работоспособности шарико-винтовой передачи

Шарико-винтовая передача должна удовлетворять следующим критериям работоспособности:

- контактной статической прочности рабочих поверхностей винта, гайки и шариков;
- сопротивлению контактной усталости рабочих поверхностей;
- заданной жесткости;
- статической устойчивости;
- динамической устойчивости;
- прочности стержня винта.

В соответствии с основными критериями работоспособности шарико-винтовых передач расчет ведут по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивание рабочих поверхностей) и по статической грузоподъемности для предупреждения пластического деформирования тел и поверхностей качения.

11.2 Исходные данные для расчета шарико-винтовой передачи

Данные проектируемой ШВП согласовываются с ранее выданным ТЗ и паспортными данными станка.

Основными и сходными параметрами при проектном расчете шарико-винтовой передачи являются [2]:

- | | |
|------------------------------------|---------------------------|
| –исполнение | –корпусное; |
| –тип передачи | –предварительным натягом; |
| –число заходов резьбы | $z = 1$; |
| –число рабочих витков каждой гайки | $j_v = 3$; |
| –минимально необходимая жесткость: | $R = 950 \text{ Н/мкм}$; |

–требуемый ресурс:	$d_{0n} = 5000\text{ч};$
–вероятность безотказной работы:	$P_t = 98\%;$
–класс точности 5	по ГОСТ 2 P31-4-88;
–твёрдость рабочих поверхностей	HRC=59...63;
–ведущий элемент	винт;
–схема закрепления винта	один конец закреплён жестко, второй опорный;
–длина неопорной части винта	$l = 1250 \text{ мм};$
–коэффициент запаса по частоте вращения	$K_v = 0,8 \text{ мм};$
–коэффициент трения качения:	$f_k = 0,2 \text{ мм};$

Максимальную осевую силу, нагружающую винт $F_{\max}$ определяем из паспорта станка, она составляет 2500 Н.

Максимальная частота вращения $n_{\max}$ составляет 100 об/мин.

11.3 Выявление максимальных параметров

Так как проектируемая передача имеет предварительный натяг для расчёта динамической грузоподъемности C_{amin} и статической грузоподъемности C_{0amin} .

Необходимо заранее определить корректирующий коэффициент K динамической грузоподъемности корректирующий коэффициент K_0 статической грузоподъемности.

Корректирующий коэффициент динамической грузоподъемности K рассчитываем по формуле:

$$K = \frac{K_T \cdot K_P \cdot K_H \cdot K_M}{K_i}$$

где K_T – коэффициент корректировки точности изготовления для расчёта Динамической грузоподъемности;

K_P – коэффициент вероятности безотказной работы для расчёта динамической грузоподъемности;

K_H —коэффициент твёрдости поверхности качения для расчёта динамической грузоподъемности;

K_M — коэффициент сопротивления контактной усталости материала для расчёт динамической грузоподъемности;

K_i —коэффициент числа заходов витков для расчёта динамической грузоподъемности.

Корректирующий коэффициент статической грузоподъемности K_0 рассчитываем по формуле. Коэффициент твёрдости поверхности качения для расчёта динамической грузоподъемности K_H рассчитаем по формуле:

$$K_H = \left(\frac{HRC}{61} \right)^2$$

Принимаем среднее значение твёрдости из ранее заданного диапазона, тогда параметр твёрдости HRC для расчёта составит 63HRC.Таким образом:

$$K_H = \left(\frac{63}{61} \right)^2 = 1,1$$

Рассчитав и выбрав вышеуказанные коэффициенты рассчитаем корректирующий коэффициент динамической грузоподъемности K :

$$K = \frac{0,95 \cdot 0,68 \cdot 1,1 \cdot 1,5}{1} = 1,07$$

Корректирующий коэффициент статической грузоподъемности K_0 рассчитываем по формуле:

$$K_0 = \frac{K_{T0} \cdot K_{H0}}{K_{i0}}$$

где K_{T0} — коэффициент корректировки точности изготовления для расчёта статической грузоподъемности;

K_{H0} — коэффициент твёрдости поверхности качения для расчёта статической грузоподъемности;

K_{i0} — коэффициент числа заходов витков для расчёта статической грузоподъемности.

