

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

Роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого
станка по типу модели ИР 500МФ4 и напольного робота по типу модели М20П.40.01

ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ
(обозначение ВКР)

Студент гр. 16МС1

Дашкин Р.Г.
(подпись, дата)

Дашкин Р.Г.
(фамилия, инициалы)

Руководитель

Истомин Ю.В.
(подпись, дата)

Истомин Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

Большаков Г.С.
(подпись, дата)

Большаков Г.С.
(фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой

Липов А.В.
(подпись)

Липов А.В.
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой хорошо

(протокол заседания ГЭК от 23.06.2020г. № 5)

Секретарь ГЭК

Истомин Ю.В.
(подпись)

Истомин Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Пенза 2020

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						
Разраб.		Дашкин Р.Г.			Роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели ИР500МФ4 и напольного робота по типу модели М20П.40.01 Пояснительная записка			Лит.	Лист	Листов
Провер.		Истомина Ю.В.							2	89
								Кафедра «КПТО», группа 16МС1		
Н. Контр.		Большаков Г.С.								
Утверд.										

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой КПТО А.В. Липов

« 15 » июля 2020 г.

ЗАДАНИЕ на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 16МС1 Факультета машиностроения и транспорта
направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Дашкин Радик Газинурович

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 «КПТО»

5. Тема бакалаврской работы

Роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели IP500МФ4 и напольного робота по типу модели M20П.40.01

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 роботизированный технологический комплекс для механической обработки корпусных заготовок из черных и цветных сплавов

7. Объем и содержание основной части работы

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

должна содержать описание и технические характеристики многоцелевого станка по типу модели IP500МФ4, описание и технические характеристики напольного промышленного робота по типу модели M20П.40.01, алгоритм работы роботизированного технологического комплекса, кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка, определение грузоподъемности и расчет основных узлов робота, анализ роботизированного технологического комплекса на основе теории массового обслуживания

ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Дашкин Р.Г.			Роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели IP500МФ4 и напольного робота по типу модели M20П.40.01 Пояснительная записка	Лит.	Лист
Провер.		Истомина Ю.В.					Листов
							2
							89
Н. Контр.		Большаков Г.С.				Кафедра «КПТО», группа 16МС1	
Утверд.							

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

1. Общий вид роботизированного технологического комплекса – 1 лист формата А1

2. Кинематическая схема многоцелевого станка - 1 лист формата А1

3. Сборочный чертеж привода главного движения станка – 4 листа формата А1

4. Сборочный чертеж устройства смены инструментов - 1 лист формата А1

5. Циклограмма работы РТК – 0,5 листа формата А1

8. Особые требования по выполнению разделов:

в конструкции устройства автоматической смены инструментов предусмотреть барабан на десять позиций

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Общий вид РТК	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 устройства смены инструментов	20	до 14.06.2020 г.	
5. Циклограмма работы РТК	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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Разраб.		Дашкин Р.Г.			Роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели IP500МФ4 и напольного робота по типу модели М20П.4.0.01 Пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов	
Провер.		Истомина Ю.В.					2	89	
						Кафедра «КПТО», группа 16МС1			
Н. Контр.		Большаков Г.С.							
Утверд.									

Реферат

Пояснительная записка содержит 89 листов формата А4, 21 рисунок, 1 таблицу, 12 источников литературы, 2 приложения. Графическая часть включает 7,5 листов формата А1.

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

Объектом проектирования является роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели IP500МФ4 и напольного робота по типу модели M20П.40.01.

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Дашкин Р.Г.			Лит. Лист Листов 2 89		
Провер.		Истомина Ю.В.					
Н. Контр.		Большаков Г.С.			Кафедра «КПТО», группа 16МС1		
Утверд.							
Роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели IP500МФ4 и напольного робота по типу модели M20П.40.01							
Пояснительная записка							

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Дашкин Р.Г.			Лит. Лист Листов 2 89		
Провер.		Истомина Ю.В.					
Н. Контр.		Большаков Г.С.			Кафедра «КПТО», группа 16МС1		
Утверд.							
Роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели IP500МФ4 и напольного робота по типу модели M20П.40.01							
Пояснительная записка							

Реферат

Пояснительная записка содержит 89 листов формата А4, 21 рисунок, 1 таблицу, 12 источников литературы, 2 приложения. Графическая часть включает 7,5 листов формата А1.

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

Объектом проектирования является роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели ИР500МФ4 и напольного робота по типу модели М20П.40.01.

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Разраб.		Дашкин Р.Г.			Роботизированный технологический комплекс на базе многоцелевого станка по типу модели ИР500МФ4 и напольного робота по типу модели М20П.40.01 Пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов	
Провер.		Истомина Ю.В.					2	89	
						Кафедра «КПТО», группа 16МС1			
Н. Контр.		Большаков Г.С.							
Утверд.									

Содержание

Введение.....	6
1 Общие сведения о базовой модели станка и робота.....	8
2 График частот вращения шпинделя.....	15
3 Числа зубьев в передачах.....	23
4 Кинематическая схема привода главного движения.....	25
5 Эскизное оформление привода главного движения.....	26
5.1 Кинематические и силовые характеристики.....	26
5.2 Модули зубьев в передачах.....	28
5.3 Диаметры валов.....	31
5.4 Межцентровые расстояния между валами.....	34
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	35
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	39
6 Силовой расчет привода главного движения.....	40
6.1 Расчет валов на прочность.....	40
6.2 Расчет шпиндельного узла.....	54
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	57
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	58
6.5 Проверочный расчет шпоночных соединений	61
6.6 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	63

7Разработка компоновки РТК	65
7.1Разработка алгоритма работы РТК и расчет времени обслуживания.....	65
7.2 Анализ РТК на основе теории массового обслуживания....	68
8Расчет промышленного робота.....	74
8.1 Определение номинальной грузоподъемности робота.....	75
8.2 Расчет ориентирующего механизма.....	75
8.3 Расчет схвата.....	78
Заключение.....	83
Список использованных источников и литературы.....	84
ПриложениеА. Спецификации.....	86
Приложение Б. Ведомость ВКР.....	87

Введение

Создание роботизированных технологических комплексов (РТК), содержащих основное технологическое оборудование с транспортными, накопительными, ориентирующими устройствами для заготовок, деталей и инструментов, и обслуживаемых промышленными роботами, является необходимым этапом гибкой автоматизации машиностроительного производства. При внедрении гибких производственных систем осуществляется автоматизация вспомогательных операций загрузки основного оборудования материалом или заготовками перед их обработкой, а также снятие готовых изделий. Помимо промышленных роботов средствами автоматизации основного оборудования служат различные разгрузочно-загрузочные устройства типа лотков и шиберов, а также автооператоры или манипуляторы. Первую группу, с точки зрения, планировки образуют РТК с индивидуальным обслуживанием единицы технологического оборудования, при помощи одного или нескольких промышленных роботов. Данная группа РТК имеет три основных варианта конструктивного исполнения ПР: встроенного в технологическое оборудование; установленного рядом с технологическим оборудованием; установленными в рабочей зоне технологического оборудования нескольких промышленных роботов. Во всех вариантах РТК данной группы заготовки перед подачей их роботом в зону обработки предварительно подаются на фиксированную промежуточную позицию, обслуживаемую автоматизированными разгрузочно-разгрузочными устройствами типа тактового стола или шагового конвейера-накопителя. Наибольшее применение в машиностроении получили РТК, состоящие из автоматизированных станков, оснащенных транспортно-накопительными системами для заготовок и готовых деталей, а также системами программного управления промышленными роботами.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Целью ВКР является получение экономического эффекта за счет сокращения затрат и снижения себестоимости обработки заготовок посредством разработки роботизированного технологического комплекса на базе многоцелевого станка и напольного промышленного робота. Для достижения поставленной цели предлагается спроектировать РТК, в котором труд человека по загрузке-разгрузке станка будет заменен скоординированными движениями промышленного робота.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 Общие сведения о базовой модели станка и работа

