

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
машиностроения и транспорта

Кафедра
Компьютерное проектирование
технологического оборудования

Направление подготовки

15.03.02 – Технологические машины и
оборудование

Профиль подготовки

Металлообрабатывающее оборудование и
технологическая оснастка

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему

Гибкая станочная система на базе двух токарных станков по типу модели 1П756Ф4

ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 16МС1


(подпись, дата)

Муштаков А.Д.
(фамилия, инициалы)

Руководитель


(подпись, дата)

Истомина Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер


(подпись, дата)

Кочетков Д.В.
(фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой


(подпись)

Липов А.В.
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой хорошо

(протокол заседания ГЭК от 23.06.2020 № 4)

Секретарь ГЭК

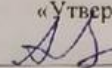

(подпись)

Истомина Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Пенза 2020

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-	Гибкая станочная система на базе двух токарных станков по типу модели 1П756Ф4 Пояснительная записка		
Разраб.		Муштаков А.Д.					
Провер.		Истомина Ю.В.			Лит. Лист Листов		
						2	79
Н. контр.		Кочетков Д.В.			Каф. «КПТО», гр. 16МС1		
Удв.							

«Утверждаю»



Заведующий кафедрой КПО А.В. Липов

« 15 » июня 2020 г.

ЗАДАНИЕ на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 16МС1 Факультета машиностроения и транспорта
направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Муштаков Артем Дмитриевич
2. Руководитель бакалаврской работы доцент Истомина Ю. В.
3. Время проектирования с 27 мая 2020 г. по 8 июля 2020 г.
4. Место преддипломной практики ФГБОУ ВО «ПГУ», кафедра «КПО»
5. Тема бакалаврской работы
Гибкая станочная система на базе двух токарных станков по типу модели 1П756Ф4
Тема утверждена приказом ПГУ № 358/о от 12.05.2020 г.
6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические характеристики и т.п.)
спроектировать гибкую станочную систему для механической обработки заготовок типа тел вращения из черных и цветных сплавов на базе двух токарных станков по типу модели 1П756Ф4 и напольного промышленного робота по типу модели М20П.40.01
7. Объем и содержание основной части работы
7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)
должна содержать описание и технические характеристики токарного станка по типу модели 1П756Ф4, описание и технические характеристики напольного промышленного робота по типу модели М20П.40.01, алгоритм работы гибкой станочной системы, кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка, определение грузоподъемности и расчет основных узлов робота, анализ гибкой станочной системы на основе теории массового обслуживания

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

1. Общий вид гибкой станочной системы – 1,5 листа формата А1

2. Кинематическая схема токарного станка - 1 лист формата А1

3. Сборочный чертеж привода главного движения станка – 3 листа формата А1

4. Сборочный чертеж механизма перемещения руки робота - 1 лист формата А1

5. Циклограмма работы гибкой станочной системы – 1 лист формата А1

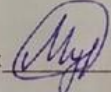
8. Особые требования по выполнению разделов:

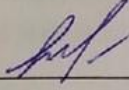
в конструкции привода подъема и опускания руки напольного промышленного робота
предусмотреть механизм уравнивания с пневматическим цилиндром

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Общий вид ГСС	10	до 29.05.2020 г.	
2. Кинематическая схема станка	10	до 01.06.2020 г.	
3. Сборочный чертеж привода главного движения станка	30	до 09.06.2020 г.	
4. Сборочный чертеж механизма перемещения руки робота	20	до 14.06.2020 г.	
5. Циклограмма работы ГСС	5	до 16.06.2020 г.	
6. Оформление пояснительной записки	25	до 22.06.2020 г.	

Дата выдачи задания «27» мая 2020 г.

Задание к исполнению принял 

Руководитель работы 

«27» мая 2020 г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультета машиностроения и транспорта 

С.Ю. Киреев

«___» _____ 2020 г.

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

Лист

ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ

4

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Пояснительная записка содержит 80 листов формата А4, 15 рисунков, 2 таблицы, 21 источник литературы, 2 приложения. Графическая часть включает 7,5 листов формата А1.

ГИБКАЯ СТАНОЧНАЯ СИСТЕМА, ТОКАРНЫЙ СТАНОК С ЧПУ, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ПРОМЫШЛЕННЫЙ РОБОТ, АЛГОРИТМ РАБОТЫ ГИБКОЙ СТАНОЧНОЙ СИСТЕМЫ, ТЕОРИЯ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Объектом проектирования является гибкая станочная система на базе двух токарных станков по типу модели 1П756Ф4.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка, приведен расчет привода главного движения станка по типу базового модели 1П756Ф4, построен график частот вращения шпинделя, определены числа зубьев в передачах, представлена кинематическая схема привода главного движения, а также определены кинематические и силовые характеристики, модули зубьев в передачах, диаметры валов, межцентровые расстояния между валами, геометрические параметры зубчатых колес и представлена схема установки подшипников шпиндельного узла, проведены расчет на прочность: валов, шпиндельного узла, опор ШУ. Описана информация о базовой модели промышленного робота и приведена разработка алгоритма работы ГСС, расчет времени обслуживания, проведен анализ ГСС на основе теории массового обслуживания, расчет промышленного робота.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Гибкая станочная система на базе двух токарных станков по типу модели 1П756Ф4 Пояснительная записка	Лист	Лист	Листов
Разраб.		Муштаков А.Д.						
Провер.		Истомин Ю.В.					2	80
Н. контр.		Кочетков Д.В.				Каф. «КПТО», гр. 16МС1		

ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	5

Реферат

Пояснительная записка содержит 80 листов формата А4, 15 рисунков, 2 таблицы, 21 источник литературы, 2 приложения. Графическая часть включает 7,5 листов формата А1.

ГИБКАЯ СТАНОЧНАЯ СИСТЕМА, ТОКАРНЫЙ СТАНОК С ЧПУ, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ПРОМЫШЛЕННЫЙ РОБОТ, АЛГОРИТМ РАБОТЫ ГИБКОЙ СТАНОЧНОЙ СИСТЕМЫ, ТЕОРИЯ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Объектом проектирования является гибкая станочная система на базе двух токарных станков по типу модели 1П756Ф4.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка, приведен расчет привода главного движения станка по типу базового модели 1П756Ф4, построен график частот вращения шпинделя, определены числа зубьев в передачах, представлена кинематическая схема привода главного движения, а также определены кинематические и силовые характеристики, модули зубьев в передачах, диаметры валов, межцентровые расстояния между валами, геометрические параметры зубчатых колес и представлена схема установки подшипников шпиндельного узла, проведены расчет на прочность: валов, шпиндельного узла, опор ШУ. Описана информация о базовой модели промышленного робота и приведена разработка алгоритма работы ГСС, расчет времени обслуживания, проведен анализ ГСС на основе теории массового обслуживания, расчет промышленного робота.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Содержание

Введение.....	5
1 Общие сведения о базовой модели станка.....	6
2 Проектирование токарного станка по типу модели 1П756Ф4.....	10
2.1 График частот вращения шпинделя.....	10
2.2 Определение чисел зубьев в передачах.....	16
3 Кинематическая схема привода главного движения.....	22
4 Эскизное оформление привода главного движения.....	23
4.1 Кинематические и силовые характеристики.....	23
4.2 Модули зубьев в передачах.....	24
4.3 Диаметры валов.....	27
4.4 Межцентровые расстояния между валами.....	29
4.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	31
4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	33
5. Силовой расчет привода главного движения.....	34
5.1 Расчет валов на прочность.....	34
5.2 Расчет шпиндельного узла.....	44
5.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	47
5.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	47
5.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	49
6. Общие сведения о базовой модели промышленного робота.....	52
7. Разработка алгоритма работы ГСС.....	55
8. Анализ ГСС на основе теории массового обслуживания.....	59
9. Расчет промышленного робота.....	65
9.1 Определение номинальной грузоподъемности ПР.....	65
9.2 Расчёт механизма вертикального перемещения.....	66
9.3 Расчет механизма вращения траверсы.....	68
9.4 Расчет механизма горизонтального перемещения	73

Заключение.....	75
Список использованных источников и литературы.....	76
Приложение А. Спецификации.....	79
Приложение Б. Ведомость ВКР.....	80

Введение

В обобщенном виде под гибкой станочной системой (ГСС) понимают совокупность технологического и вспомогательного оборудования, объединенного системой управления, автоматическими механизмами и устройствами для транспортирования заготовок, изделий, разделения и соединения их потоков, накопления заделов, изменения ориентации и удаления отходов, предназначенную для изготовления заданной номенклатуры изделий.

Станочные системы с различными видами оборудования могут применяться в массовом, крупносерийном, среднесерийном и мелкосерийном производстве. Для данных видов производств применяют автоматические линии (АЛ) с жесткой связью, АЛ с промежуточными накопителями, переналаживаемые АЛ, гибкие автоматизированные линии (ГАЛ), гибкие производственные системы (ГПС) и гибкие производственные ячейки (ГАЯ), построенные на основе гибких производственных модулей (ГПМ).

По технологическому назначению различают следующие станочные системы: для механической обработки заготовок деталей типа тел вращения; заготовок корпусных деталей, типа плит, фланцев, рычагов и др.; для сборки отдельных узлов и изделий; комплексные, которые обеспечивают выполнение разнообразных технологических процессов (например, заготовительных, механической обработки, термической обработки, сборки, контроля, упаковки и др.).

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 Общие сведения о базовой модели станка

Станки 1П756Ф4 применяются для механической обработки в патроне деталей, имеющих сложные образующие поверхности с пазами, скосами отверстиями на них, и обеспечивают за один установ как токарную обработку изделия токарным инструментом, так и фрезерную, сверлильную (с нарезанием резьбы) и расточную обработку вращающимся инструментом, соосным, параллельным и перпендикулярным оси изделия и установленным в десятипозиционной револьверной головке.

Расположение зеркала направляющих станины в наклонной плоскости обеспечивает свободный сход и удаление стружки из зоны обработки и свободный доступ к обрабатываемой детали.

Накладные стальные закаленные направляющие продольного и поперечного перемещений в сочетании с опорами качения и антифрикционными накладками гарантируют длительное сохранение точности полуавтомата.

Приводы

Привод главного движения состоит из шпиндельной бабки и двигателя постоянного тока. Шпиндельный узел имеет жесткую конструкцию и высокую виброустойчивость.

Приводы продольной и поперечной подач выполнены с применением высокомоментных электродвигателей, что позволяет обрабатывать детали на интенсивных режимах резания. Смена инструмента на полуавтомате осуществляется автоматически с помощью двух револьверных головок. Подвод охлаждения в зону резания производится через инструментальные блоки. Стружка удаляется транспортером, выдвигаемым на заднюю сторону полуавтомата.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 1- Технические характеристики токарного станка по типу модели 1П756Ф4

Технические характеристики	Значение
Наибольший диаметр устанавливаемого изделия над станиной, мм	630
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над станиной, мм	500
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия не вращающимся инструментом, мм	500
Наибольшая длина обрабатываемого изделия, мм	320
Наибольшая высота резца, устанавливаемого в резцедержателе, мм	32
Количество revolverных головок на станке, шт	2
Число мест под инструмент в revolverной головке при любом его расположении, шт	10
Количество позиций инструмента на верхней revolverной головке, шт	8
Количество позиций на нижней revolverной головке, шт	4
Мощность главного привода, кВт	22-30
Наибольший шаг нарезаемой резьбы, мм	39,999
Наибольший поперечный ход суппорта,	465

мм	
Наибольший продольный ход суппорта, мм	785
Мощность двигателя, кВт	22
Частота вращения шпинделей револьверной головки, об/мин	80-1600
Частота вращения шпинделя, об/мин	10-2000
Наибольший допустимый крутящий момент шпиндельной бабки, кН*м	2,2
Количество электродвигателей на станке (с электронасосом), шт	11
Класс точности по ГОСТ 8-82	П
Длина станка без гидростанции, мм	3200
Ширина станка без гидростанции, мм	2000
Высота станка без гидростанции, мм	2600

Особенности конструкции:

- ☐ Все органы управления сосредоточены на пульте УЧПУ.
- ☐ Привод главного движения состоит из шпиндельной бабки и двигателя постоянного тока.
- ☐ Шпиндельный узел полуавтомата имеет жёсткую конструкцию и высокую виброустойчивость.
- ☐ Смена инструмента на полуавтомате производится автоматически с помощью двух револьверных головок.
- ☐ Охлаждение в зону резания подводится через инструментальные блоки.
- ☐ Стружка удаляется транспортёром, установленным в нише станины полуавтомата.
- ☐ Станки могут оснащаться устройствами ЧПУ фирм Siemens, Fagor, Bosch, NC200 и приводами любых производителей.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12



Рисунок 1 – Общий вид станка модели 1П756Ф4

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ

Лист

13

2 Проектирование токарного станка по типу модели 1П756Ф4

2.1 График частот вращения шпинделя

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

Диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

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

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

R_{κ} – диапазон регулирования коробки.

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

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [1, с. 13, 20]:

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

где $R_{\pi} = 65$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 30 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 65 \cdot 30 = 1950 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 17 \text{ кВт}$ – 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,

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P_{\text{дв}} = \frac{17}{0,85} = 20 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПФ200L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 20 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{\text{лдд}} = 48 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

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

$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{3000}{1000} = 3.$$

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{65}{3} = 21,7.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 65}{\lg 3} = 3,8.$$

Принимаем $z = 4$.

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

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

$$m = \frac{\lg 21,7}{\lg 8} = 1,5.$$

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

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

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

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[3]{21,7} = 4,66.$$

Принимаем $R_m = R_r = R_a = R_b = 4,66$.