Коэффициент твёрдости поверхности качения для расчёта статической грузоподъемности K_{H0} рассчитаем по формуле:

$$K_{H0} = \left(\frac{HRC}{61} \right)^{4,4}$$

Принимаем среднее значение твёрдости из ранее заданного диапазона, тогда параметр твёрдости HRC для расчёта составит 63 HRC.

Таким образом по формуле:

$$K_H = \left(\frac{63}{61} \right)^{4,4} = 1,15$$

Рассчитав и выбрав вышеуказанные коэффициенты рассчитаем корректирующий коэффициент статической грузоподъемности K_0 по формуле:

$$K_0 = \frac{0,9 \cdot 1,15}{1} = 1,04$$

Таким образом найдены необходимые корректирующие коэффициенты.

11.4 Предварительный выбор типоразмера шарико-винтовой передачи

Динамическая грузоподъемность сохранения натяга и достижения требуемой жесткости рассчитывается по формуле:

$$C_{amin} = \frac{1,25 \cdot F_{max}}{K}, H$$

$$C_{amin} = \frac{1,25 \cdot 2500}{1,07} = 3344 H$$

Условие для передач с натягом $C_a \geq C_{amin}$.

Для передачи с натягом минимально необходимая базовая статическая грузоподъемность из условия сохранения натяга и достижения требуемой жесткости рассчитывается по формуле:

$$C_{0amin} = \frac{F_{max}}{K_0}, H$$

$$C_{0amin} = \frac{2500}{1,04} = 2410 H$$

Выбираем для выбранного типоразмера ШВП значения:

d_0 – номинальный диаметр, $d_0=40\text{мм}$;

P – шаг резьбы, $P=10\text{мм}$;

D_W – диаметр шарика, $D_W=10\text{мм}$;

C_a – базовая динамическая грузоподъемность, $C_a=54700\text{Н}$.

C_{0a} – базовая статистическая грузоподъемность, $C_{0a}=85900\text{ Н}$.

Вычисляют значения скорректированной динамической грузоподъемности C_{ap} по формуле:

$$C_{ap} = K \cdot C_a, \text{ Н}$$

$$C_{ap} = 1,07 \cdot 54700 = 58530\text{Н}$$

Вычисляют значения скорректированной статистической грузоподъемности C_{0ap} по формуле:

$$C_{0ap} = K \cdot C_a, \text{ Н}$$

$$C_{0ap} = 1,04 \cdot 85900 = 89336\text{Н}$$

Для передачи с натягом выполняют оценку выбранного типоразмера передачи по возможной силе $F_{\text{НАТ}}$ предварительного натяга и максимально достижимой жесткости R_{max} :

Для предотвращения в процессе работы полной разгрузки нерабочей гайки, силу $F_{\text{НАТ}}$, предварительного натяга назначают равной:

$$F_{\text{нат}} = (0,1 \dots 0,2) \cdot C_{ap}, \text{ Н}$$

Примем для расчёта $F_{\text{НАТ}}$ коэффициент 0,2, тогда по формуле:

$$F_{\text{нат}} = 0,2 \cdot 58530 = 11706\text{Н}$$

При этом должно соблюдаться силовое условие предварительного натяга

$$F_{\text{нат}} \geq 0,25 \cdot F_{\text{max}}, \text{ Н}$$

$$11706 \geq 0,25 \cdot 2500, \text{ Н}$$

$$11706\text{Н} \geq 500\text{Н}$$

Условие предварительного силового натяга соблюдено.

Рассчитаем максимально достижимую жесткость R_{max} по формуле

$$R_{\text{max}} = 2,6 \cdot K_T \cdot R \cdot d_0^{0,89} \cdot D_W^{-0,56} \cdot (i_B \cdot K_Z)^{0,67} \cdot (0,2 \cdot C_{ap})^{0,33}, \text{ Н}$$

где K_z – коэффициент учитывающий неполноту рабочего витка вследствие наличия шариков в перепускном канале.