Многоцелевой станок мод. ИР500МФ4, выпускаемый Ивановским заводом тяжелого станкостроения им. 50-летия СССР, предназначен для обработки корпусных деталей на поворотном столе. На станке производятся сверление, зенкерование, развертывание, растачивание точных отверстий по координатам, фрезерование по контуру с линейной и круговой интерполяцией, нарезание резьбы метчиками. Класс точности станка - Н.

Все узлы станка смонтированы на общей жесткой станине. Бесконсольная шпиндельная бабка расположена внутри порталной стойки. Поворотный индексированный стол перемещается по отдельной станине. В приводах подачи шпиндельной бабки, стойки и стола применены прецизионные шариковые винтовые пары с предварительным натягом. Опорами шариковых винтов служат прецизионные комбинированные роликовые и радиально-упорные подшипники. Перемещение подвижных узлов осуществляется от высокомоментных электродвигателей с постоянными магнитами, что обеспечивает стабильность времени разгона и торможения (в пределах 0,2 с). Комбинированные направляющие состоят из высокоточных роликовых опор, установленных с предварительным натягом, и накладок, изготовленных из антифрикционного полимерного материала, обладающего низким коэффициентом трения и высокой демпфирующей способностью.

Горизонтальный шпиндель станка смонтирован в отдельном корпусе на двух прецизионных подшипниках (один - с цилиндрическими роликами, другой - упорно-радиальный); это способствует высокой точности, жесткости и виброустойчивости. Зажим инструмента в шпинделе гидромеханический. Привод шпинделя осуществляется от электродвигателя постоянного тока через двухступенчатую коробку скоростей. В пределах 21-184 об/мин регулирование частоты вращения производится при постоянном моменте, а в пределах 184 - 3000 об/мин - при постоянной мощности. Автоматическая

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

ориентация шпинделя с управлением от системы ЧПУ позволяет осуществлять серию технологических циклов, в которых необходимо отвести резец от рабочей поверхности в точно определенную позицию, не повредив изделие.

Встроенный поворотный делительный стол позиционируется в автоматическом режиме. Для установки и крепления детали на поверхности стола предусмотрена координатная сетка резьбовых отверстий. Отдельно стоящее гидромеханическое поворотное (на 180°) устройство автоматической смены столов-спутников позволяет исключить из технологического цикла время на установку и снятие детали. Устройство автоматической смены инструмента, расположенное вне рабочей зоны, состоит из инструментального магазина барабанного типа с кодированными гнездами и манипулятора. Выбор инструмента возможен в любой последовательности.

Для питания гидравлических устройств станка служит аксиально-поршневой насос переменной производительности с автоматическим регулированием расхода масла. В гидросистеме станка имеется гидроаккумулятор с эластичным мешком, обеспечивающий уравнивание шпиндельной бабки. Все трущиеся детали станка и подшипники шпинделя смазываются посредством централизованной автоматической дозированной системы смазки; смазка зубчатых колес и подшипников главного привода непрерывная циркуляционная. СОЖ. подается в зону резания, причем управление насосной установкой осуществляется от системы ЧПУ.

В станке применена трехкоординатная комбинированная система ЧПУ мод. Fanuc-3000 и Fanuc-3000C с линейной и круговой интерполяцией (число одновременно управляемых координат - 2). Программа может вводиться в устройство ЧПУ на перфоленте или вручную (с помощью буквенно-цифровой клавиатуры на пульте), а также посредством программного

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

накопителя, телетайпа или от центральной ЭВМ. В качестве датчиков обратной связи по всем координатам использованы резольверы, установленные на валах электродвигателей. Дискретность задания размеров - 0,002 мм.

Многоцелевой станок мод. ИР500МФ4 оснащен типовым устройством замены инструментов в магазине, которое работает следующим образом:

Барабан 1 с гнездами 2 для стандартных оправок 3 режущих инструментов, которые фиксируются на них стопором 4, установлен на подшипниках скольжения (с антифрикционными накладками) 5 в корпусе 6. В расточке корпуса 6 закреплена ось 7, на переднем конце которой имеется стандартный хвостовик для возможности зажима в шпинделе 8 станка. На заднем конце оси 7 закреплены хвостовик 9 и штифты 10, с помощью которых корпус 6 вместе с барабаном 1 устанавливается и крепится на сменном столе-спутник, который автоматически передается на стол станка и обратно.

При замене инструмента шпиндель 8 опускается на уровень барабана 1, захватывает его за хвостик на оси 7, зажимает и фиксирует относительно своего переднего торца с помощью штифтов 13 после этого отводом шпинделя назад корпус 6 выдвигается из обоймы 11 на стойке 12. При движении шпинделя вверх в позицию смены инструмента барабан 1 поднимается вместе с ним, оставаясь в начальном угловом положении за счет фиксатора 14. Подпружиненный упор 15, установленный в кронштейне 16 на передней стойке станка, поворачивается относительно своей оси и не препятствует движению барабана.

Замена инструмента в магазине станка мод. ИР500МФ4 производится манипулятором 17, который устанавливает в магазин новый инструмент, находящийся в верхнем гнезде барабана 1. Для смены позиции барабана шпиндель опускается вниз. При этом упор 15 воздействует на храповое колесо 18, прикрепленное к торцу барабана, и поворачивает его на одну позицию. Цикл смены инструмента в магазине после этого повторяется.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Снятые из магазина инструменты вместе с барабаном, который вновь устанавливается в обойме 11 стойки, затем транспортируются вместе со столом-спутником на участок подготовки инструмента.