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

Принимаем $\phi = 1,26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

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

$$c = \frac{\lg 3}{\lg 1,26} = 4,8.$$

Принимаем $c = 5$.

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

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

$$K_m = \frac{\lg 4,66}{\lg 1,26} = 6,68.$$

Принимаем $K_m = 5$, тогда принимаем $K_b = 5$, следовательно $K_a = 5$.

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [1, с. 33]:

$$R_{к(ф)} = R_j \phi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

$$R_{п(ф)} = R_{дв(Р)} R_{к(ф)}.$$

Тогда, фактический диапазон регулирования коробки [1, с. 35]:

$$R_{к(ф)} = R_a \varphi^{K_b},$$

$$R_{к(ф)} = 4,66 \cdot 1,26^6 = 18,64,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{п(ф)} = 3 \cdot 18,64 = 55,92$$

Определяем число K_1 интервалов между максимальной частотой вращения шпинделя и максимальной частотой вращения двигателя, а также число K_2 интервалов между максимальной и минимальной частотами вращения шпинделя [1, с. 33]:

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

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000/1950)}{\lg 1,26} = 1,87,$$

принимаем $K_1 = 2$,

$$K_2 = \frac{\lg 55,92}{\lg 1,26} = 17,5,$$

принимаем $K_2 = 18$.

Определяем общее число интервалов [1, с. 33]:

$$K_{общ} = K_1 + K_2,$$

$$K_{общ} = 2 + 18 = 20$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 21 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для того чтобы регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне выполнялось при постоянной мощности, необходимо при построении графика частот вращения следить за тем, чтобы диапазон регулирования в последующей группе был всегда меньше, чем на предыдущем валу [1, с. 33–34].

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63; 50; 40; 31,5; 25 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 63 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 5 интервалов вверх по II валу до точки *A* (точка $n_{\text{шп}} = 200 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 5. Поэтому из точки *A* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 200 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки *A* откладываем величину $c = 5$ интервалов вверх по линии II, получаем точку *B*. Из точки *B* проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки *A*. Далее из точки *B* откладываем величину $c = 5$ интервалов вверх по линии II, получаем точку *C*. Из точки *C* проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки *B*.

После этого из точки *A* по валу I проводим луч на 6 интервалов вверх до точки *D* (точка $n_{\text{шп}} = 630 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 5. Поэтому из точки *D* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 630 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки *D* откладываем величину $c = 5$ интервалов вверх по линии I, получаем точку *E*. Из точки *E* проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки *D*.

Затем точки *D* и *E* соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем два интервала, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точек *D* и *A*. Этим определяется зона работы

привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шт}} = 50 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шт}} = 40 \text{ мин}^{-1}$
 $n_{\text{шт}} = 31,5 \text{ мин}^{-1}$ $n_{\text{шт}} = 25 \text{ мин}^{-1}$).

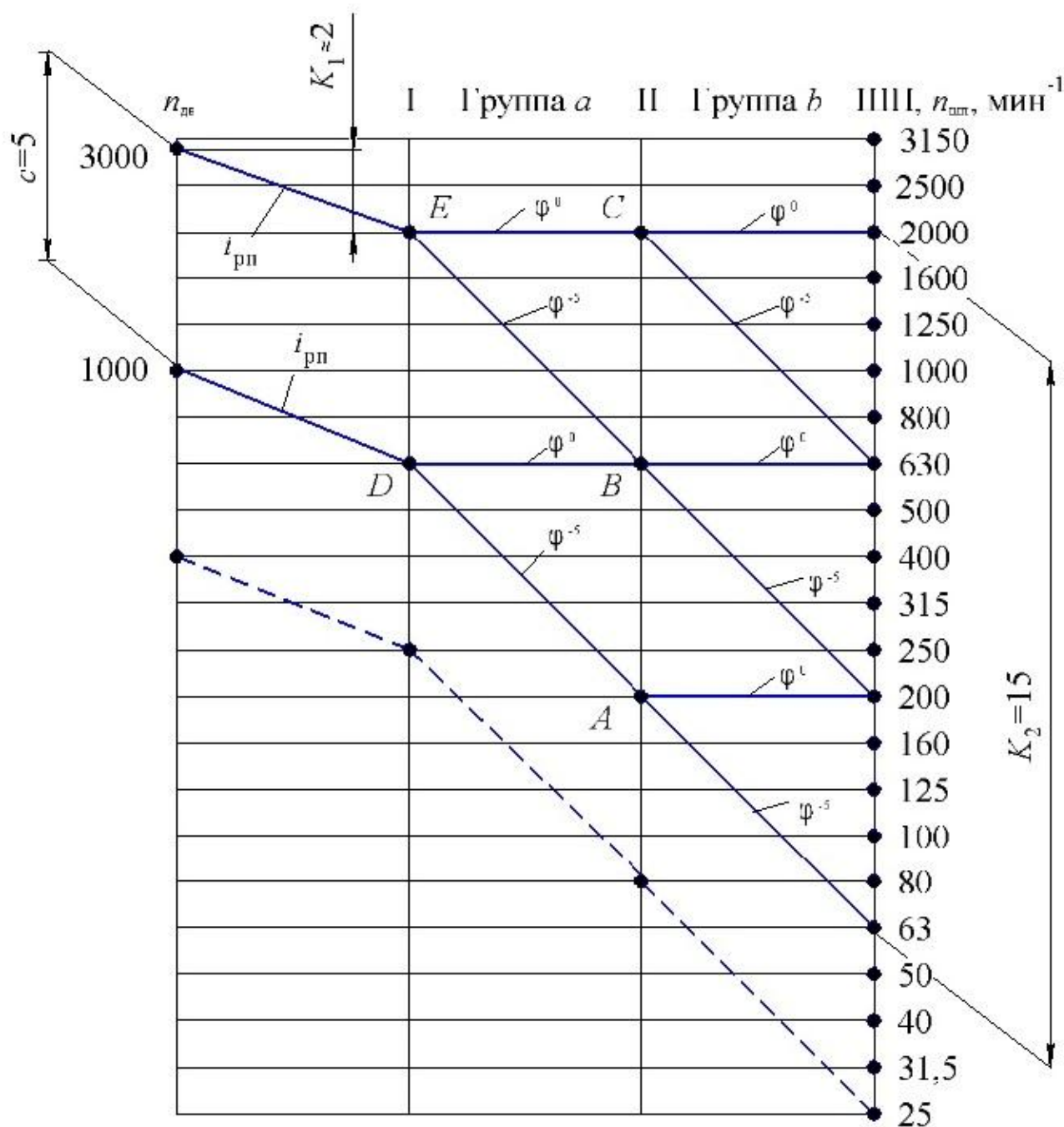


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя

[illegible]

2.2 Определение чисел зубьев в передачах

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода, используя таблицу 7 [1, с. 40–46]. По горизонтали обозначены суммы зубьев Σz , начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев Σz и

необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

1) ременная передача:

$$\text{передаточное отношение} - i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_1} = \frac{3000}{2000} = 1,5 \quad \text{или} \quad i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_1} = \frac{1000}{630} = 1,58$$

(см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{\text{рп}} = 1,5$ необходимо определить диаметры ведущего d_1 и ведомого d_2 шкивов.

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ [3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \frac{20}{1000} = 191 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По крутящему моменту $M_{\text{к дв}}$ из таблицы 4.1 [3, с. 86] принимаем профиль В(Б) (ремни нормального сечения ГОСТ 1284.1–89) и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{1\text{min}} = 125 \text{ мм}$. Расчетная ширина ремня ; площадь поперечного сечения $A = 138 \text{ мм}^2$.

Целесообразно принимать, d_1 возможно, большим, так как при этом повышается долговечность ремня и КПД передачи, увеличивается полезное напряжение σ_t , снижается окружная сила F_t и уменьшается число ремней [3, с. 93].

Определяем диаметр ведущего шкива [3, с. 93, ф. 4.23]:

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

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

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{191} = 218 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем $d_1 = 200 \text{ мм}$.

Определяем скорость ремня [3, с. 93, ф. 4.24]:

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

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

где n_1 – частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 1000}{60000} = 10,47 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 3000}{60000} = 31,4 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

Определяем диаметр ведомого шкива [3, с. 93, ф. 4.25]:

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

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

Следовательно,

$$d_2 = 200 \cdot 1,5(1 - 0,015) = 295,5 \text{ мм},$$

принимаем $d_2 = 300 \text{ мм}$ [3, с. 96].

Уточняем передаточное отношение [3, с. 93, ф. 4.26]:

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

$$i_{\text{пр}} = \frac{300}{200(1 - 0,015)} = 1,52.$$

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_2 и передаточного отношения $i_{\text{пр}}$ из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве [3, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{\text{опт}} = c d_2,$$

где $c = \frac{a_{\text{опт}}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [3, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1,5$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,5 \cdot 300 = 450 \text{ мм}.$$

Определяем длину ремня [3, с. 94, ф. 4.28]:

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

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Следовательно,

$$d_{cp} = \frac{200 + 300}{2} = 250 \text{ мм},$$

$$\Delta = \frac{300 - 200}{2} = 50 \text{ мм},$$

$$L_p = 2 \cdot 450 + 3,14 \cdot 250 + \frac{50^2}{450} = 1690,6 \text{ мм},$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с.86], принимаем $L_p = 1700 \text{ мм}$, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

Уточняем межосевое расстояние [3, с. 94, ф. 4.29]:

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

$$a = \frac{1700 - 3,14 \cdot 250}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1700 - 3,14 \cdot 250)^2 - 8 \cdot 50^2} = 454,75 \text{ мм}.$$

Определяем угол между ветвями ремня [3, с. 94, ф. 4.30]:

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

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{50}{454,75} = 12,64^\circ.$$

Определяем угол обхвата ремнем малого шкива [3, с. 94, ф. 4.31]:

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

$$\alpha = (180 - 12,64) = 167,36^\circ.$$

Определяем число пробегов ремня [3, с. 94, ф. 4.32]:

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

$$U = \frac{1000 \cdot 31,4}{1700} = 18,47 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем эквивалентный диаметр шкива [3, с. 94, ф. 4.33]:

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

$$d_e = 200 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,52)}) = 220,16 \text{ мм}.$$

2) переборная группа a:

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2000}{630} = 3,17$ или

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{630}{200} = 3,15 \text{ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), } \varphi^{-5} = 3,16$$

– по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 3,16$, $\sum z = 96$, $z_1 = 23$ [1, с. 40–46, т. 7]], следовательно
 $z_1 = \sum z - z_2 = 96 - 23 = 73$.

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2000}{2000} = 1$ или $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{630}{630} = 1$

(см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1$, $\sum z = 96$, $z_3 = 48$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно
 $z_4 = \sum z - z_3 = 96 - 48 = 48$.

3) переборная группа b:

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{2000}{2000} = 1$ или $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{630}{630} = 1$,

или $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{200}{200} = 1$, (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ –
по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = 1$, $\sum z = 112$, $z_5 = 56$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно
 $z_6 = \sum z - z_5 = 112 - 56 = 56$.

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{2000}{630} = 3,17$ или

$$i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{630}{200} = 3,15, \text{ или } i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{200}{63} = 3,17, \text{ (см. рисунок 2 – График частот}$$

вращения шпинделя), $\varphi^{-5} = 3,16$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = 3,16$, $\sum z = 112$, $z_7 = 27$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно
 $z_8 = \sum z - z_7 = 112 - 27 = 85$.

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [1, с. 47].

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 Кинематическая схема привода главного движения

Полученные колеса (шкивы) следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение, т. е. если идет повышающая передача, то ведущим является колесо (шків) с большим числом зубьев (большого диаметра) и наоборот [1, с. 47].