В свою очередь коэффициент учитывающий неполноту рабочего витка K_z рассчитывается по формуле

$$K_z = 1 - 3 \cdot \sin \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{p \cdot z}{\pi \cdot d_0} \right) \right), H$$

$$K_z = 1 - 3 \cdot \sin \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{10 \cdot 1}{3,14 \cdot 40} \right) \right) = 0,97H$$

Тогда по формуле:

$$R_{\max} = 2,6 \cdot 0,95 \cdot 950 \cdot 40^{0,89} \cdot 10^{-0,56} \cdot (3 \cdot 0,97)^{0,67} \cdot (0,2 \cdot 58530)^{0,33} \\ = 800199H$$

Так как максимальная жёсткость больше заданной, типоразмер считается выбранным правильно, поэтому далее можно рассчитывать фактическую жесткость передачи $R_{\text{факт}}$.

Рассчитаем фактическую жесткость передачи $R_{\text{факт}}$ по формуле

$$R_{\text{факт}} = 2,6 \cdot K_T \cdot R \cdot d_0^{0,89} \cdot D_W^{-0,56} \cdot (i_B \cdot K_z)^{0,67} \cdot (0,2 \cdot F_{\text{нат}})^{0,33}, H$$

Рассчитываем:

$$R_{\text{факт}} = 2,6 \cdot 0,95 \cdot 950 \cdot 40^{0,89} \cdot 10^{-0,56} \cdot (3 \cdot 0,97)^{0,67} \cdot (0,2 \cdot 11706)^{0,33} \\ = 467960H$$

Фактическая жёсткость больше заданной, что ещё раз подтверждает правильность выбора типоразмера.

11.5 Вычисление эквивалентной нагрузки

При эксплуатации на ШВП воздействуют различные осевые силы, отличающиеся значением, направлением, временем действия при различных частотах вращения.

Методика определения эквивалентной нагрузки приведена в ОСТ 2 Р31-5-89.

В станках применяют ШВП с натягом.

Для передачи с натягом эквивалентную нагрузку находят с учетом силы $F_{\text{нат}}$ предварительного натяга. ШВП с натягом состоит из двух гаек, каждая из которых после сборки нагружена осевой силой $F_{\text{нат}}$ натяга. Внешняя осевая сила F изменяет силы, действующие на гайки, нагружая одну гайку (рабочую) и разгружая другую (нерабочую). Как показали исследования, при достижении силой F значений, в 2,83 раза превышающих силы $F_{\text{нат}}$ натяга, происходит полная разгрузка нерабочей гайки и всю внешнюю осевую силу воспринимает рабочая гайка.

Внешняя осевая сила, действующая на левую гайку $F_{\text{ли}}=14990\text{Н}$

Средняя частота вращения $n_{\text{ср}}$ составляет 100 об/мин.

Найдём значение силы нагружающую левую (рабочую) гайку $Q_{\text{ли}}$ по формуле:

$$Q_{\text{ли}} = F_{\text{нат}} \cdot \left(1 + \frac{0,25 \cdot F_{\text{ли}}}{F_{\text{нат}}}\right)^2, \text{Н}$$

$$Q_{\text{ли}} = 11706 \cdot \left(1 + \frac{0,25 \cdot 14990}{11706}\right)^2 = 16190\text{Н}$$

Найдём значение силы нагружающую правую (нерабочую) гайку $Q_{\text{пи}}$ по формуле:

$$Q_{\text{пи}} = Q_{\text{ли}} - F_{\text{ли}}, \text{Н}$$

$$Q_{\text{пи}} = 16190 - 14990 = 1200\text{Н}$$

За значение эквивалентной силы $F_{\text{Е}}$ принимаем наибольшее из $Q_{\text{ли}}$ и $Q_{\text{пи}}$ по формуле:

$$F_{\text{Е}} = Q_{\text{ли}} = 14990\text{Н}$$

При расчете на статическую грузоподъемность ШВП с натягом, расчетной силой $F_{\text{р}}$ служит наибольшая из $Q_{\text{ли}}$ и $Q_{\text{пи}}$:

$$F_{\text{р}} = Q_{\text{ли}} = 14990\text{Н}$$

Таким образом расчётная сила была определена.