Краткая техническая характеристика станка мод. ИР500МФ4:

- Наибольшая масса обрабатываемого изделия, кг 700
- Размеры рабочей поверхности стола, мм 500x500
- Число индексируемых позиций стола 72
- Точность поворота стола, угл. с ± 3
- Пределы частоты вращения шпинделя (89 ступеней), об/мин 21,2-3000
- Наибольший крутящий момент на шпинделе, кгс * м 70
- Мощность главного привода, кВт 14
- Наибольшее перемещение, мм:
- поперечное, стола (ось X) 800
- вертикальное, шпиндельной бабки (ось Y) 500
- продольное, стойки (ось Z) 500
- Точность позиционирования по осям X, Y, Z, мм 0,025
- Пределы подач стола, шпиндельной бабки, стойки, мм/мин 1-2000
- Наибольшее усилие подачи, кгс 1000
- Скорость ускоренного перемещения подвижных узлов, мм/мин 10000
- Число инструментов в магазине 30

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Наибольший диаметр инструмента, мм: при загрузке магазина без пропуска гнезд 110 то же, при пропуске одного гнезда 125
- Наибольший вылет инструмента от торца шпинделя, мм 300
- Наибольшая масса оправки с инструментом, кг 15
- Время смены инструмента, с 6
- Габаритные размеры станка, мм 6000х3700х3100
- Масса (без электрошкафов, устройства ЧПУ, гидростанции и принадлежностей), кг 12500



Рисунок 1 – Общий вид станка модели ИР500МФ4

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

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

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

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.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

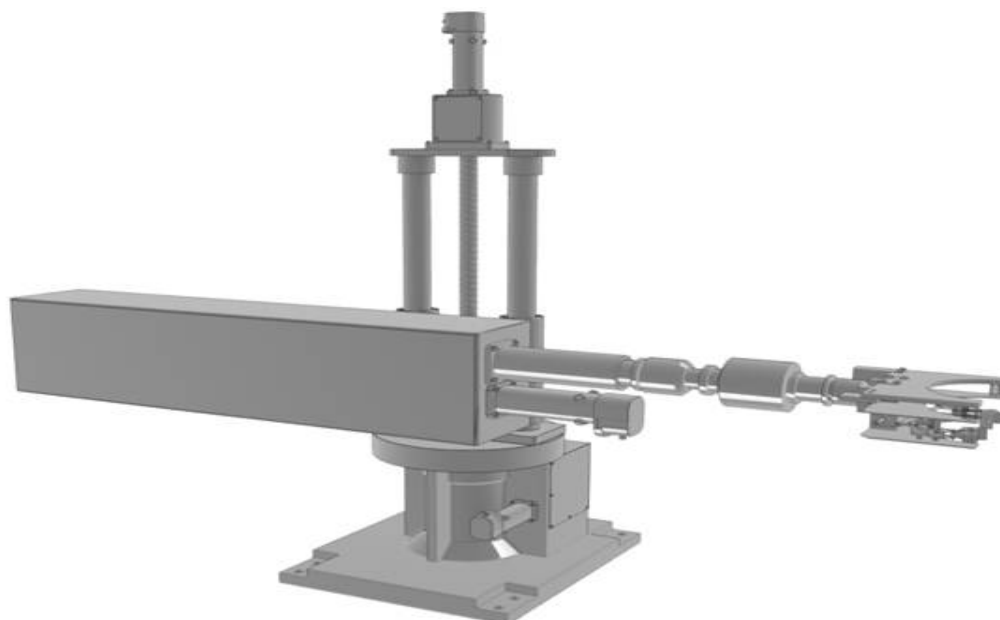


Рисунок 2 - Общий вид робота М20П.40.01

Таблица 1 - Общие характеристики напольного промышленного робота

Наименование параметра	Ед. изм.	М20П.40.01
Номинальная грузоподъемность: суммарная на один захват	кг	20
Число степеней подвижности	-	5
Количество: Рук робота Захватов на одну руку	-	1 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
Линейные перемещения по координатным осям (величина/скорость) X Z R	мм/ $\frac{м}{с}$	— 500/0,008-0,5 1100/0,008-1,0
Габарит системы ЧПУ «Контур-1»	кг	450x500x1200
Масса системы ЧПУ «Контур-1»	кг	150
Габарит робота (без захватов и УЧПУ)	мм	650x1950x2230
Масса механической системы	кг	510, 580, 594

2 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 $R_{\pi} = 200$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 12 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда

$$n_{\text{шп(max)}} = 200 \cdot 12 = 2400 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 12 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания;

η – КПД привода.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Следовательно

$$P_{\text{дв}} = \frac{12}{0,80} = 15 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПФ200L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(макс)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{\text{лд}} = 48 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

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

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

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{200}{4} = 50.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 200}{\lg 4} = 3,82.$$

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Принимаем $z = 4$.

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

$$m = \frac{\lg R_k}{\lg 8},$$

$$m = \frac{\lg 50}{\lg 8} = 1,88.$$

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

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

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

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[2]{50} = 7,07.$$

Принимаем $R_m = R_r = R_a = R_b = 7,07$.

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]:

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

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Принимаем $c = 6$.

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

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

$$K_m = \frac{\lg 7,07}{\lg 1,26} = 8,46.$$

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

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

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

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

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

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

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

$$R_{\kappa(\Phi)} = 7,07 \cdot 1,26^8 = 44,89,$$

следовательно, диапазон регулирования привода

$$R_{\Pi(\Phi)} = 4 \cdot 44,89 = 179,56.$$

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]:

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

Следовательно

$$K_1 = \frac{\lg(3000/2400)}{\lg 1,26} = 0,96,$$

принимаем $K_1 = 1$.

$$K_2 = \frac{\lg 200}{\lg 1,26} = 22,92,$$

принимаем $K_2 = 23$.

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

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 1 + 23 = 24.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 25 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

Для того чтобы регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне выполнялось при постоянной мощности, необходимо при построении графика частот вращения следить за тем, чтобы диапазон регулирования в последующей группе был всегда меньше, чем на предыдущем валу [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; и строим график частот вращения (рисунок 3) в следующем порядке.