На рисунке 4 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 1П756Ф4 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

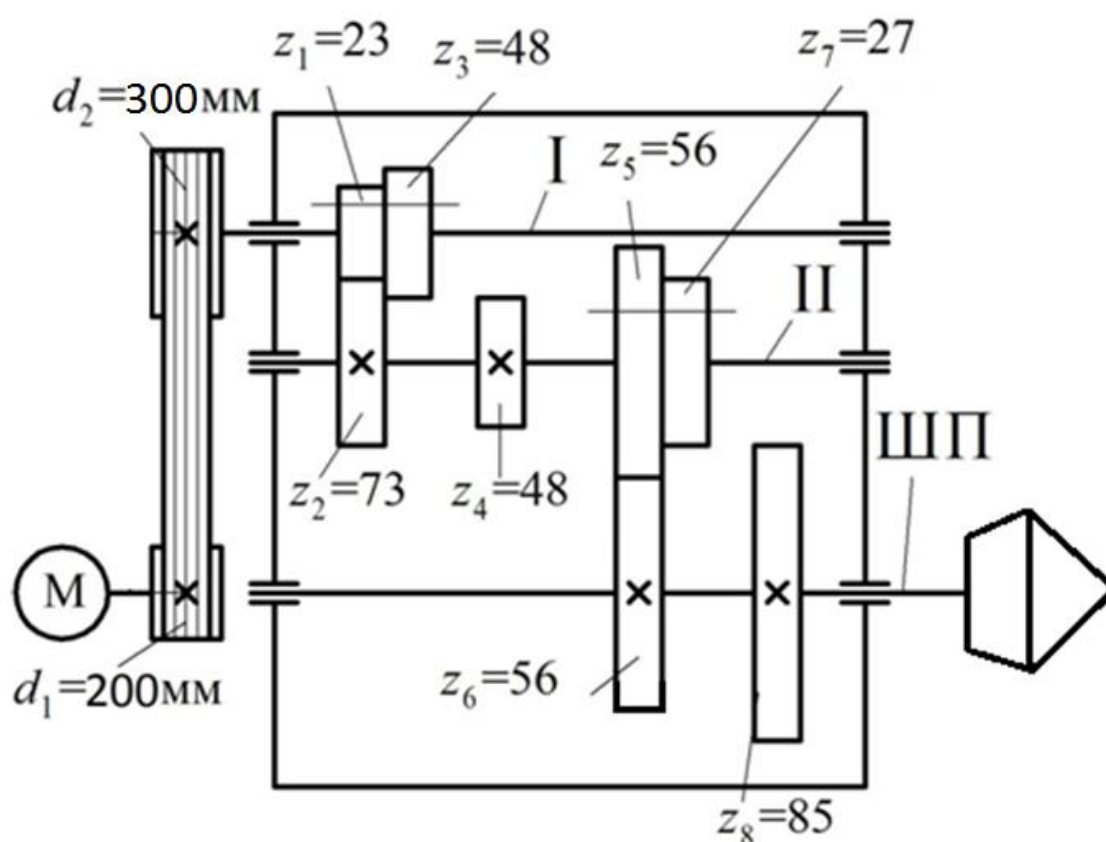


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка

4 Эскизное оформление привода главного движения

4.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем расчетную частоту вращения шпинделя [1, с. 39]:

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

$$n_{\text{шп расч}} = 30 \left(65^{1/3} \dots 65^{1/4} \right) = (120,6 \dots 84,9) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 100 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя):

$$n_{\text{шп расч}} = 100 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 315 \text{ мин}^{-1},$$

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

Определяем мощность на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре [3, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 20 \text{ кВт},$$

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

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

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

тогда,

$$P_{\text{I}} = 20 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 18,81 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{\text{II}} = 18,81 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 18,06 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{шп}} = 18,06 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 17,34 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя и минимальных частот вращения каждого вала коробки скоростей [3, с. 27]:

$$M_{\kappa_I} = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{18,81}{1000} = 179,63 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\kappa_{II}} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{18,06}{315} = 547,53 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\kappa_{\text{шп}}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{17,34}{100} = 1655,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4.2 Модули зубьев в передачах

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

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

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

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

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

m_{κ} – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

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

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

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

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

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

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

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

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

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 12ХН3А с термообработкой: Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (53...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 330$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

Переборная группа a :

$z_1 - z_2$: $z_1 = 23$, $i_{zn(z_1-z_2)} = 3,16$, $M_{K_1} = 179,63 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,
 $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,96$,

$$m_k = \frac{770}{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{179,63 \cdot 1,12 \cdot (3,16 + 1)}{3,16 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,65 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{179,63 \cdot 1,2 \cdot 3,96}{23^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 3,22 \text{ мм},$$

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

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$z_3 - z_4: \quad z_4 = 48, \quad i_{\text{эл}(z_3-z_4)} = 1, \quad M_{\text{к.л}} = 547,53 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{\text{нб}} = 1,12, \quad K_{\text{фб}} = 1,2, \quad \sigma_{\text{нп}} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{\text{фп}} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,66,$$

$$m_k = \frac{770}{48} \cdot \sqrt[3]{\frac{547,53 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,12 \text{ мм},$$

$$m_{\text{из}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{547,53 \cdot 1,2 \cdot 3,66}{48^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,78 \text{ мм},$$

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

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

Переборная группа b :

$$z_5 - z_6: \quad z_6 = 56, \quad i_{\text{эл}(z_5-z_6)} = 1, \quad M_{\text{к.шш}} = 1655,97 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{\text{нб}} = 1,12, \quad K_{\text{фб}} = 1,2, \quad \sigma_{\text{нп}} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{\text{фп}} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,63,$$

$$m_k = \frac{770}{56} \cdot \sqrt[3]{\frac{1655,97 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,63 \text{ мм},$$

$$m_{\text{из}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1655,97 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{56^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 3,62 \text{ мм},$$

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

$$z_7 - z_8: \quad z_7 = 27, \quad i_{\text{эл}(z_7-z_8)} = 3,16, \quad M_{\text{к.л}} = 547,53 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{\text{нб}} = 1,12, \quad K_{\text{фб}} = 1,2, \quad \sigma_{\text{нп}} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{\text{фп}} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,86,$$

$$m_k = \frac{770}{27} \cdot \sqrt[3]{\frac{547,53 \cdot 1,12 \cdot (3,16+1)}{3,16 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 3,28 \text{ мм},$$

$$m_{\text{из}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{547,53 \cdot 1,2 \cdot 3,86}{27^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 4,16 \text{ мм},$$

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

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

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров 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,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{18,81}{1000}} = 40,73 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{I \min} = 40 \text{ мм}$,

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{18,06}{315}} = 53,82 \text{ мм},$$

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

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{\text{шп} \min}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 5) [1, с. 87]:

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

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

Тогда,

$$d_{\text{шп} \min} = 20 / (0,15 \dots 0,35) = (133,33 \dots 57,14) \text{ мм},$$

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

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 5) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента,

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [1, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

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

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

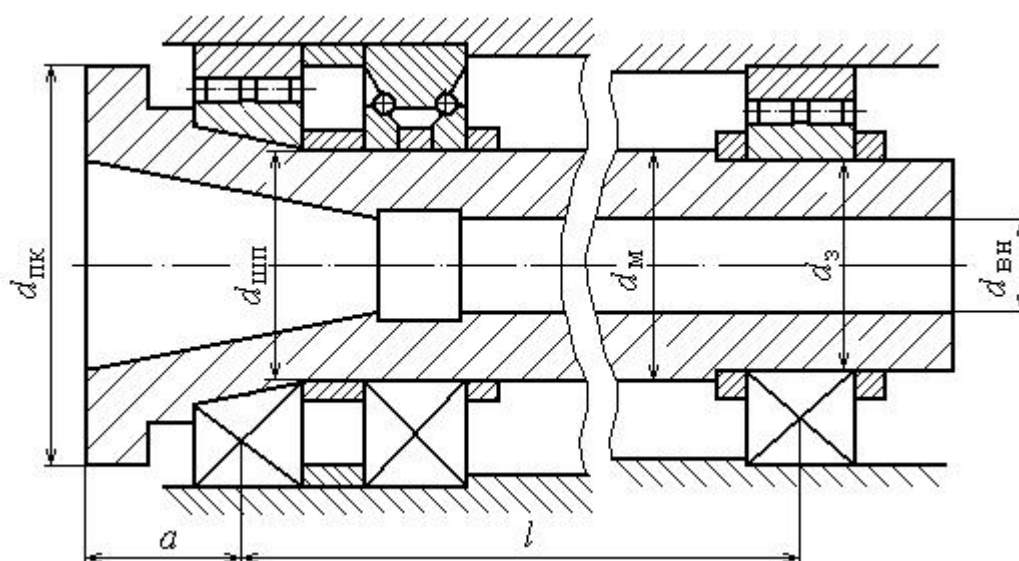


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

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

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

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

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

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

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

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

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [1, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [2, с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПФ200L – $d_{1\text{дв}} = 48 \text{ мм}$.

4.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (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.

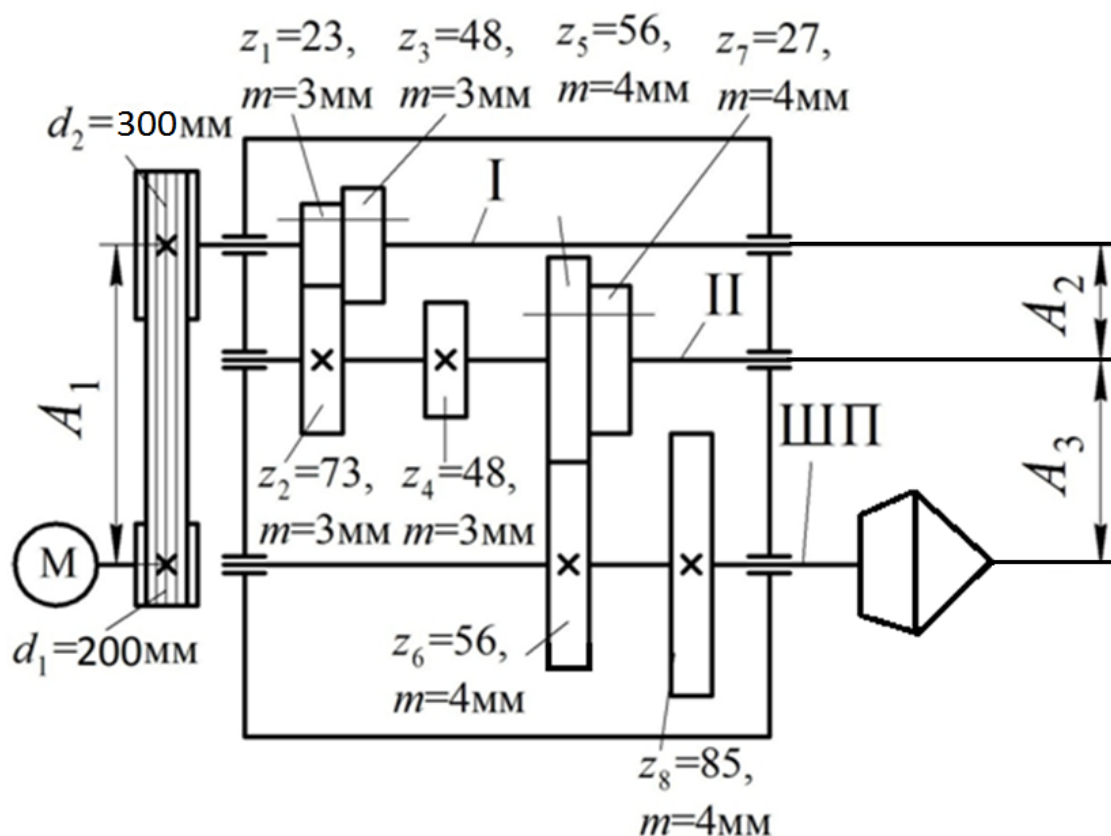


Рисунок 6 – Схема кинематическая привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 454,75\text{мм}$.

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом I и II (см. рисунок 6):

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

$$A_2 = \frac{3}{2}(23 + 73) = \frac{3}{2}(48 + 48) = 144\text{мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом II и ШП (шпинделем) (см. рисунок 6):

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

$$A_3 = \frac{4}{2}(56 + 56) = \frac{4}{2}(27 + 85) = 224 \text{ мм}.$$

4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

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

– ширина венца колес [4]:

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

Тогда,

$$z_1 = 23, m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 23 = 69 \text{ мм},$$

$$d_a = 69 + 2 \cdot 3 = 75 \text{ мм},$$

$$d_f = 69 - 2,5 \cdot 3 = 61,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_2 = 73, m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 73 = 219 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_3 = 48, m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 48 = 144 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_4 = 48, m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 48 = 144 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_5 = 56, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 56 = 224 \text{ мм},$$

$$d_a = 224 + 2 \cdot 4 = 232 \text{ мм},$$

$$d_f = 224 - 2,5 \cdot 4 = 214 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_6 = 56, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 56 = 224 \text{ мм},$$

$$d_a = 224 + 2 \cdot 4 = 232 \text{ мм},$$

$$d_f = 224 - 2,5 \cdot 4 = 214 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_7 = 27, m = 4 \text{ мм},$$

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d = 4 \cdot 27 = 108 \text{ мм},$$

$$d_a = 108 + 2 \cdot 4 = 116 \text{ мм},$$

$$d_f = 108 - 2,5 \cdot 4 = 98 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 85, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 85 = 340 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 100 \text{ мм}$, зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(мак)}}$, определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [1, с. 89–90, т. 20].

Меньшее значение быстроходности dn принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [1, с. 88].

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 7) [1, с. 89–90, т. 20]:

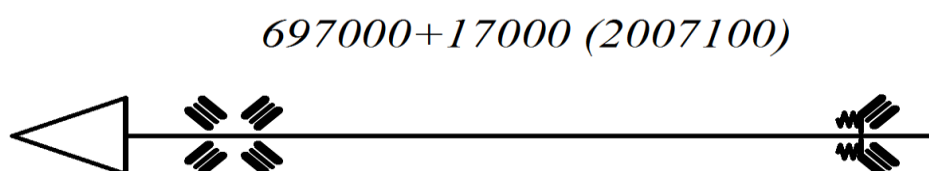


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

5 Силовой расчет привода главного движения

5.1 Расчет валов на прочность

На основании проведенного расчета был спроектирован эскизный проект коробки скоростей, расчетная схема которой показана на рисунке 8.