11.6 Расчет на статическую прочность

Статическая прочность поверхности качения обеспечена, если расчетная осевая сила F_p не превосходит скорректированную статическую грузоподъемность C_{0ap} :

$$F_p \leq C_{0ap} H$$
$$14990 H \leq 89336 H$$

Как можно видеть условие статической прочности выполнено.

11.7 Расчёт подачи на заданный ресурс

Фактический ресурс $L_{hф}$ передачи (в часах) рассчитываем по формуле:

$$L_{hф} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C_{ap}}{F_E}\right)^3}{60 \cdot n_{ср}}, \text{ час}$$

Рассчитываем:

$$L_{hф} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{58530}{14990}\right)^3}{60 \cdot 100} = 9921 \text{ час}$$

11.8 Проверка винта на статическую устойчивость

Винты передачи подвержены воздействию значительной осевой силы. Значение критической силы $F_{кр}$ вычисляют по формуле Эйлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d^4}{64 \cdot S \cdot (\mu \cdot l)^2}, H$$

где E – модуль упругости материала винта, МПа;

d – диаметр резьбы винта по впадинам, мм;

S – коэффициент запаса;

μ – коэффициент, зависящий от способа закрепления винта;

l – длина нагруженного (неопорного) участка винта, мм.

Диаметр резьбы винта по впадинам d находим по формуле

$$d = d_0 - D_w, \text{ мм}$$

$$d = 40 - 10 = 30 \text{ мм}$$

Модуль упругости E стального винта составляет $E = 2 \cdot 10^5$ МПа

Рекомендуемый коэффициент запаса $S = 3$

Для выбранной схемы закрепления, коэффициент, зависящий от способа закрепления составит $\mu = 0,7$

Длина нагруженного (неопорного) участка винта l для выбранного типоразмера составляет: $l = 1250 \text{ мм}$

Найдём значение критической силы $F_{кр}$ по формуле:

$$F_{кр} = \frac{3,14^3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 30^4}{64 \cdot 3 \cdot (0,7 \cdot 1250)^2} = 33061 \text{ Н}$$

Условие обеспечения статистической устойчивости – выполнено.

$$F_{max} \leq F_{кр}, \text{ Н}$$

$$2500 \leq 33061 \text{ Н}$$

11.9 Проверка винта на динамическую устойчивость

В соответствии с ОСТ 2 Р31-5-89 предельную частоту $n_{пред}$ вращения ШВП регламентируют двумя факторами: критической частотой $n_{кр}$ вращения и линейной скоростью движения шарика, последнюю в свою очередь ограничивают фактором, рассчитываем по формуле

$$d_0 \cdot n \leq 8 \cdot 10^4, \text{ мм}^4 \cdot \text{мин}^{-1}$$

Критическую частоту вращения $n_{кр}$ вычисляют из условия предотвращения резонанса:

$$n_{кр} = \frac{8 \cdot 10^7 \cdot \nu \cdot K_B \cdot d}{l^2}, \text{ мин}^{-1}$$

где ν – коэффициент, зависящий от способа закрепления винта;

K_B – коэффициент запаса по частоте вращения;

Коэффициент, зависящий от способа закрепления $\nu = 3,4$.

коэффициент запаса по частоте вращения $K_B = 0,8$.

Критическая частота вращения $n_{кр}$ по формуле:

$$n_{кр} = \frac{8 \cdot 10^7 \cdot 3,4 \cdot 0,8 \cdot 30}{1250^2} = 4177 \text{ мин}^{-1}$$

За предельную частоту вращения $n_{пред}$ принимаем значение критической частоты вращения составляет:

$$n_{пред} = n_{кр} = 4177 \text{ мин}^{-1}$$

Условие допустимости выбранных рабочих частот вращения соблюдено:

$$n_{max} \leq n_{пред} \\ 100 \leq 4177 \text{ мин}^{-1}$$

11.10 Определение КПД

Коэффициент полезного действия шарико-винтовой передачи, преобразующей вращательное движение в поступательное:

- при ведущем винте по формуле

$$\eta = \frac{tg(\psi) \cdot K_{нат}}{tg(\psi + \rho)}$$

где ψ – угол подъёма резьбы, рад;

$K_{нат}$ – коэффициент, учитывающий влияние натяга;

ρ – приведенный угол трения в резьбе, рад.