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

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

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

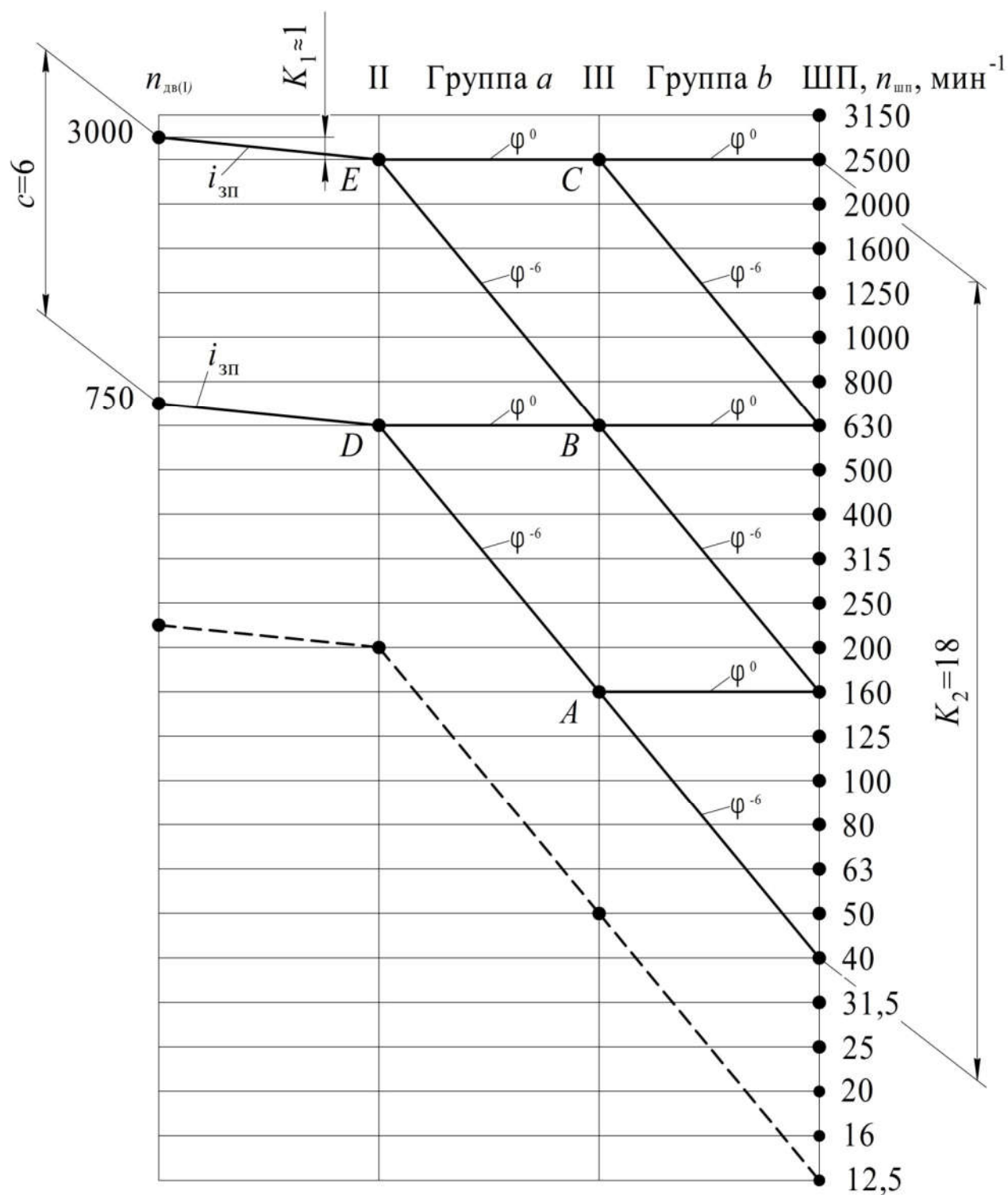


Рисунок 3 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 4 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели ИР500МФ4 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

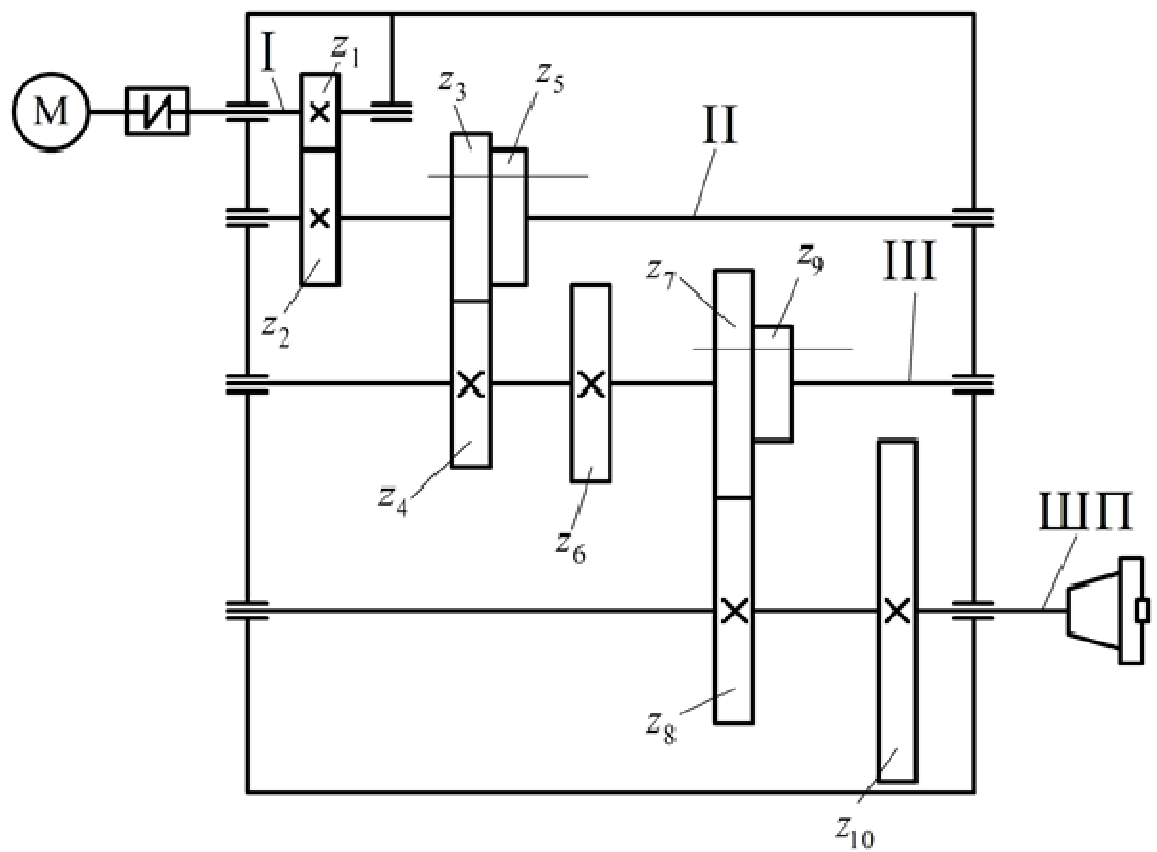


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка

3 Числа зубьев в передачах

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

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода, используя таблицу 7 [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) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

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

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{530}{335} = 1,19 \quad (\text{см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя}),$$

$$\varphi^{-1} = 1,26 - \text{ по таблице 5 [1, с. 23]},$$

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,26$, $\Sigma z = 77$, $z_1 = 34$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \Sigma z - z_1 = 77 - 34 = 43$.

2) переборная группа a :

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

$$i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{630}{630} = 1 \quad (\text{см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^0 = 1 -$$

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 $z_4 = \sum z - z_3 = 96 - 48 = 48$.

$z_5 - z_6$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{630} = 3,96$ или $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{800}{800} = 1$ (см. рисунок 3 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = 3,98$, $\sum z = 96$, $z_5 = 19$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_6 = \sum z - z_5 = 96 - 19 = 77$.

3) переборная группа b:

$z_7 - z_8$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{2500} = 1$ или $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{630}{630} = 1$, или $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{160}{160} = 1$, (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = 1$, $\sum z = 110$, $z_7 = 55$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 110 - 55 = 55$.

$z_9 - z_{10}$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{630} = 3,96$ или $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{630}{160} = 3,93$, или $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{160}{40} = 4$, (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = 3,98$, $\sum z = 110$, $z_9 = 22$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_{10} = \sum z - z_9 = 110 - 22 = 88$.

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].

4 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 5 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели ИР500МФ4 (z – числа зубьев колес).