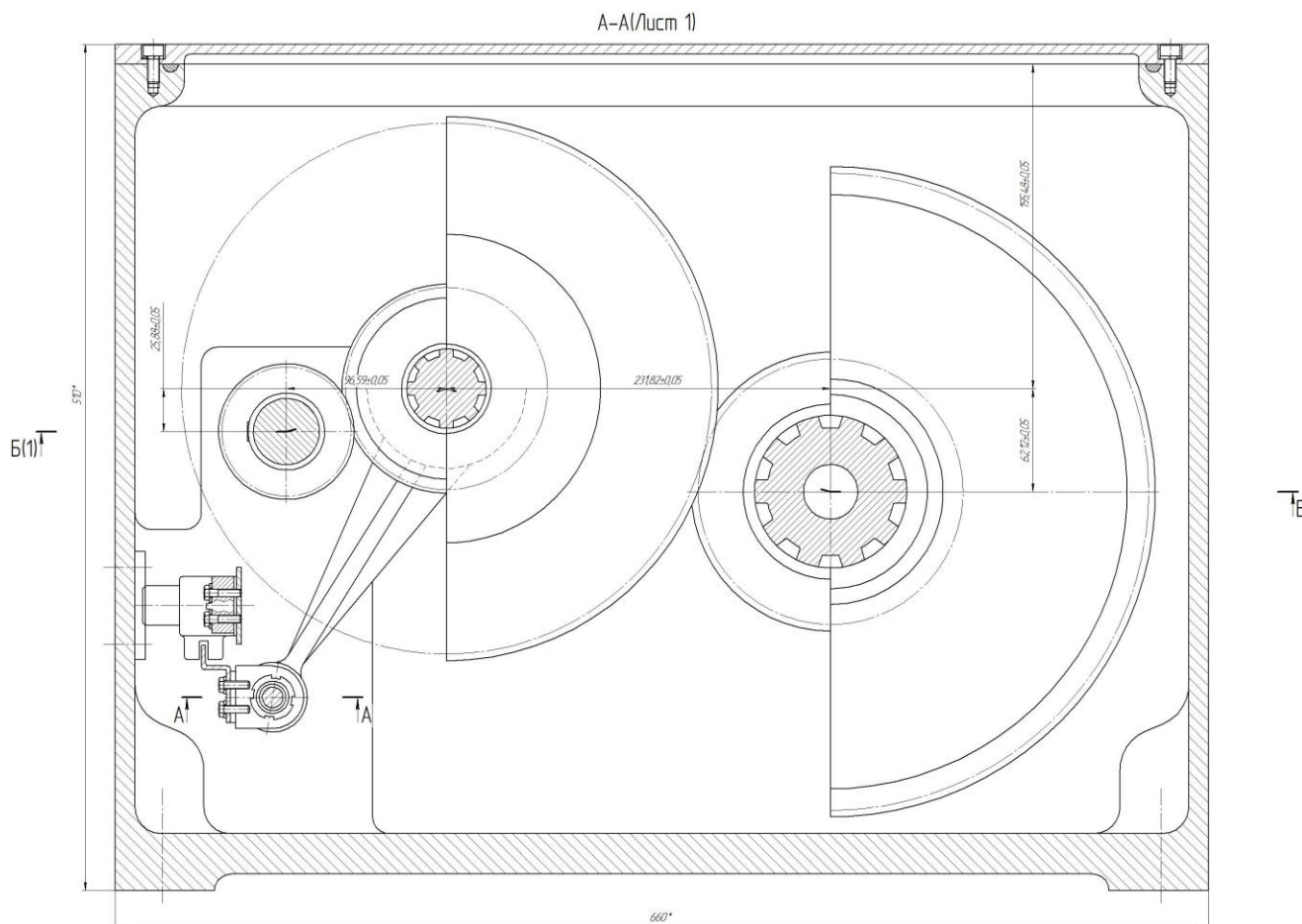


Рисунок 8 – Расчетная схема коробки скоростей

Далее проводим силовой расчет коробки скоростей. Расчет проводится по методике [3, с.46].

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 делается вывод о правильности или неверности выполненных ранее геометрических построений.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ

Лист

38

Исходные данные для расчета вала I:

- крутящий момент на валу, Н·м, $M_{к1} = 179,63$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм, $d_1 = 69$;
- диаметр ведомого шкива, мм, $d_2 = 300$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 70$ мм; $b = 145$ мм; $c = 65$ мм.

1. Определяем окружную силу F_{τ_1} , действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{\tau_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{к1}}{d_3},$$

где $M_{к1}$ - крутящий момент на валу, Н·м; d_3 - диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм.

Тогда,

$$F_{\tau_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 179,63}{69} = 5206,7 \text{ Н.}$$

2. Определяем радиальную силу F_{r_1} , действующая в зубчатом зацеплении [3, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_1} = F_{\tau_1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ,$$

$$F_{r_1} = 5206,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1874,4 \text{ Н.}$$

3. Силу F_p , действующую на вал от ременной передачи, приближенно определяют по зависимости [3, с.120, ф. 6.5]:

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

где $F_{\tau p} = \frac{2000 \cdot M_{к1}}{d_{шк}}$ - окружная сила на шкиве, Н; $d_{шк}$ - диаметр шкива, мм; α_1 - угол обхвата на малом шкиве; $\psi=0,7$ - для клиноременной передачи.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Следовательно,

$$F_{\text{тп}} = \frac{2000 \cdot 179,63}{300} = 1197,5 \text{ Н},$$

$$F_{\text{п}} = \frac{0,95 \cdot 1197,5}{0,7} = 1625,2 \text{ Н}.$$

4. Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I (рисунок 9).

5. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 9):

$$\sum M_A = 0; -F_{\tau_1} \cdot b + R_{\text{BX}} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда

$$R_{\text{BX}} = \frac{F_{\tau_1} \cdot b}{b + c} = \frac{1874,4 \cdot 145}{145 + 65} = 1294,2 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; R_{\text{AX}} \cdot (b + c) - F_{\tau_1} \cdot c = 0,$$

откуда

$$R_{\text{AX}} = \frac{F_{\tau_1} \cdot c}{b + c} = \frac{1874,4 \cdot 65}{145 + 65} = 580,2 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; R_{\text{AX}} - F_{\tau_1} + R_{\text{BX}} = 580,2 - 1874,4 + 1294,2 = 0.$$

6. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 9):

$$\sum M_A = 0; F_{\tau_1} \cdot b - R_{\text{BY}} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда

$$R_{\text{BY}} = \frac{F_{\tau_1} \cdot b}{b + c} = \frac{5206,7 \cdot 145}{145 + 65} = 3595,1 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; -R_{\text{AY}} \cdot (b + c) + F_{\tau_1} \cdot c = 0,$$

откуда

$$R_{\text{AY}} = \frac{F_{\tau_1} \cdot c}{b + c} = \frac{5206,7 \cdot 65}{145 + 65} = 1611,6 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; -R_{\text{AY}} + F_{\tau_1} - R_{\text{BY}} = -1611,6 + 5206,7 - 3595,1 = 0.$$

7. Определяем опорные реакции от силы $F_{\text{п}}$ (рисунок 9):

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

откуда

$$R_{Bp} = \frac{F_p \cdot a}{b + c} = \frac{1625,2 \cdot 70}{145 + 65} = 541,7 \text{ Н}.$$

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

откуда

$$R_{Ap} = \frac{F_p \cdot (a + b + c)}{b + c} = \frac{1625,2 \cdot (70 + 145 + 65)}{145 + 65} = 2166,9 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; -F_p + R_{Ap} - R_{Bp} = -1625,2 + 2166,9 - 541,7 = 0.$$

8. Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{Ap} = \sqrt{580,2^2 + 1611,6^2} + 2166,9 = 3879,8 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{Bp} = \sqrt{1294,2^2 + 3595,1^2} + 541,7 = 4362,7 \text{ Н}.$$

9. Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости (смотреть рисунок 9):

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

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=b}^X = -R_{AX} \cdot b = -580,2 \cdot 0,145 = -84,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -1294,2 \cdot 0,065 = -84,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- в вертикальной плоскости (смотреть рисунок 9):

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

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=b}^Y = -R_{AY} \cdot b = -1611,6 \cdot 0,145 = -233,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = -R_{BY} \cdot c = -3595,1 \cdot 0,065 = -233,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- изгибающий момент от силы F_p (смотреть рисунок 9):

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

$$M_{Z_5=0}^P = 0; M_{Z_5=a}^P = -F_p \cdot a = -1625,2 \cdot 0,07 = -113,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- изгибающий момент в сечении C (под колесом):

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

$$M_{C=0}^P = 0; M_{C=c}^P = -R_{Bp} \cdot c = -541,7 \cdot 0,065 = -35,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

10. Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^P = \sqrt{(-84,1)^2 + (-233,7)^2} + (-113,8) = 134,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

11. Принимаем материал вала – сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016, $[\sigma] = 360 \text{ МПа}$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

12. Момент сопротивления в опасном сечении [1, с. 23]:

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

где $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м; $[\sigma]$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа.

$$W = \frac{\sqrt{134,6^2 + 0,5 \cdot 179,63^2}}{650} = 0,4 \text{ м}^3,$$

Проверяем диаметр вала:

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,4}{3,14}} = 1,6 \text{ мм},$$

Расчетный диаметр меньше принятого диаметра вала, следовательно, вал удовлетворяет условию прочности.

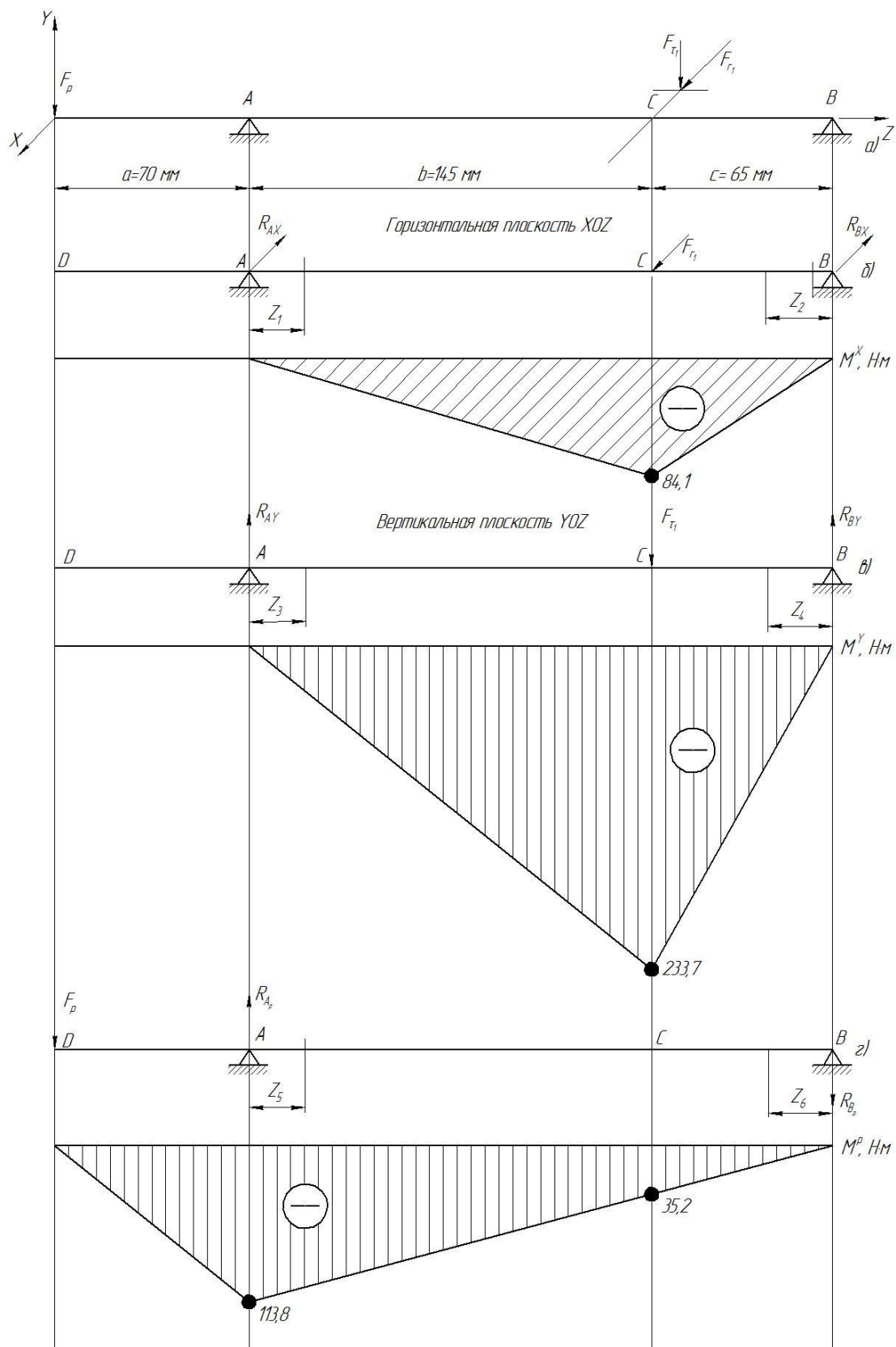


Рисунок 9 – Расчетная схема вала I

Исходные данные для расчета вала II:

- крутящий момент на валу, Н·м, $M_{кII} = 547,53$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм, $d_5 = 108$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 42$ мм; $b = 402$ мм; $c = 141$ мм.

13. Определяем окружную силу F_{τ_2} , действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{\tau_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{кII}}{d_7},$$

где $M_{кII}$ - крутящий момент на валу, Н·м; d_7 - диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм.

Тогда,

$$F_{\tau_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 547,53}{108} = 10139,4 \text{ Н.}$$

14. Определяем радиальную силу F_{r_2} , действующая в зубчатом зацеплении [3, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_2} = F_{\tau_2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ,$$

$$F_{r_2} = 10139,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4055,7 \text{ Н.}$$

15. Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 10).

16. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 10):

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

откуда

$$R_{BX} = \frac{-F_{r_1} \cdot a + F_{r_2} \cdot (a + b)}{a + b + c} = \frac{-2082,7 \cdot 42 + 4055,7 \cdot 444}{42 + 402 + 141} = 2928,6 \text{ Н};$$

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

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

откуда

$$R_{AX} = \frac{F_{t_2} \cdot c - F_{t_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{4055,7 \cdot 141 - 2082,7 \cdot 543}{42 + 402 + 141} = -955,6 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; R_{AX} + F_{t_1} - F_{t_2} + R_{BX} = -955,6 + 2082,7 - 4055,7 + 2928,6 = 0.$$

17. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 10):

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

откуда

$$R_{BY} = \frac{F_{t_1} \cdot a - F_{t_2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{5206,7 \cdot 42 - 10139,4 \cdot 444}{42 + 402 + 141} = -7321,7 \text{ Н}.$$

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

откуда

$$R_{AY} = \frac{-F_{t_2} \cdot c + F_{t_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{10139,4 \cdot 141 + 5206,7 \cdot 543}{42 + 402 + 141} = 2389 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; R_{AY} - F_{t_1} + F_{t_2} + R_{BY} = 2389 - 5206,7 + 10139,4 + (-7321,7) = 0.$$

18. Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{(-955,6)^2 + 2389^2} = 2573 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{2928,6^2 + (-7321,7)^2} = 7885,7 \text{ Н}.$$

19. Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости (смотреть рисунок 10):

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

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=a}^X = -R_{AX} \cdot a = -(-955,6) \cdot 0,042 = 40,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -2928,6 \cdot 0,141 = -412,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- в вертикальной плоскости (смотреть рисунок 10):

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

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=a}^Y = R_{AY} \cdot a = 2389 \cdot 0,042 = 100,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = -7321,7 \cdot 0,141 = -1032,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

20. Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} = \sqrt{372,8^2 + 932,1^2} = 1003,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

22. Момент сопротивления в опасном сечении [1, с. 23]:

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

где $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м; $[\sigma]$ – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа.

$$W = \frac{\sqrt{1003,8^2 + 0,5 \cdot 547,53^2}}{650} = 1,6 \text{ м}^3,$$

Проверяем диаметр вала:

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,6}{3,14}} = 2,5 \text{ мм},$$

Расчетный диаметр меньше принятого диаметра вала, следовательно, вал удовлетворяет условию прочности.

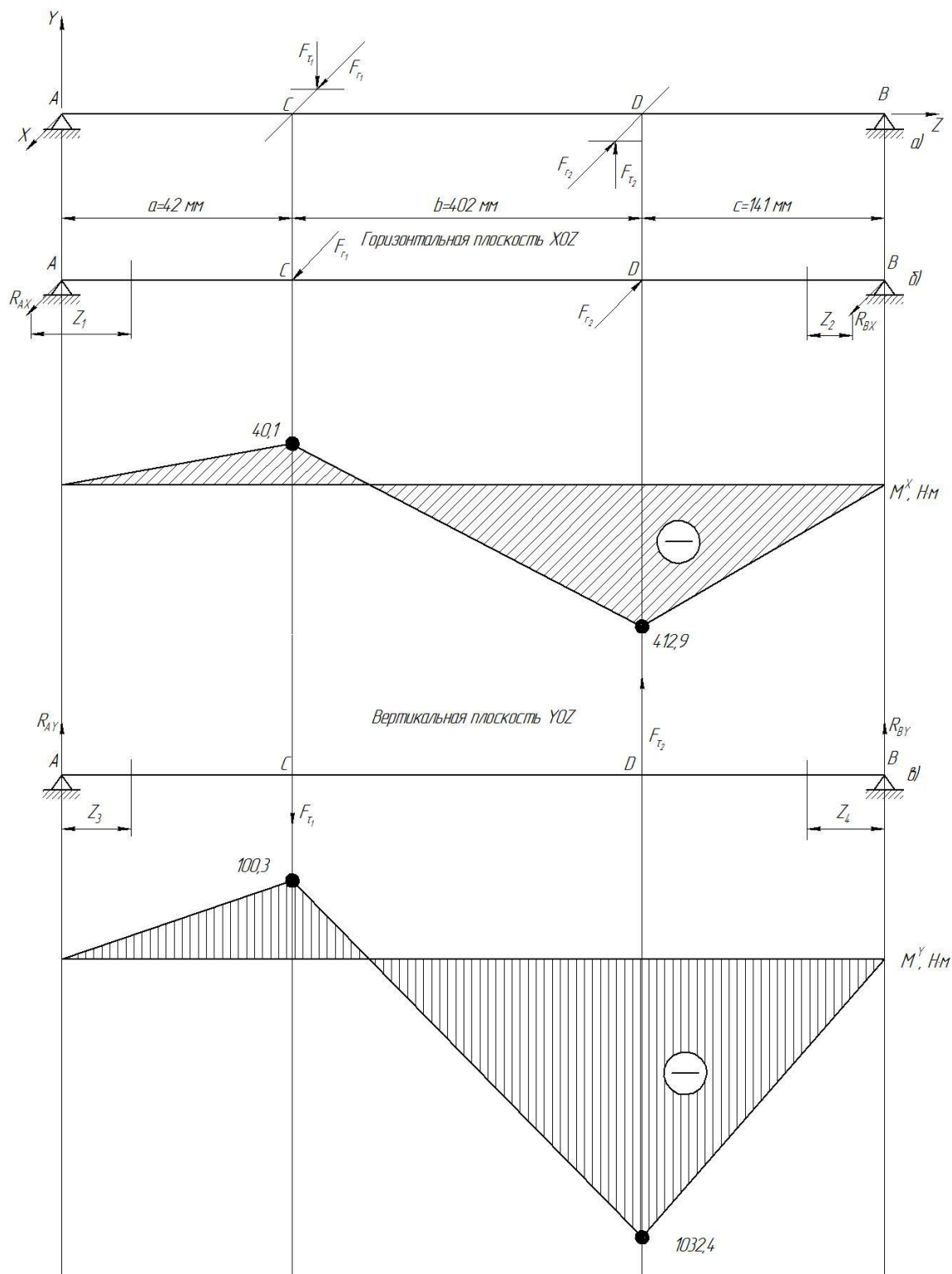


Рисунок 10 – Расчетная схема вала II

5.2 Расчет шпиндельного узла

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

Материал шпинделей выбирают в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40Х с поверхностной закалкой до HRC 48...56. Для прецизионных станков, а особенно для шпиндельных узлов с опорами на жидкостной смазке, используются цементируемые или азотируемые стали.

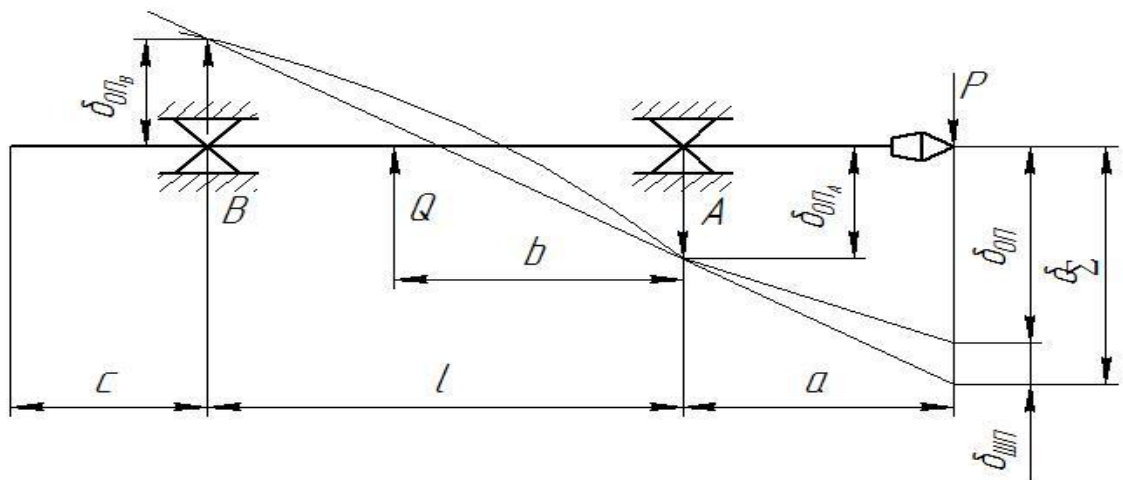


Рисунок 11 – Расчетная схема шпиндельного узла

1. Радиальное упругое перемещение δ_Σ , мм, переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления, так как в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления $\xi = 0,45$ [14, с. 180]:

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

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

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

j_A, j_B - радиальная жесткость опор (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с. 38]), кН/мм,
 $j_A = 0,9 \cdot 10^6$; $j_B = 0,7 \cdot 10^6$;

c - расстояние от приводного элемента до опоры, м, $c = 0,114$;

a - длина консоли, м, $a = 0,138$;

l - длина межопорного участка шпинделя, м, $l = 0,593$.

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

2. Определяем составляющую силы резания P_z :

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

где $P_{\text{эф}} = 17$ кВт - эффективная мощность резания (по заданию);

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

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

где $D_{\text{max}} = 400$ мм - максимальный диаметр обрабатываемой заготовки;

$n_p = 190$ мин⁻¹ - расчетная частота вращения заготовки.

Тогда,

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 90}{1000} = 238,64 \text{ м/мин},$$

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 17}{238,64} = 1759,97 \text{ Н}.$$

3. Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

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

Тогда,

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (100^4 - 27^4) = 4,88 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

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

Тогда,

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (80^4 - 27^4) = 1,98 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

4. Определяем составляющую силы Q , действующей от вала II:

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

$$Q = \sqrt{791,06^2 + 287,92^2} = 841,83 \text{ Н}.$$

Следовательно,

$$\delta_{\Sigma} = 1759,97 \cdot \left[\frac{0,138^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,88 \cdot 10^6} + \frac{0,594 \cdot 0,138^2 \cdot (1 - 0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,98 \cdot 10^6} + \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,138^2 \cdot (1 - 0,45) + 0,7 \cdot 10^6 \cdot (0,594 + 0,138 \cdot (1 - 0,45))^2}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,594^2} \right] - 841,83 \cdot (1 - 0,45) \cdot \left[\frac{0,7 \cdot 10^6 \cdot (0,594 + 0,138) \cdot (0,594 - 0,281) - 0,9 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,594^2} - \frac{0,138}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,98 \cdot 10^6 \cdot 0,594} \cdot (0,281^3 + 2 \cdot 0,594^2 \cdot 0,281 - 3 \cdot 0,594 \cdot 0,281^2) \right] = 1,02 \text{ мкм}.$$

Следовательно, шпиндельный узел соответствует нормам точности станков по ГОСТ 18097-83. Класс точности станка – II.

6. Определяем угол поворота Θ_A , рад, сечения шпинделя в передней опоре [1, с. 35, ф. 3.5]:

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

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,98 \cdot 10^6} \cdot \left(1759,97 \cdot 138 \cdot 594 - \frac{841,83}{2 \cdot 594} \cdot (281^3 - 2 \cdot 594^2 \cdot 281 - 3 \cdot 594 \cdot 281^2) \right) = 0,02 \text{ Град}.$$

5.3 Уточненный расчет опор шпинделя

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

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

где $a = 138$ мм - длина межопорной части; J_2, J_1 - моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм⁴; $\lambda_{\text{опт}} = \frac{a}{l_{\text{опт}}}$; $\chi = \frac{J_2}{J_1}$.

Следовательно,

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{138}{3 \cdot 138} = 0,33,$$

$$\chi = \frac{1,98}{4,88} = 0,41,$$

$$j_{\text{max}} = \frac{0,9 \cdot 10^6}{1 + 0,33 + 0,33 \cdot (3 + 2 \cdot 0,41 \cdot 0,33) \cdot (1 + 0,33 + 0,33 \cdot \frac{0,9 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10^6})} = 2,8 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$1,76 \cdot 10^5 \geq 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0,9 \cdot 10^6}{1 + 0,23} = 1,82 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

5.4 Проверочный расчет зубчатых колес

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

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

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

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

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

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

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

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

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha},$$

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016 с термообработкой: закалка ТВЧ поверхностная с охватом дна впадины, твердость (53...58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

$$z_1 - z_2: \quad z_1 = 39, \quad i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,58, \quad M_{k_1} = 179,63 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,7, \quad d_1 = 78 \text{ мм}$$

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{39} \pm \frac{1}{61})] = 1,7$$

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{78} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 179,63 \cdot (1,58 + 1)}{20 \cdot 1,58}} = 758,12 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 179,63 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 2^2 \cdot 39} = 159,72 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 270 \text{ МПа}.$$

$$z_5 - z_6: \quad z_5 = 80, \quad i_{\text{зн}(z_5 - z_6)} = 2, \quad M_{\text{к}_{\text{ин}}} = 480,01 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,7, \quad d_5 = 320 \text{ мм}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2(\frac{1}{80} \pm \frac{1}{40})] = 1,76;$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{1,76} = 0,65;$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{320} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 480,01 \cdot (2 + 1)}{40 \cdot 2}} = 299,80 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 480,01 \cdot 1 \cdot 3,7 \cdot 0,65}{40 \cdot 4^2 \cdot 80} = 54,11 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 270 \text{ МПа}.$$

5.5 Проверочный расчет шлицевых соединений

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

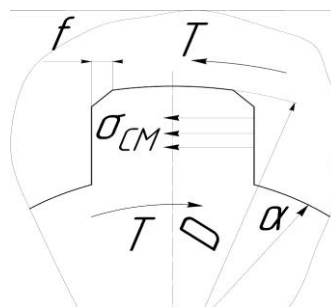


Рисунок 12 – Расчетная схема шлицевого соединения

Исходные данные для вала I:

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

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

где $M_{K_1} = 179,63 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - передаваемый вращающий момент; $K_3 = 0,7 \dots 0,8$ - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев; $z = 8$ - число зубьев; $h = 0,5 \cdot (D - d) - 2 \cdot f$ - рабочая высота зубьев, мм; $d_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (D + d)$ - средний диаметр соединения, мм; l - рабочая длина зубьев, мм.