- при ведущей гайке по формуле

$$\eta = \frac{tg(\psi - \rho) \cdot K_{нат}}{tg(\psi)}$$

Угол подъёма резьбы ψ рассчитывают по формуле:

$$\psi = arctg\left(\frac{P \cdot z}{\pi \cdot d_0}\right) = arctg\left(\frac{10 \cdot 1}{3,14 \cdot 40}\right) = 4,5^\circ$$

Приведенный угол трения в резьбе ρ рассчитывают по формуле:

$$\rho = arctg\left(\frac{f_k}{0,5 \cdot D_w \cdot \sin(\alpha)}\right)$$

где f_k – коэффициент трения качения;

α – угол контакта, рад.

$$\rho = \arctg\left(\frac{0,015}{0,5 \cdot 10 \cdot \sin(0,785)}\right) = 0,008 \text{ рад}$$

Коэффициент, учитывающий влияние натяга $K_{\text{нат}}$ рассчитывается:

$$K_{\text{нат}} = \frac{\left(\frac{F_{\text{max}}}{F_{\text{нат}}}\right)}{\left(1 + \frac{0,65 \cdot F_{\text{max}}}{F_{\text{нат}}}\right) - \left(\left(1 - \frac{0,35 \cdot F_{\text{max}}}{F_{\text{нат}}}\right) \cdot \left(\frac{\text{tg}(\psi - \rho)}{\text{tg}(\psi + \rho)}\right)\right)}$$

$$K_{\text{нат}} = \frac{\left(\frac{2500}{11706}\right)}{\left(1 + \frac{0,65 \cdot 2500}{11706}\right) - \left(\left(1 - \frac{0,65 \cdot 2500}{11706}\right) \cdot \left(\frac{\text{tg}(0,05 - 0,007)}{\text{tg}(0,05 + 0,007)}\right)\right)}$$

$$= 0,75$$

Коэффициент полезного действия шарико-винтовой передачи при ведущем винте определим по формуле:

$$\eta = \frac{\text{tg}(0,05) \cdot 0,75}{\text{tg}(0,05 + 0,007)} = 0,67$$

Коэффициент полезного действия шарико-винтовой передачи при ведущей гайке определим по формуле:

$$\eta = \frac{\text{tg}(0,05 - 0,007) \cdot 0,75}{\text{tg}(0,05)} = 0,65$$

Определим момент холостого хода T_{xx} по формуле

$$T_{\text{xx}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot F_{\text{нат}} \cdot d_0 \cdot \sin(2 \cdot \rho)}{K_T \cdot \cos(\psi + \rho) \cdot \cos(\psi - \rho)}$$

$$T_{\text{xx}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 11706 \cdot 40 \cdot \sin(2 \cdot 0,007)}{0,95 \cdot \cos(0,05 + 0,007) \cdot \cos(0,05 - 0,007)} = 4,5 \text{ Нм}$$

Определим наибольший момент завинчивания $T_{\text{зав}}$ по формуле

$$T_{\text{зав}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot F_{\text{max}} \cdot z \cdot P}{\pi \cdot \eta} + T_{\text{xx}}$$

$$T_{\text{зав}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2500 \cdot 1 \cdot 10}{3,14 \cdot 0,66} + 4,5 = 10,5 \text{ Нм}$$

Рассчитаем наибольшую скорость линейного перемещения V по формуле:

$$V = \frac{P \cdot z \cdot n_{max}}{60000} = \frac{10 \cdot 1 \cdot 100}{60000} = 0,017 \text{ м/с}$$