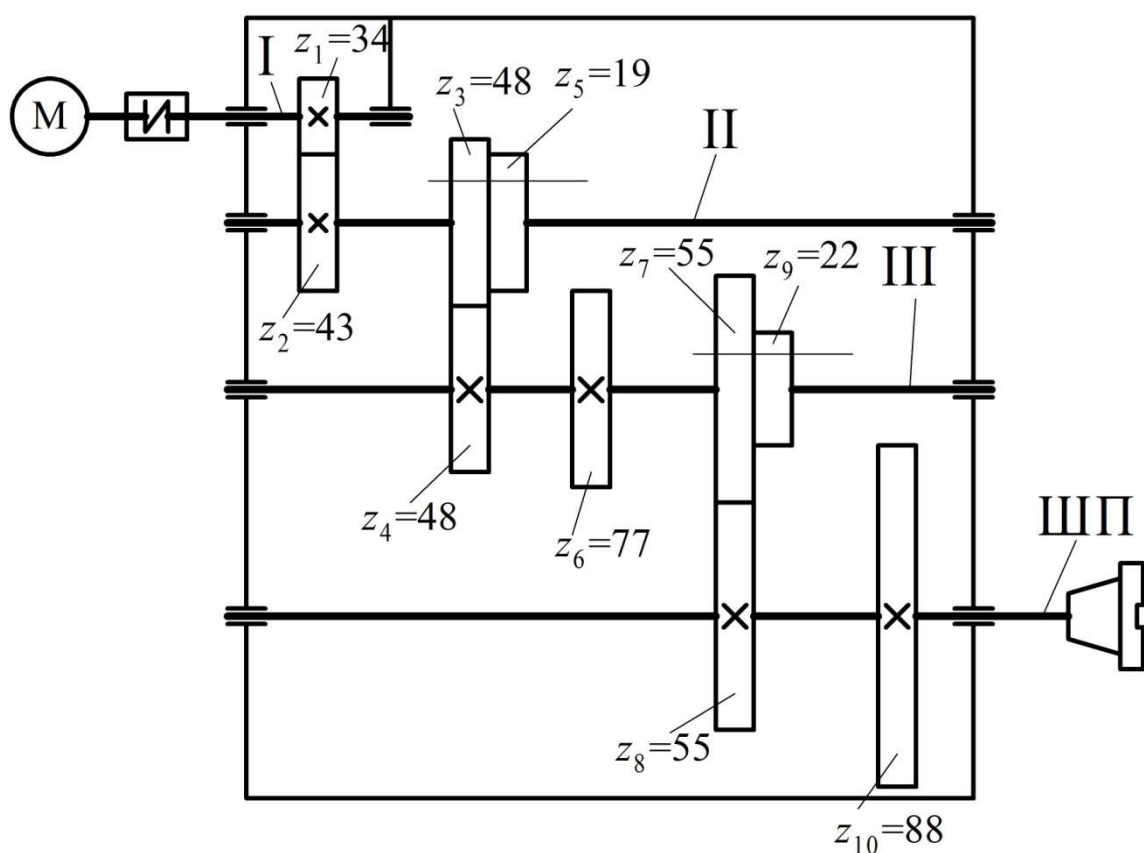


Рисунок 5 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант)

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

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

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

$$n_{\text{шп расч}} = 12 \left(200^{\frac{1}{3}} \dots 200^{\frac{1}{4}} \right) = (70,08 \dots 45,12) \text{ мин}^{-1}.$$

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

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

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

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

$$n_{\text{II}} = 1000 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 1250 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{I}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{мф}} \cdot \eta_{\text{шп}},$$

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

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

тогда

$$P_{\text{I}} = 15 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 14,55 \text{ кВт},$$

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$P_{II} = 14,55 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 13,97 \text{ кВт},$$

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

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

$$P_{III} = 13,97 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 13,41 \text{ кВт},$$

$$P_{шп} = P_{III} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{мп},$$

$$P_{шп} = 13,41 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 12,87 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{кI} = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{14,55}{1250} = 111,16 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кII} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{13,97}{1000} = 133,41 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кIII} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{13,41}{250} = 512,26 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кшп} = 9550 \frac{P_{шп}}{n_{шп\text{расч}}} = 9550 \frac{12,87}{63} = 1950,92 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.2 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]:

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

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

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

m_k – 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_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н·м;

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

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

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

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

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 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 зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: z_1 = 34, i_{3П(z_1-z_2)} = 1,26, M_{кI} = 111,16 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, Y_F = 3,74,$$

$$m_k = \frac{770}{34} \cdot \sqrt[3]{\frac{111,16 \cdot 1,12 \cdot (1,26 + 1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,69 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{111,16 \cdot 1,2 \cdot 3,74}{34^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,07 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2$ мм.

Переборная группаа:

$$z_3 - z_4: z_4 = 48, i_{3П(z_3-z_4)} = 1, M_{кIII} = 512,26 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, Y_F = 3,66,$$

$$m_k = \frac{770}{48} \cdot \sqrt[3]{\frac{512,26 \cdot 1,12 \cdot (1 + 1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,07 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{512,26 \cdot 1,2 \cdot 3,66}{48^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,72 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 3$ мм.

$$z_5 - z_6: z_5 = 19, i_{3п(z_5-z_6)} = 3,98, M_{к_{II}} = 133,41 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, Y_F = 4,11,$$

$$m_k = \frac{770}{19} \cdot \sqrt[3]{\frac{133,41 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,86 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{133,41 \cdot 1,2 \cdot 4,11}{19^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 3,35 \text{ мм},$$

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

Следовательно, для переборной группы a принимаем $m = 3,5 \text{ мм}$.

Переборная группа b :

$$z_7 - z_8: z_8 = 55, i_{3п(z_7-z_8)} = 1, M_{к_{III}} = 1950,92 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, Y_F = 3,63,$$

$$m_k = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{1950,92 \cdot 1,12 \cdot (1 + 1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,83 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1950,92 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{55^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 3,87 \text{ мм},$$

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

$$z_9 - z_{10}: z_7 = 22, i_{3п(z_9-z_{10})} = 3,98, M_{к_{III}} = 512,26 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, Y_F = 4,$$

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{512,26 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 3,87 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{512,26 \cdot 1,2 \cdot 4}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 4,2 \text{ мм},$$

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

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5.3 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

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{14,55}{1250}} = 36,13 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{13,97}{1000}} = 37,81 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{II \min} = 40 \text{ мм}$.

$$d_{III \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{13,41}{250}} = 52,93 \text{ мм},$$

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

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.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Тогда

$$d_{\text{шп min}} = 15 / (0,15 \dots 0,35) = (100 \dots 42,85) \text{ мм},$$

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

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 6) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [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) $d_{\text{пк}} = 120 \text{ мм}$.