Тогда,

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

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

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 179,63}{0,7 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 45 \cdot 151} = 2,001 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 4 \dots 7 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Исходные данные для ШП:

$$M_{K_{\text{шп}}} = 480,01 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$z = 10;$$

$$h = 0,5 \cdot (92 - 82) - 2 \cdot 0,5 = 4 \text{ мм};$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (92 + 82) = 50 \text{ мм};$$

$$l = 87 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 480,01}{0,7 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 87 \cdot 87} = 4,53 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$, а в продольном сечении - напряжения среза τ (рисунок 14).

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

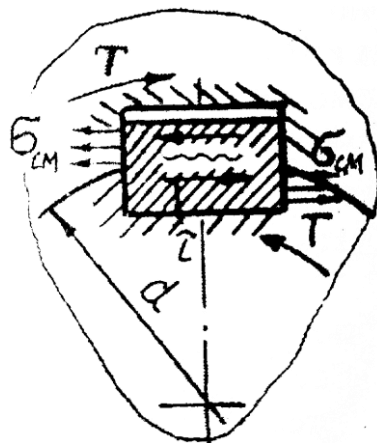


Рисунок 13 – Расчетная схема шпоночного соединения

Поэтому работоспособность шпонки определяют из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{2000 \cdot M_{K1}}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{CM}]$$

где M_{K1} - Н·м ; $[\sigma_{CM}]$ - МПа ; l_p, h, t_1 - мм.

Исходные данные для вала I:

$$d=35 \text{ мм}, M_{K1}=179,63 \text{ Н·м}; h=8 \text{ мм}; t_1=5 \text{ мм}; l_p=29 \text{ мм},$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2000 \cdot 179,63}{35 \cdot 29 \cdot (8 - 5)} = 55,01 \leq [\sigma_{CM}] = 110 \dots 200 \text{ МПа. - условие выполняется.}$$

Исходные данные для вала II:

- $M_{KII} = 547,53 \text{ Н·м};$
- $z = 8;$
- $h = 0,5 \cdot (54 - 46) - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ мм};$
- $d_{cp} = 0,5 \cdot (54 + 46) = 50 \text{ мм};$
- $l = 56 \text{ мм}.$

$$\sigma_{CM} = \frac{2000 \cdot 547,53}{0,8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 56} = 12,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{CM}].$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

6 Общие сведения о базовой модели промышленного робота

ПР 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.

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.

Выдвижение руки робота осуществляется при помощи передачи «винт-гайка качения». В старых образцах робота усилие от электродвигателя передается на вращающийся винт через ременную передачу. В поздних конструкциях данного робота вал электродвигателя непосредственно соединен с винтом.

Для поворота рабочего органа относительно продольной оси применяется поворотный электродвигатель.

В таблице 2 представлены технические характеристики промышленного робота модели М20П.40.01.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 2 - Технические характеристики промышленного робота модели М20П.40.01

Технические характеристики	Значение
Номинальная грузоподъемность: суммарная на один схват, кг	20
Число степеней подвижности	5
Количество рук робота	1
Количество захватов на одну руку	1;2
Тип привода	Электропневматический
Погрешность позиционирования, мм	1
Наибольший вылет руки (R)	1100
Тип системы управления	Позиционная
Наибольшее количество одновременно управляемых координат	2
Число программируемых точек	649
Способ программирования	Обучение
Габарит системы ЧПУ «Контур-1»,мм	450x500x1200
Масса системы ЧПУ «Контур-1», кг	150
Габарит робота (без захватов и УЧПУ), мм	650x1950x2230
Масса механической системы, кг	510; 580; 594

ПР М20.П40.01 предназначен для автоматизации загрузки-выгрузки деталей и смены инструмента на различном обрабатывающем оборудовании.

Робот может обслуживать один или два станка и вместе с ними представляет комплекс, который служит базой для создания гибких производственных модулей, которые могут работать продолжительное время без участия оператора.

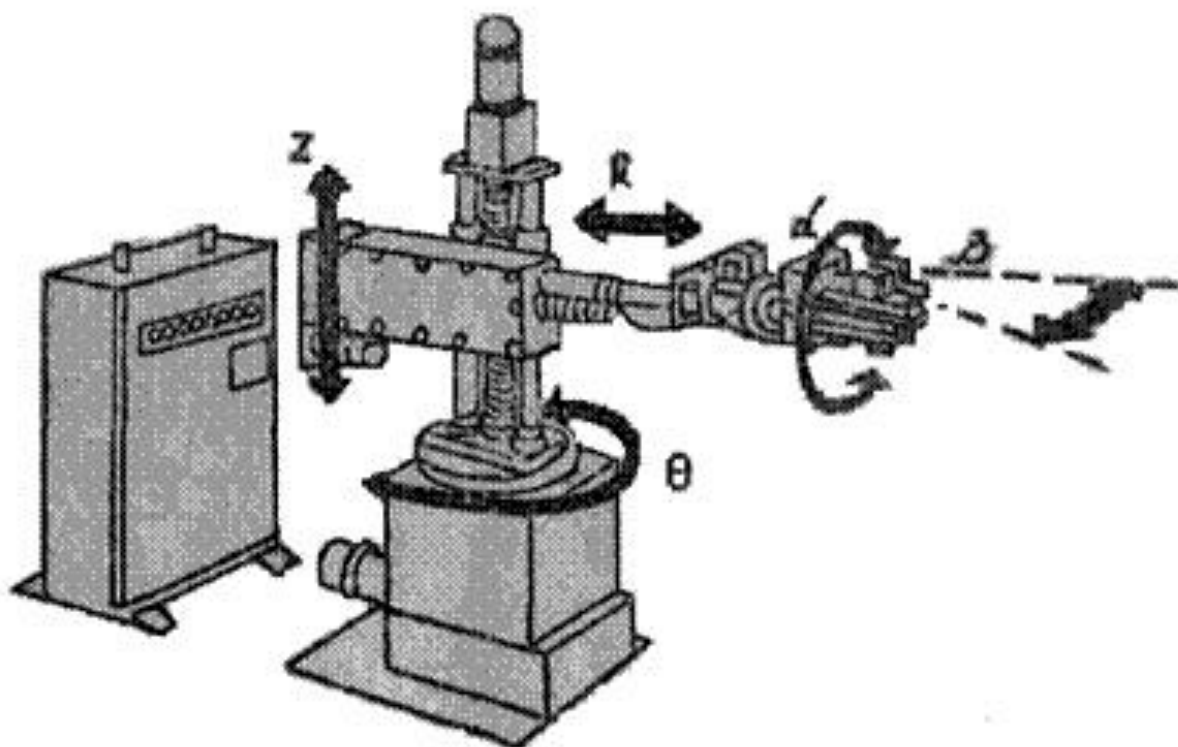


Рисунок 14 – Промышленный робот модели М20П.40.01

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ

Лист

58

7 Разработка алгоритма работы ГСС

Зная величины каждого перемещения и задаваясь рациональной скоростью этого перемещения можно составить алгоритм работы ГСС.

На основании известных практических данных все холостые ходы руки (без объекта манипулирования), будем выполнять на максимально возможных скоростях. При перемещении объекта манипулирования скорости принимаем в два раза меньше максимальных.

Считаем, что исходное положение схвата ПР находится над загрузочной позицией тактового стола в верхнем положении.

Алгоритм загрузки первого станка запишем в следующем виде:

1. Опустить схват из исходного положения в положение, при котором центр схвата совпадает с осью заготовки: $l=0.2\text{м}$; $V=0.3\text{м/с}$; $t=0.7\text{с}$;
2. Зажим заготовки схватом: $t=5\text{с}$;
3. Поднять заготовку на $l=0.25\text{м}$ со скоростью $V=0.25\text{м/с}$; время $t=1.2\text{с}$;
4. Поворот траверсы по часовой стрелке на 82° при скорости $\omega=1,2 \text{ град/с}$ за $t=1.8\text{с}$;
5. Выдвижение руки манипулятора на $l=0.47\text{м}$ со скоростью $V=0.3\text{м/с}$ за время $t=1.6\text{с}$;
6. Подать деталь в патрон станка: $t=1\text{с}$;
7. Зажать заготовку патроном: $t=1,5\text{с}$;
8. Разжим схвата: $t=5\text{с}$;
9. Вывести схват из зоны обработки: вдвиг руки на $l=0.47\text{м}$ со скоростью $V=0.3\text{м/с}$ за время $t=1.6\text{с}$;
10. Закрыть защитный кожух станка: $t=5\text{с}$.

Суммарное время загрузки:

$$\sum T_{\text{и}} = 24,4 \text{ с}$$

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

Далее начинается обработка на станке, которая продолжается в течение времени T_{m_1} .

Алгоритм загрузки второго станка запишем в следующем виде:

1. Поворот траверсы по часовой стрелке на 82° при скорости $\omega=1,2 \text{ град/с}$ за $t=1,8 \text{ с}$;
 2. Опустить схват из исходного положения в положение, при котором центр схвата совпадает с осью заготовки: $l=0,2 \text{ м}$; $V=0,3 \text{ м/с}$; $t=0,7 \text{ с}$;
 3. Зажим заготовки схватом: $t=5 \text{ с}$;
 4. Поднять заготовку на $l=0,25 \text{ м}$ со скоростью $V=0,25 \text{ м/с}$; время $t=1,2 \text{ с}$;
 5. Поворот траверсы по часовой стрелке на 82° при скорости $\omega=1,2 \text{ град/с}$ за $t=1,8 \text{ с}$;
 6. Выдвижение руки манипулятора на $l=0,47 \text{ м}$ со скоростью $V=0,3 \text{ м/с}$ за время $t=1,6 \text{ с}$;
 7. Подать деталь в патрон станка: $t=1 \text{ с}$;
 8. Зажать заготовку патроном: $t=1,5 \text{ с}$;
- Разжим схвата: $t=5 \text{ с}$;
9. Вывести схват из зоны обработки: вдвиг руки на $l=0,47 \text{ м}$ со скоростью $V=0,3 \text{ м/с}$ за время $t=1,6 \text{ с}$;
 10. Закрыть защитный кожух станка: $t=5 \text{ с}$.

Суммарное время загрузки:

$$\sum T_{i1} = 26,2 \text{ с}$$

Далее начинается обработка на станке, которая продолжается в течение времени T_{m_1} .

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Алгоритм выгрузки детали с первого станка:

1. Открыть защитный кожух: $t=5c$;
2. Поворот траверсы по часовой стрелке на 135° при скорости $\omega=1,2 \text{ град/с}$ за $t=1.8c$;
3. Выдвижение руки манипулятора на $l=0.47\text{м}$ со скоростью $V=0.3\text{м/с}$ за время $t=1.6c$;
4. Опустить схват на уровень заготовки: $l=0.25\text{м}$; $V=0.25\text{м/с}$; $t=0.8c$;
5. Зажим заготовки схватом: $t=2c$;
6. Разжим тисков: $t=1,5c$;
7. Поднять деталь на $l=0.25\text{м}$ со скоростью $V=0.25\text{м/с}$; время $t=1.2c$;
8. Вывести схват из зоны обработки: вдвиг руки на $l=0.47\text{м}$ со скоростью $V=0.3\text{м/с}$ за время $t=1.6c$;
9. Поворот траверсы по часовой стрелке на 82° при скорости $\omega=1,2 \text{ град/с}$ за $t=1.8c$;
10. Опустить схват на уровень накопителя деталей: $l=0.25\text{м}$; $V=0.25\text{м/с}$; $t=0.8c$;
11. Разжим схвата: $t=5c$;

Суммарное время выгрузки:

$$\sum T_{i1} = 22,9 c$$

Алгоритм выгрузки детали со второго станка:

1. Открыть защитный кожух: $t=5c$;
2. Поворот траверсы по часовой стрелке на 135° при скорости $\omega=1,2 \text{ град/с}$ за $t=1.8c$;
3. Выдвижение руки манипулятора на $l=0.47\text{м}$ со скоростью $V=0.3\text{м/с}$ за время $t=1.6c$;
4. Опустить схват на уровень заготовки: $l=0.25\text{м}$; $V=0.25\text{м/с}$; $t=0.8c$;
5. Зажим заготовки схватом: $t=2c$;
6. Разжим тисков: $t=1,5c$;

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7. Поднять деталь на $l=0.25\text{м}$ со скоростью $V=0.25\text{м/с}$; время $t=1.2\text{с}$;

8. Вывести схват из зоны обработки: вдвиг руки на $l=0.47\text{м}$ со скоростью $V=0.3\text{м/с}$ за время $t=1.6\text{с}$;

9. Поворот траверсы по часовой стрелке на 82° при скорости $\omega=1,2\text{ град/с}$ за $t=1.8\text{с}$;

10. Опустить схват на уровень накопителя деталей: $l=0.25\text{м}$;
 $V=0.25\text{м/с}$; $t=0.8\text{с}$;

11. Разжим схвата: $t=5\text{с}$;

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8 Анализ ГСС на основе теории массового обслуживания

Время цикла и время обслуживания станков определяют из условия, что заявка на обслуживание носит случайный характер. Поэтому средняя частота или интенсивность поступления заказов на обслуживание в единицу времени определяют по следующей формуле:

$$\lambda = \frac{1}{T_{\text{ц}}},$$

где $T_{\text{ц}}$ - время обработки данной детали.

$$T_{\text{ц}} = T_m + T_{\text{об}}$$

Интенсивность обслуживания станков, определяющая среднее число выполняемых в единицу времени заказов на обслуживание:

$$\gamma = \frac{1}{T_{\text{об}}}$$

Задачей теоретического анализа структуры ГСС является выбор варианта с минимальными потерями на обслуживание станков. При этом предполагается, что каждая заявка станка на обслуживание удовлетворяется. В случае, когда манипулятор занят, заявка ставится на очередь и станок ожидает, пока манипулятор не освободится. При наличии нескольких заявок приоритет остается за ранее поданной заявкой.