11.11 Расчёт геометрии профиля резьбы

Радиус шарика r_w рассчитаем по формуле:

$$r_w = \frac{D_w}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ мм}$$

Радиус профиля резьбы $r_{пр}$ рассчитаем по формуле:

$$r_{пр} = 1,05 \cdot r_w, \text{ мм}$$

$$r_{пр} = 1,05 \cdot 5 = 5,25 \text{ мм}$$

Число шариков в одном витке гайки $z_{ш}$ рассчитаем по формуле:

$$z_{ш} = \frac{\pi \cdot d_0}{D_w \cdot \cos(\psi)} = \frac{3,14 \cdot 40}{10 \cdot \cos(4,5^\circ)} = 13$$

Число шариков канале возврата z' рассчитаем по формуле:

$$z' = \frac{3 \cdot P}{D_w} = \frac{3 \cdot 10}{10} = 3$$

Число рабочих шариков в одном витке с вкладышем $z_{ш}$ рассчитаем:

$$z_p = z_{ш} - z' = 13 - 3 = 10$$

Расчётное число шариков в i_b витках рассчитаем по формуле:

$$z_{расч} = 0,7 \cdot z_p \cdot P = 0,7 \cdot 10 \cdot 10 = 70$$

Нормальную силу, нагружающую один шарик F_n рассчитаем по формуле:

$$F_n = \frac{F_p}{z_{расч} \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\psi)}$$

$$F_n = \frac{1290}{70 \cdot \sin(0,785) \cdot \cos(0,05)} = 29 \text{ Н}$$

Параметр площадки контакта A_b рассчитаем по формуле:

$$A_b = \left(1 - \frac{r_w}{r_{пр}}\right) \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot \cos(\alpha)}{d_0}\right)$$

$$A_b = \left(1 - \frac{5,0}{5,25}\right) \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot \cos(0,785)}{40}\right) = 0,041$$

Площадь контакта M рассчитаем по формуле:

$$M = (1,32 - 0,98 \cdot A_b)^2, \quad \text{мм}^2$$

$$M = (1,32 - 0,98 \cdot 0,041)^2 = 1,55 \text{мм}^2$$

Длину дорожки качения А рассчитаем по формуле:

$$A = M \cdot \sqrt[3]{\frac{F_n \cdot r_w \cdot r_{\text{пр}}}{E \cdot (r_{\text{пр}} - r_w)}}, \quad \text{мм}$$

$$A = M \cdot \sqrt[3]{\frac{29 \cdot 5 \cdot 5,25}{2 \cdot 10^5 \cdot (5,25 - 5,0)}} = 0,35 \text{ мм}$$

Угол дорожки качения γ рассчитаем по формуле:

$$\gamma = \frac{A}{r_w} = \frac{0,35}{5} = 0,07 \text{ рад}$$

Радиус галтели винта r_B рассчитаем по формуле:

$$r_B = 0,2 \cdot r_w, \text{ мм}$$

$$r_B = 0,2 \cdot 5 = 1 \text{ мм}$$

Радиус галтели гайки r_r рассчитаем по формуле:

$$r_B = 0,15 \cdot r_w, \text{ мм}$$

$$r_B = 0,15 \cdot 5 = 0,75 \text{ мм}$$

Наружный диаметр резьбы винта d_1 рассчитаем по формуле:

$$d_1 = d_0 \cdot 2 \cdot ((r_w + r_B) \cdot \cos(\alpha + \gamma) - r_B), \text{ мм}$$

$$d_1 = 40 \cdot 2 \cdot ((5 + 0,75) \cdot \cos(0,785 + 0,07) - 0,75) = 48,58 \text{ мм}$$