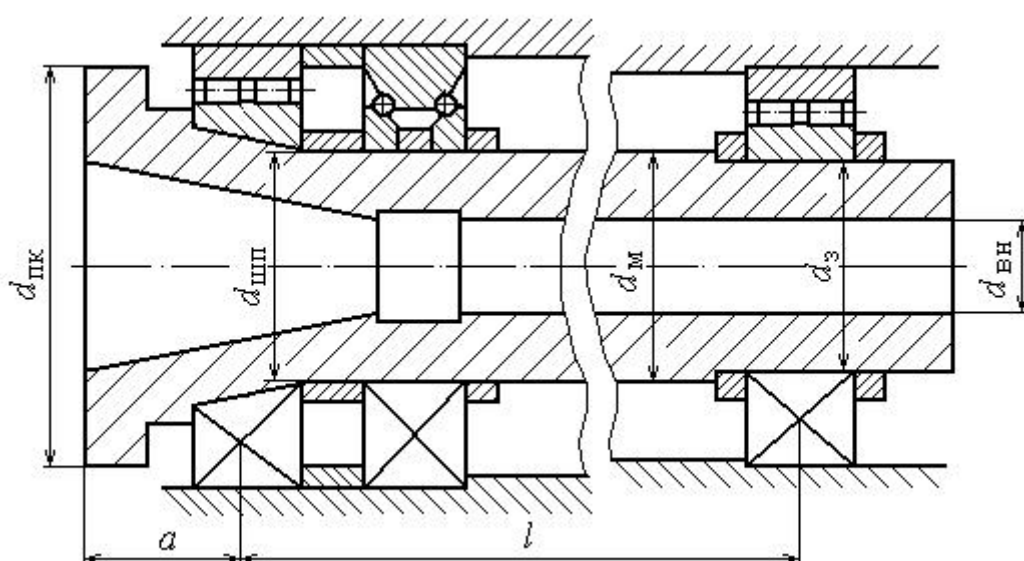


Рисунок 6 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 6) [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) $d_{\text{м min}} = 100 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 6) [1, с. 88]:

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

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

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{з min}} = 85 \text{ мм}$.

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 – $d_{\text{лв}} = 48 \text{ мм}$.

5.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 7) [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.

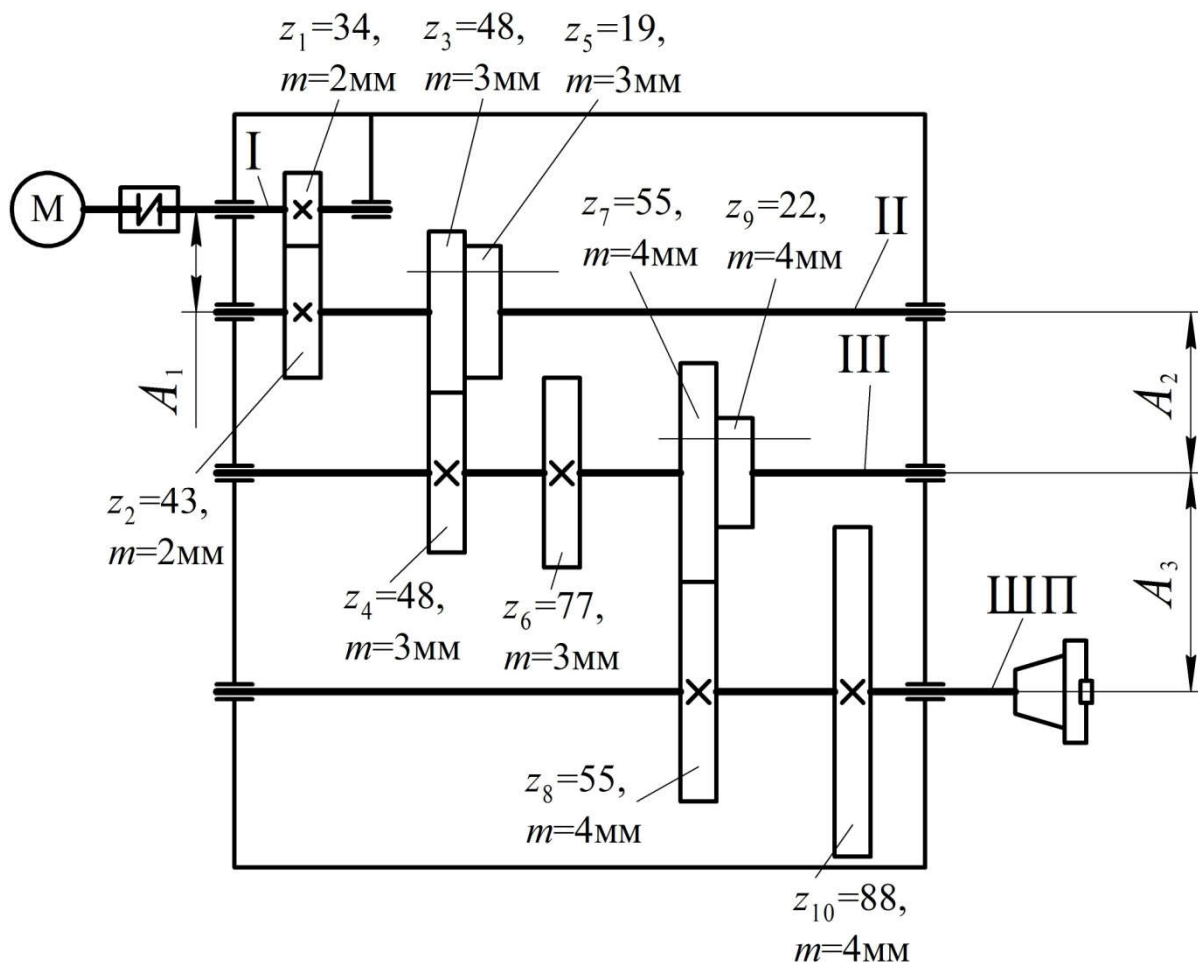


Рисунок 7 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

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

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

$$A_1 = \frac{2}{2}(34 + 43) = 77 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом II и III (см. рисунок 7):

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

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

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом III и ШП (шпинделем) (см. рисунок 7):

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

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

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

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

– ширина венца колес [4]:

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

Тогда

$$z_1 = 34, \quad m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 34 = 68 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_2 = 43, \quad m = 2 \text{ мм},$$

$$d = 2 \cdot 43 = 86 \text{ мм},$$

$$d_a = 86 + 2 \cdot 2 = 90 \text{ мм},$$

$$d_f = 86 - 2,5 \cdot 2 = 81 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_3 = 48, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 48 = 144 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_4 = 48, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 48 = 144 \text{ мм},$$

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

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

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_5 = 19, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 19 = 57 \text{ мм},$$

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

$$d_f = 63 - 2,5 \cdot 3 = 55,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_6 = 77, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 77 = 231 \text{ мм},$$

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

$$d_f = 231 - 2,5 \cdot 3 = 233,5 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_7 = 55, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 55 = 220 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 55, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 55 = 220 \text{ мм},$$

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_9 = 22, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_{10} = 88, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 88 = 352 \text{ мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

5.6 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].