В станочной системе число заявок на обслуживание может быть равно $K = 0, 1, 2, \dots, m$, где m - общее число станков и других рабочих позиций. Поэтому возможны следующие состояния системы:

$E_0(K = 0)$ - все станки работают, манипулятор простаивает;

$E_1(K = 1)$ - все станки, кроме одного, работают, манипулятор обслуживает станок, от которого поступила заявка на смену заготовок;

$E_2(K = 2)$ - работают $m - 2$ станка, на одном станке идет смена заготовки, один ожидает обслуживания;

$E_m (K = m)$ - все станки стоят, один станок обслуживается манипулятором, остальные ожидают очереди обслуживания.

Вероятность того, что одно из этих состояний системы к моменту времени t_0 изменится, зависит от следующих факторов:

- 1) находится ли манипулятор в работе к моменту времени t_0 ;
- 2) поступает ли заказ на новое обслуживание;
- 3) какое время требуется для обслуживания.

Задачей анализа станочной системы 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:

- 1) Среднее использование манипулятора A_m , %.
- 2) Среднее использование одного станка A_c , %.
- 3) Коэффициент простоя при многостаночном обслуживании K_c , %.

Допустимыми считаются следующие значения этих показателей:

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

Исходными данными для расчетов являются: интенсивность заявок на обслуживание λ , число станков и вспомогательных позиций m и интенсивность обслуживания γ .

Расчеты выполняются для конкретной структуры станочной системы. Для расчетов и дальнейшего анализа будем определять отношение средней интенсивности заявок к средней интенсивности обслуживания:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma}$$

Вероятность того, что все станки работают, а манипулятор простаивает, рассчитывают по формуле:

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

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

m – общее число станков.

Вероятность использования манипулятора:

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

где P_k - вероятность нахождения системы в одном из возможных состояний;

В соответствии с теорией массового обслуживания вероятность перехода системы из одного состояния системы в другое (например, из состояния, когда три станка работают, а остальные ждут обслуживания) определяется на основе формул А. Эрланга из выражения:

$$P_k = [m!/(m-k)!] \cdot \rho^k \cdot P_0.$$

Коэффициент простоя одного станка из-за ожидания при многостаночном использовании:

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

Среднее использование одного станка:

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

Для анализа станочной системы с однозахватным манипулятором зададимся несколькими средними значениями машинного времени $Tm_{cp} = 40, 60, 120, 180, 240, 300$ с и рассчитаем основные показатели, характеризующие производительность ГСС.

Для $Tm_{cp1} = 40$ с, $T_{ц} = 40 + 48,2 = 88,2$ с:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{ц}} = \frac{48,2}{88,2} = 0,5$$

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,5 + \frac{2! \cdot 0,5^2}{(2-2)!}} = 0,4$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,4 = 0,4$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,5^1 \cdot 0,4 = 0,4$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,5^2 \cdot 0,4 = 0,1$$

$$Am = 0,4 + 0,1 = 0,5 = 50\% > 20\%$$

$$A_C = (0,28 \cdot 2 + 0,4 \cdot 1) / 2 = 0,48 = 48\% < 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,1 / 2 = 0,05 = 5\% > 2\%$$

Для $Tm_{CP2} = 60 \text{ с}$, $T_{ц} = 60 + 38,9 = 98,9 \text{ с}$:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{ц}} = \frac{38,9}{98,9} = 0,39$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,39 + \frac{2! \cdot 0,39^2}{(2-2)!}} = 0,35$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,35 = 0,35$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,39^1 \cdot 0,35 = 0,27$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,39^2 \cdot 0,35 = 0,05$$

$$Am = 0,27 + 0,05 = 0,32 = 32\% > 20\%$$

$$A_C = (0,35 \cdot 2 + 0,27 \cdot 1) / 2 = 0,48 = 48\% < 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,05 / 2 = 0,025 = 2,5\% > 2\%$$

Для $Tm_{CP3} = 120 \text{ с}$, $T_{ц} = 120 + 38,9 = 158,9 \text{ с}$:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{ц}} = \frac{38,9}{158,9} = 0,25$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,25 + \frac{2! \cdot 0,25^2}{(2-2)!}} = 0,67$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,67 = 0,67$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,25^1 \cdot 0,67 = 0,4$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,25^2 \cdot 0,67 = 0,04$$

$$Am = 0,4 + 0,04 = 0,44 = 44\% > 20\%$$

$$A_C = (0,67 \cdot 2 + 0,4 \cdot 1) / 2 = 0,62 = 62\% > 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,04 / 2 = 0,02 = 2\% = 2\%$$

Для $Tm_{CP4} = 180 \text{ с}$, $T_{II} = 180 + 48,2 = 218,9 \text{ с}$:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{II}} = \frac{48,2}{218,9} = 0,18$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,18 + \frac{2! \cdot 0,18^2}{(2-2)!}} = 0,73$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,73 = 0,73$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,18^1 \cdot 0,73 = 0,26$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,18^2 \cdot 0,73 = 0,02$$

$$Am = 0,26 + 0,02 = 0,28 = 28\% > 20\%$$

$$A_C = (0,73 \cdot 2 + 0,26 \cdot 1) / 2 = 0,86 = 86\% > 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,02 / 2 = 0,01 = 1\% < 2\%$$

Для $Tm_{CP5} = 240 \text{ с}$, $T_{II} = 240 + 48,2 = 278,9 \text{ с}$:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{II}} = \frac{48,2}{278,9} = 0,14$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,14 + \frac{2! \cdot 0,14^2}{(2-2)!}} = 0,78$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,78 = 0,78$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,14^1 \cdot 0,78 = 0,19$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,14^2 \cdot 0,78 = 0,03$$

$$Am = 0,19 + 0,03 = 0,22 = 22\% > 20\%$$

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$A_C = (0,78 \cdot 2 + 0,19 \cdot 1) / 2 = 0,88 = 88\% > 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,022 / 2 = 0,011 = 1,1\% < 2\%$$

Для $Tm_{CP6} = 300 \text{ c}$, $T_{II} = 300 + 48,2 = 348,2 \text{ c}$:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{II}} = \frac{48,2}{348,2} = 0,11$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,11 + \frac{2! \cdot 0,11^2}{(2-2)!}} = 0,82$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,82 = 0,82$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,11^1 \cdot 0,82 = 0,18$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,11^2 \cdot 0,82 = 0,01$$

$$Am = 0,18 + 0,01 = 0,19 = 19\% < 20\%$$

$$A_C = (0,82 \cdot 2 + 0,18 \cdot 1) / 2 = 0,91 = 91\% > 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,01 / 2 = 0,005 = 0,5\% < 2\%$$

9 Расчет промышленного робота

9.1 Определение номинальной грузоподъемности ПР

Номинальная грузоподъемность равна сумме масс объекта манипулирования и схвата. Ориентировочно грузоподъемность определяем по формуле:

$$m_n = K_C \cdot K_{\Pi} \cdot m_0,$$

где $K_C = 1,1 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий массу схвата, принимаем $K_C = 1,1$.

K_{Π} - коэффициент, учитывающий тип привода схвата ($K_{\Pi} = 1,3$ для пневмопривода; $K_{\Pi} = 1,1$ для гидравлического привода; $K_{\Pi} = 1,15$ для вакуумного и магнитного). Принимаем $K_{\Pi} = 1,3$; m_0 - масса объекта манипулирования.

Массу объекта манипулирования находим, используя программный продукт КОМПАС 3D-V16, создав в нем твердотельную модель нашей заготовки, приняв за материал Сталь 10, после этого программа автоматически подсчитает ее массу.

Таким образом, масса детали $m = 65,1 \text{ кг}$

$$m_n = 1,1 \cdot 1,3 \cdot 65 = 92,5 \text{ кг}$$

Полученную грузоподъемность округляют до ближайшего значения из стандартного ряда по ГОСТ 25204-82.

Полученную грузоподъемность (кг) округляют до ближайшего большего значения из предпочтительного ряда (ГОСТ 25204-82). Для станочных роботов: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160 По ГОСТ 25204-82. Грузоподъемность ПР принимаем равной $m = 80 \text{ кг}$.

9.2 Расчет механизма вертикального перемещения

Исходными данными для проектирования ИС являются динамические параметры и величины перемещения степеней подвижности, структура НМС, конструктивное исполнение ориентирующего механизма, размера рабочей зоны ПР. На основании этих данных определяются взаимное положение звеньев и узлов ПР, их присоединительные размеры, тип кинематических связей, передаточных механизмов и привода.

В случае, когда заранее неизвестны некоторые геометрические параметры привода (например, диаметр D ходового винта), двигатель определяется по его мощности. При определении мощности необходимо выявить узлы механизма, в которых при перемещении возникают силы трения, препятствующие движению. Для механизма вертикального перемещения (рис.4) узлами трения являются направляющие 1, верхняя 2 и нижняя 3 опоры, а также винтовая шариковая пара 4.

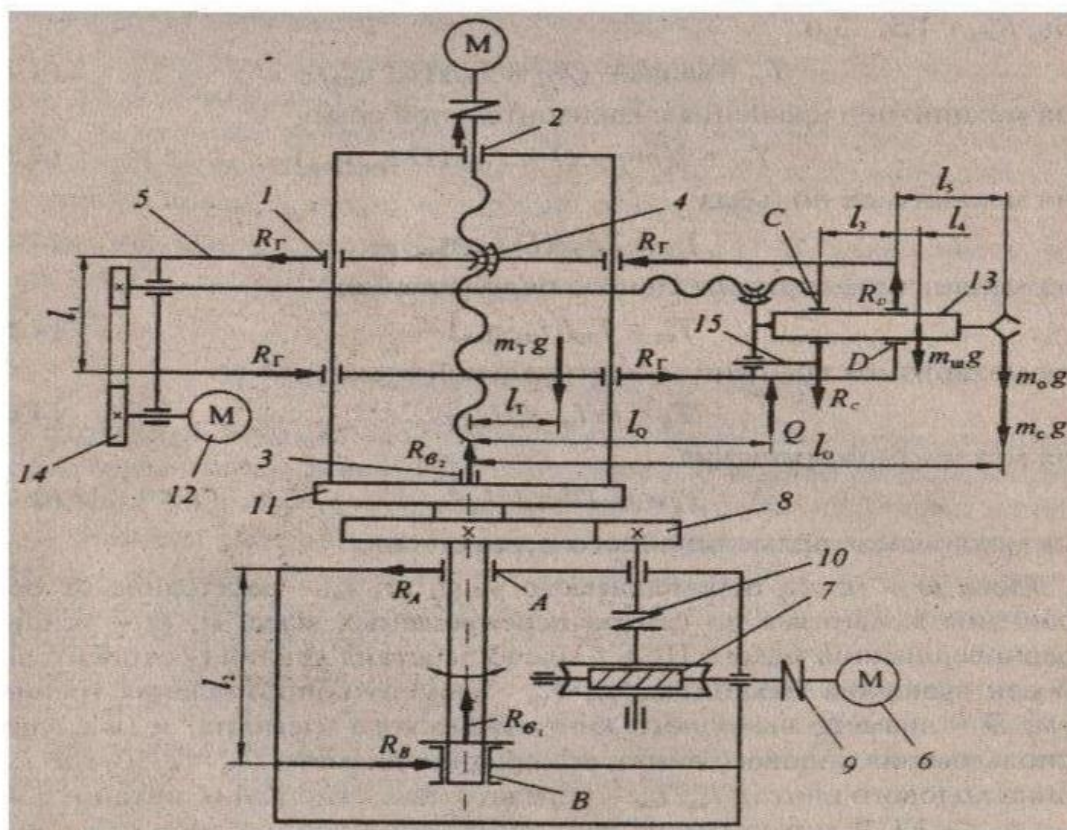


Рисунок 15 – Расчетная схема работы

На рисунке 15: $l_0 = 1.20$ м; $l_1 = 0.40$ м; $l_2 = 0.70$ м; $l_3 = 0.30$ м; $l_Q = 0.6$ м; $l_5 = 0.3$ м. При определении мощности необходимо выявить механизмы, в которых при перемещении возникают силы трения, препятствующие движения, для механизма вертикального перемещения узлами трения является направляющая, верхняя и нижняя опоры, а также винтовая шариковая пара.

$$R_B = (m_T + m_0 + m_c) \cdot 9,8 \text{ Н}$$

m_T - масса траверсы

m_0 - масса объекта манипулирования

m_c - масса схвата

$$R_B = (40 + 65,1 + 10) \cdot 9,8 = 115,1 \text{ Н}$$

Сила сопротивления, возникающая от трения в опорах ходового винта и в шариковой винтовой паре, обычно не превышают 5-10% от сил сопротивления горизонтальных опорных реакциях $R_{Г}$ в направляющих, поэтому ими можно пренебречь. В свою очередь, сила сопротивления в направляющих. Сила инерции при трапециидальном законе изменение скорости движения

$$R_A = \frac{(m_0 + m_c) \cdot g \cdot l_0}{2g \cdot l_1}$$

$$R_A = \frac{(65 + 10) \cdot 9,8 \cdot 1,11}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,25} = 163$$

$$F_A = k_1 \cdot (m_T + m_c + m_0) \cdot a,$$

где a – ускорение при пуске двигателя, м/с^2

$$a = \frac{V}{t_p},$$

где V – скорость вертикального перемещения, м/с ;

t_p – время разгона, с: $t_p = 0,3 - 0,5$;

k_1 – коэффициент конструкции, при $a=1$ $k_1=1$.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Мощность привода в установившемся режиме, кВт:

$$P = 10^{-3} \cdot F_{\Sigma} \cdot V$$

$$P = 10^{-3} \cdot 1216,3 \cdot 0,3 = 0,37 \text{ кВт}$$

Мощность двигателя:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P}{\eta},$$

где η – КПД привода.

$$P_{\text{дв}} = \frac{0,37}{0,85} = 0,429 \text{ кВт}$$

По каталогу выбирается ближайший двигатель постоянного тока большей мощности. Выбираем двигатель постоянного тока ДК1-5,2 РДВ=0,5кВт.