Смещение центра радиуса профиля $c_{\text{пр}}$ рассчитаем по формуле:

$$c_{\text{пр}} = (r_{\text{пр}} - r_w) \cdot \sin(\alpha), \text{ мм}$$

$$c_{\text{пр}} = (5,25 - 5,0) \cdot \sin(0,785) = 0,1 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр резьбы винта d_{2B} рассчитаем по формуле:

$$d_{2B} = d_0 + 2 \cdot c_{\text{пр}} - 2 \cdot r_{\text{пр}}, \text{ мм}$$

$$d_{2B} = 40 + 2 \cdot 0,1 - 2 \cdot 5,25 = 29,7 \text{ мм}$$

Наружный диаметр резьбы гайки d_{2r} рассчитаем по формуле:

$$d_{2B} = d_0 - 2 \cdot c_{\text{пр}} + 2 \cdot r_{\text{пр}}, \text{ мм}$$

$$d_{2B} = 40 - 2 \cdot 0,1 + 2 \cdot 5,25 = 50,3 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр резьбы гайки d_{3r} рассчитаем по формуле:

$$d_{2B} = d_0 - 0,5 \cdot (d_0 - d_1), \text{ мм}$$

$$d_{2B} = 40 - 0,5 \cdot (40 - 48,58) = 44,3 \text{ мм}$$

Диаметр качения по винту d_{KB} рассчитаем по формуле:

$$d_{KB} = d_0 - 2 \cdot r_w \cdot \cos(\alpha), \text{ мм}$$

$$d_{KB} = 40 - 2 \cdot 3 \cdot \cos(0,785) = 37,8 \text{ мм}$$

Диаметр качения по гайке d_{KT} рассчитаем по формуле:

$$d_{KT} = d_0 + 2 \cdot r_w \cdot \cos(\alpha), \text{ мм}$$

$$d_{KT} = 40 + 2 \cdot 3 \cdot \cos(0,785) = 42,5 \text{ мм}$$

11.12 Расчёт стержня винта на прочность

Напряжения растяжения – сжатия σ при нагружении силой $F_{\max}$ рассчитаем по формуле:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot d_{CB}^2}, \text{ МПа}$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 2500}{3,14 \cdot 44,3^2} = 1,6 \text{ МПа}$$

Напряжения кручения τ при нагружении наибольшим моментом завинчивания $T_{зав}$ рассчитаем по формуле:

$$\tau = \frac{10^3 \cdot T_{зав}}{0,2 \cdot d_{2B}^3}, \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{10^3 \cdot 18,7}{0,2 \cdot 29,7^3} = 0,55 \text{ МПа}$$

Эквивалентное напряжение σ_E рассчитаем по формуле:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_E = \sqrt{2,5^2 + 3 \cdot 0,55^2} = 2,8 \text{ МПа}$$

Предел текучести материала винта σ_T составляет 20 МПа.

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ рассчитаем по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{3}, \text{ МПа} \quad [\sigma] = \frac{20}{3} = 6,7 \text{ МПа}$$

Эквивалентное напряжение σ_E удовлетворяет условию прочности:

$$\sigma_E \leq [\sigma], \quad 2,8 \leq 6,7 \text{ МПа}$$

Осевая жесткость винта C_B диаметром d_{KB} и длиной l при закреплении рассчитывается по формуле:

$$C = \frac{\pi \cdot d_{KB}^2 \cdot E}{4 \cdot 10^3 \cdot l}, \quad \text{Н/мм}$$

$$C = \frac{3,14 \cdot 37,8^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{4 \cdot 10^3 \cdot 1250} = 805 \text{ Н/мм}$$

Смещение гаек для создания предварительного натяга рассчитаем:

$$\delta = 1,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{нат}}{4 \cdot 10^3 \cdot l}}, \quad \text{мм}$$

$$\delta = 1,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{11706}{4 \cdot 10^3 \cdot 1250}} = 1,1 \text{ мм}$$

В ходе расчёта были успешно установлены силовые и геометрические параметры рассчитываемой ШВП, а также геометрические параметры элементов ШВП.

Заключение

В выпускной квалификационной работе составлена компоновочная схема РТК, выявлена рабочая зона, основные размеры промышленного робота, перемещения по степеням подвижности; по составленной циклограмме работы роботизированного технологического комплекса определены время цикла и время обслуживания, а также с помощью теории массового обслуживания выявлены наиболее адекватные возможности использования РТК; спроектирован механизм подъема робота.

Список использованных источников и литературы

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

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

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

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

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

Приложение А. Спецификации

Приложение Б. Ведомость ВКР