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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 8) [1, с. 89–90, т. 20]:

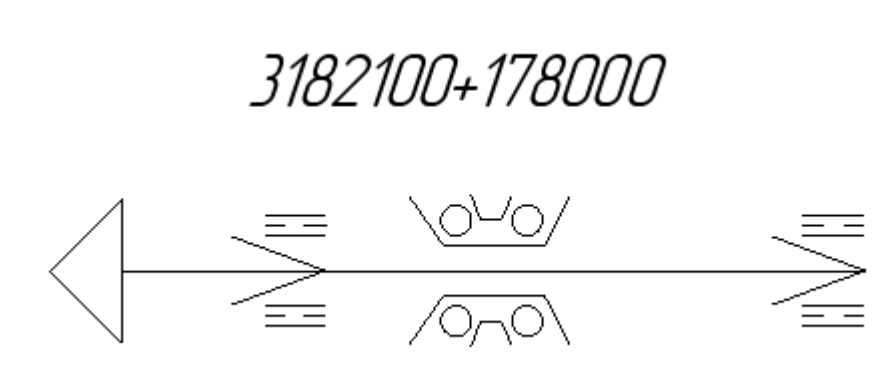


Рисунок 8 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

6 Силовой расчет привода главного движения

6.1 Расчет валов на прочность

Составляем схему действия сил в коробке скоростей, по методике, описанной в работе [1]. Схема приведена на рисунке 9.

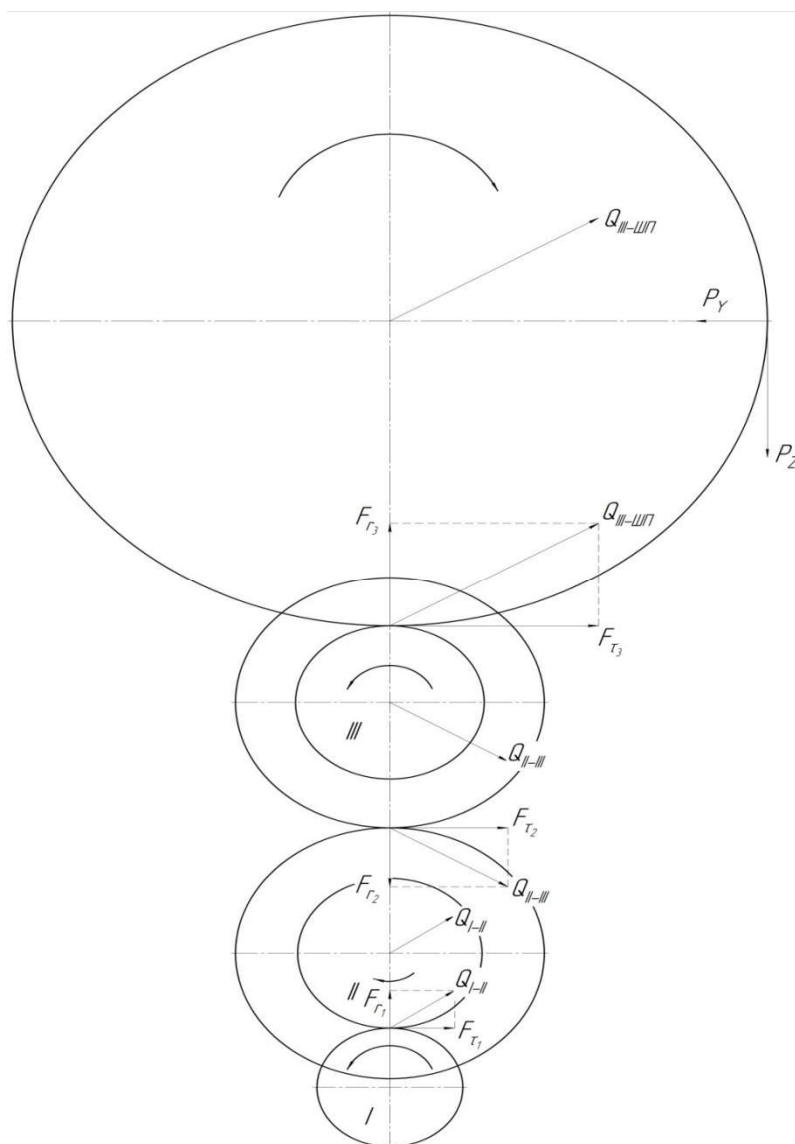


Рисунок 9 – Расчетная схема свертки

Исходные данные для расчета вала I:

- крутящий момент на валу, Н·м, $M_{k1} = 111,16$;

- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм, $d_1 = 68$;

- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 64$ мм; $b = 24$ мм; $c = 29$ мм.

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

$$F_{\tau_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\kappa_1}}{d_1},$$

где M_{κ_1} - крутящий момент на валу, Н·м; d_1 - диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм.

Тогда

$$F_{\tau_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 111,16}{68} = 3269,4 \text{ Н.}$$

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

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

$$F_{r_1} = 3269,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1190 \text{ Н.}$$

3. Силу F_m , действующую на вал от муфты, определяют по зависимости [3, с.116, ф. 6.2]:

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{M_{\kappa_1}},$$

где M_{κ_1} - вращающий момент на валу, Н·м.

Следовательно

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{111,16} = 527,2 \text{ Н.}$$

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости:

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

откуда

$$R_{BX} = \frac{-F_{\tau_1} \cdot b}{b + c} = \frac{-1190 \cdot 42}{42 + 50} = -543,3 \text{ Н};$$

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

откуда

$$R_{AX} = \frac{-F_{\tau_1} \cdot c}{b + c} = \frac{-1190 \cdot 50}{42 + 50} = -646,7 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; R_{AX} + F_{\tau_1} + R_{BX} = -646,7 + 1190 - 543,3 = 0.$$

6. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости:

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

откуда

$$R_{BY} = \frac{F_{\tau_1} \cdot b}{b + c} = \frac{3269,4 \cdot 42}{42 + 50} = 1492,6 \text{ Н}.$$

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

откуда

$$R_{AY} = \frac{F_{\tau_1} \cdot c}{b + c} = \frac{3269,4 \cdot 50}{42 + 50} = 1776,8 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; R_{AY} - F_{\tau_1} + R_{BY} = 1776,8 - 3269,4 + 1492,6 = 0.$$

7. Определяем опорные реакции от силы F_M :

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

откуда

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$R_{Bм} = \frac{F_m \cdot a}{b + c} = \frac{527,2 \cdot 125}{42 + 50} = 716,3 \text{ Н}.$$

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

откуда

$$R_{Aм} = \frac{F_m \cdot (a + b + c)}{b + c} = \frac{527,2 \cdot (125 + 42 + 50)}{42 + 50} = 1243,5 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; -F_m + R_{Aм} - R_{Bм} = -527,2 + 1243,5 - 716,3 = 0.$$

8. Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{Aм} = \sqrt{646,7^2 + 1776,8^2} + 1243,5 = 3134,3 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{Bм} = \sqrt{543,3^2 + 1492,6^2} + 716,3 = 2304,7 \text{ Н}.$$

9. Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

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

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=b}^X = -R_{AX} \cdot b = -(-646,7) \cdot 0,042 = 27,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -(-543,3) \cdot 0,050 = 27,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- в вертикальной плоскости:

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

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=b}^Y = -R_{AY} \cdot b = 1776,8 \cdot 0,042 = 74,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = 1492,6 \cdot 0,050 = 74,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- изгибающий момент от силы F_m :