9.3 Расчет механизма вращения траверсы

При разработке схемы привода необходимо иметь в виду, что частота вращения ограничивается значительными инерционными нагрузками. Это приводит к большим передаточным отношениям механизма, которые реализуются с помощью червячных передач. Расчетная мощность двигателя механизма вращения

Расчетная мощность двигателя механизма вращения

$$P_{\text{дв}} = \frac{k_1 \cdot P_{\text{СТ}}}{\eta_{\text{МВ}}}$$

$$P_{\text{дв}} = \frac{1 \cdot 0,048}{0,86} = 0,06 \text{ кВт}$$

$\eta_{\text{МВ}}$ - КПД привода вращения

$$\eta_{\text{МВ}} = \eta_{\text{П}}^3 \cdot \eta_{\text{М}}^2 \cdot \eta_{\text{ЗП}} \cdot \eta_{\text{ЧП}},$$

где, $\eta_{\text{КПД}}$ - КПД пары подшипников; $\eta_{\text{М}}$ - КПД муфты; $\eta_{\text{ЗП}}$ - КПД зубчатой передачи; $\eta_{\text{ЧП}}$ -КПД червячной передачи.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

РСТ - статическая мощность привода:

$$P = 10^{-3} \cdot T_{TP} \cdot \omega$$

T_{TP} - суммарный момент сопротивления повороту, Нм;

$$T_{TP} = T_A + T_A + T_B$$

где T_A и T_B – моменты сопротивления, возникающие соответственно в опорах А и В от действия горизонтальных реакций R_A и R_B ; T_B – момент сопротивления от действия вертикальной реакции R_{B2} .

$$P = 10^{-3} \cdot 12,12 \cdot 4 = 0,048 \text{ кВт}$$

$$P = 10^{-3} \cdot R_{A(B)} \cdot \left(\frac{d_{A(B)}}{2} \right) \cdot f$$

$$P = 10^{-3} \cdot 1111,3 \cdot \left(\frac{100}{2} \right) \cdot 0,05 = 2,78 \text{ Нм}$$

где $d_{A(B)}$ – диаметр цапф, мм; f - коэффициент трения опор качения: $f=0,05$

$$P = 10^{-3} \cdot R_B \cdot \left(\frac{d_B}{2} \right) \cdot f$$

$$P = 10^{-3} \cdot 3326,5 \cdot \left(\frac{80}{2} \right) \cdot 0,05 = 6,65 \text{ Нм}$$

$$R_B = (m_T + m_0 + m_c + m_E) \cdot g$$

$$R_B = (40 + 65 + 10 + 275,66) \cdot 9,8 = 3822 \text{ Н}$$

где m_K - масса поворотного узла

$$m_K = k_2 \cdot m_0$$

$$m_K = 20 \cdot 65 = 1300 \text{ кг}$$

k_2 – коэффициент конструкции, зависящий от типа и грузоподъемности

$$R_{A(A)} = \frac{(m_0 + m_c) \cdot g \cdot l_0}{l_2}$$

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

$$R_{A(A)} = \frac{(65+10) \cdot 9,8 \cdot 1,192}{0,25} = 3504 \text{ Н}$$

Для определения диаметра цапф под подшипники необходимо определить диаметр оси поворота из условия прочности на изгиб, мм

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1 \cdot [\sigma_{из}]}}$$

где $[\sigma_{из}] = 80-120 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение изгиба;

МИЗ – изгибающий момент, Нм:

$$R_{A(B)} = (m_0 + m_c) \cdot g \cdot l_0$$

$$R_{A(B)} = (65+10) \cdot 9,8 \cdot 1,192 = 876 \text{ Н}$$

По каталогу выбирается двигатель постоянного тока большей мощности. Выбираем двигатель постоянного тока ДК1-5,2 РДВ = 0,5кВт; $J_{ДВ} = 2 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $[\varphi] = 5,2$.

Выбранный двигатель проверяют по условиям пуска, для чего определяют коэффициент его перегрузки φ , который сравнивается с допустимым значением $[\varphi]$.

Проверка двигателя по условиям пуска

$$T_{II} = T_{CT} + T_{ИН} + J_{ПР}$$

где, ТСТ – статический момент на валу двигателя;

$$T_{CT} = \frac{T_{TP}}{i_{MB} \cdot \eta_{MB}}$$

i_{MB} – передаточное отношение механизма вращения:

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$i_{MB} = \frac{n_{ДВ}}{n}$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$$

$$n = \frac{30 \cdot 4}{\pi} = 38,216$$

$$i_{MB} = \frac{1000}{38,216} = 25$$

$$T_{CT} = \frac{12,21}{25 \cdot 0,85} = 0,6 \text{ Нм}$$

$T_{ин}$ – момент силы инерции вращающихся частей механизма привода, Нм

$$T_{ин} = \frac{1,2 \cdot 10^{-4} \cdot c \cdot J_{ДВ} \cdot n_{ДВ}}{t_p}$$

где $c=1,1 \dots 1,4$ – коэффициент, учитывающий моменты инерции всех вращающихся деталей привода, кроме ротора двигателя;

$J_{ДВ}$ – момент инерции ротора двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$J_{ДВ} = \frac{(m_0 + m_c) \cdot l_0 \cdot n_{дв}}{3,82 \cdot i_{MB}^2 \cdot t_p \cdot \eta_{MB}}$$

Проверка двигателя на разгон и ускорение (уточнение времени пуска).

$$t_p = \frac{1}{T_{II} - T_{CT}} \left[0,12 \cdot J_{ДВ} \cdot n_{ДВ} + \frac{(m_0 + m_c) \cdot p^2}{10 \cdot (i_{MB})^2 \cdot \eta_{MB}} \right]$$

$$t_p = \frac{1}{5,76 - 0,6} \left[0,12 \cdot 1,95 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 + \frac{(65 + 10) \cdot 1,11^2 \cdot 1000}{10 \cdot 25^2 \cdot 0,85} \right] = 1 \text{ с}$$

$$J_{ДВ} = \frac{(65 + 10) \cdot 1,192^2 \cdot 1000}{3,82 \cdot 25^2 \cdot 0,3 \cdot 0,86} = 4,38 \text{ Нм}$$

$$T_{ин} = \frac{1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 1,95 \cdot 1000}{0,3} = 0,78 \text{ Нм}$$

$$v = \omega \cdot p$$

$$v = 4 \cdot 1,192 = 4,768 \text{ м/с}$$

$$a = \frac{v}{t_p}$$

$$a = \frac{48}{1} = 4 \text{ м/с}^2$$

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_p}$$

$$\varepsilon = \frac{4}{1} = 4 \text{ м/с}^3$$

Проверка по перегрузке

$$\varphi = \left(\frac{T_{II}}{T_H} \right) \leq [\varphi]$$

$$\varphi = \frac{5,76}{3,6} = 1,6 \leq [5,2]$$

Проверка теплового режима электродвигателя

Проверку теплового режима проводят по эквивалентному моменту

$$T_{зкв} = \sqrt{ПВ \cdot \frac{\left[\sum (T_{CT}^2 + T_D^2) \cdot t_p + \sum T_{CT}^2 \cdot t_{II} \right]}{\left[\beta \cdot (\sum t_p + \sum t_{II}) \right]}}$$

где ПВ - коэффициент периода включения степени подвижности

$$ПВ = \frac{t_K}{t_{II}}$$

$$ПВ = \frac{24}{165} = 0,15$$

$$T_{зкв} = \sqrt{0,15 \cdot \frac{\left[(0,6^2 + 22,7^2) \cdot 0,3 + 0,6^2 \cdot 5,4 \right]}{\left[0,85 \cdot (4,2 + 19,8) \right]}} = 1,044 \text{ Нм}$$

tK=24(с) – время работы степени подвижности в цикле

tЦ=177(с) – время цикла

tП=19,8(с) – время движения с постоянной скоростью

tР=4,2(с) – время разгона

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9.4 Расчет механизма горизонтального перемещения

Механизм выдвижения штанги 13 (горизонтального перемещения) определяем как:

$$P_{дв} = \frac{\kappa_1 \cdot P_{пм}}{\eta_{пм}},$$

где $\eta_{пм}$ - КПД механизма перемещения, зависящий от КПД опор, ременной передачи 14, направляющей скольжения 15, шариковой винтовой пары;

$P_{пм}$ - мощность привода механизма, кВт:

$$P_{пм} = 10^{-3} \cdot F_{ос} \cdot V$$

где V – скорость выдвижения штанги с грузом, м/с;

$F_{ос}$ – осевая сила на ходовом винте:

$$F_{ос} = F_{ин} + F_{тр}$$

где $F_{ин}$ - сила инерции штанги с грузом

$$F_{ин} = \kappa_1 \cdot (m_0 + m_c + m_{ш}) \cdot a$$

где $m_{ш}$ – масса штанги;

a – ускорение перемещения;

$$F_{ин} = 1 \cdot (65 + 10 + 140) \cdot 1 = 215 \text{ Н}$$

$$F_{тр} = \kappa_1 \cdot (R_c + R_d) \cdot f$$

где $F_{тр}$ - сила сопротивления перемещению;

R_c и R_d - реакции в опорах С и D, которые определяются при максимальном вылете схвата без учета осевой силы в винтовой паре из условия равновесия:

$$R_c = \frac{(m_0 + m_c) \cdot g \cdot l_5 + m_{ш} \cdot g \cdot l_4}{l_3}$$

$$R_c = \frac{(65 + 10) \cdot 9,8 \cdot 65 + 140 \cdot 9,8 \cdot 70}{90} = 1575 \text{ Н}$$

$$R_d = \frac{(m_0 + m_c) \cdot g \cdot (l_5 + l_3) + m_{ш} \cdot g \cdot (l_4 + l_3)}{l_3}$$

$$R_d = \frac{(65 + 10) \cdot 9,8 \cdot (65 + 90) + 140 \cdot 9,8 \cdot (70 + 90)}{90} = 3847 \text{ Н}$$

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

$$F_{TP} = 1 \cdot (1575 + 3847) \cdot 0,05 = 271,2 \text{ Н}$$

$$F_{oc} = 215 + 271,2 = 486,1 \text{ Н}$$

$$P_{IM} = 0,001 \cdot 486,1 \cdot 0,3 = 0,15 \text{ кВт}$$

$$P_{дв} = \frac{1 \cdot 0,15}{0,65} = 0,23 \text{ кВт}$$

Далее по каталогу [2] выбираем ближайший двигатель постоянного тока серии ДК1 большей мощности типа ДК1-1,7, который имеет следующие основные параметры:

$$P_{ном} = 0,18 \text{ кВт};$$

$$T_{ном} = 1,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$n = 1000 \text{ об/мин};$$

$$J_{дв} = 0,0016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Проверку двигателя проводят по электромеханической постоянной, но в этом случае приведенный момент инерции:

$$J_{пр} = \left(\sum_{i=1}^n m \right) \cdot \left(\frac{V}{\omega_{дв}} \right)^2$$

$$J_{пр} = 258 \cdot 0,000001 = 0,000258 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{дв} > J_{пр}$$

Заключение

В ходе выполнения работы была спроектирована гибкая станочная система на базе двух токарных станков по типу модели 1П756Ф4.

Проведен кинематический расчет привода главного движения станка, анализ гибкой станочной системы на основе теории массового обслуживания.

Выполнены силовые расчеты валов, зубчатых колес, шлицевых и шпоночных соединений, расчет шпиндельного узла и его опор на жесткость, расчет времени обслуживания промышленного робота.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Список использованных источников и литературы

1. Михеев, И.И. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. Пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ермоленко. – 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. Ермоленко, 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

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

13. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2 – 9-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006 – 928 с.

14. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш.шк.,1991.-382с.

15. Панчурин В. В., Михеев И. И., Голубовский В. В. Проектирование и расчет промышленных роботов - ПГУ 2004г.-53с.

16. Александров М. П. Подъемно-транспортные системы. – М.: Высш. шк.,1979. – 558с.

17. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1992.

18. Козырев Ю. Г. Промышленные роботы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983, - 374с.

19. Механика промышленных роботов: Учеб. пособ. для втузов. В 3 кн. / Под ред. К. Ф. Фролова, Е. И. Воробьев и др. – М.: Высш. шк., 1989, - 383 с.

20. Промышленные роботы в машиностроении. Атлас конструкций / Под ред. Ю. М. Соломенцова. – М.: Машиностроение, 1987.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

21. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении: Альбом схем и чертежей / Под общ. ред. Ю. М. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1989. – 191 с.

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение А. Спецификации

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						83
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение Б. Ведомость ВКР

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ	Лист
						84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		