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$M_{Z_5=0}^M = 0; M_{Z_5=a}^M = -F_M \cdot a = -527,2 \cdot 0,125 = -65,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- изгибающий момент в сечении C (под колесом):

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

$$M_{C=0}^M = 0; M_{C=c}^M = -R_{BM} \cdot c = -716,3 \cdot 0,050 = -35,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

10. Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^M = \sqrt{27,2^2 + 74,6^2} + 65,9 = 145,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

11. Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, $[\sigma]=320 \text{ МПа}$ - 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.

$$W = \frac{\sqrt{145,3^2 + 0,5 \cdot 111,16^2}}{320} = 0,5 \text{ м}^3,$$

Проверяем диаметр вала:

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,5}{3,14}} = 1,7 \text{ мм}.$$

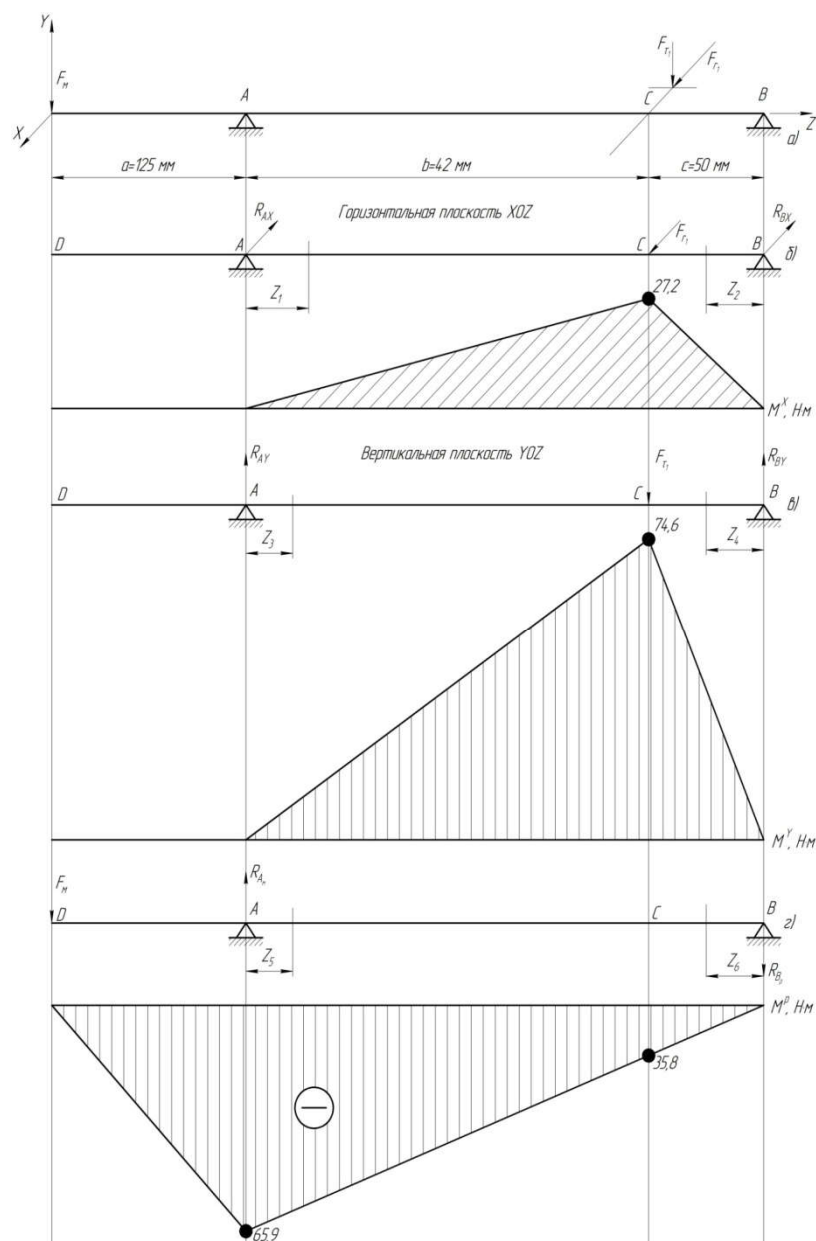


Рисунок 10 – Расчетная схема вала I

Исходные данные для расчета вала II:

- крутящий момент на валу, Н·м, $M_{кII} = 133,41$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм, $d_3 = 144$;

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ

Лист

45

- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 82 \text{ мм}$; $b = 123 \text{ мм}$; $c = 369 \text{ мм}$.

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

$$F_{\tau_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\kappa_{II}}}{d_3},$$

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

Тогда

$$F_{\tau_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 133,41}{144} = 1852,9 \text{ Н}.$$

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

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

$$F_{r_2} = 1852,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 674,4 \text{ Н}.$$

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

16. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости:

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

откуда

$$R_{BX} = \frac{F_{r_1} \cdot a - F_{r_2} \cdot (a + b)}{a + b + c} = \frac{1190 \cdot 82 - 674,4 \cdot (82 + 123)}{82 + 123 + 369} = -70,8 \text{ Н};$$

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

откуда

$$R_{AX} = \frac{-F_{\tau_2} \cdot c + F_{\tau_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{-674,4 \cdot 369 + 1190 \cdot (123+369)}{82+123+369} = 586,5 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; R_{AX} - F_{\tau_1} + F_{\tau_2} + R_{BX} = 586,5 - 1190 + 674,4 - 70,8 = 0.$$

17. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости:

$$\sum M_A = 0; F_{\tau_1} \cdot a - F_{\tau_2} \cdot (a+b) + R_{BY} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{BY} = \frac{-F_{\tau_1} \cdot a + F_{\tau_2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-3269,4 \cdot 82 + 1852,9 \cdot (82+123)}{82+123+369} = 194,7 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; -F_{\tau_2} \cdot c + F_{\tau_1} \cdot (b+c) - R_{AY} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{AY} = \frac{-F_{\tau_2} \cdot c + F_{\tau_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{-1852,9 \cdot 369 + 3269,4 \cdot (123+369)}{82+123+369} = 1611,2 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; -R_{AY} + F_{\tau_1} - F_{\tau_2} + R_{BY} = -1611,2 + 3269,4 - 1852,9 + 194,7 = 0.$$

18. Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{586,5^2 + 1611,2^2} = 1714,6 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{70,8^2 + 194,7^2} = 207,2 \text{ Н}.$$

19. Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

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

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=a}^X = R_{AX} \cdot a = 586,5 \cdot 0,082 = 48,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -(-70,8) \cdot 0,369 = 26,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- в вертикальной плоскости:

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

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=a}^Y = R_{AY} \cdot a = 1611,2 \cdot 0,082 = 132,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = 194,7 \cdot 0,369 = 71,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

20. Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} = \sqrt{74,2^2 + 203,9^2} = 216,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

21. Принимаем материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016,
 $[\sigma] = 320 \text{ МПа}$ – 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.

$$W = \frac{\sqrt{216,9^2 + 0,5 \cdot 133,41^2}}{320} = 0,7 \text{ м}^3,$$

Проверяем диаметр вала:

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,7}{3,14}} = 1,9 \text{ мм}.$$

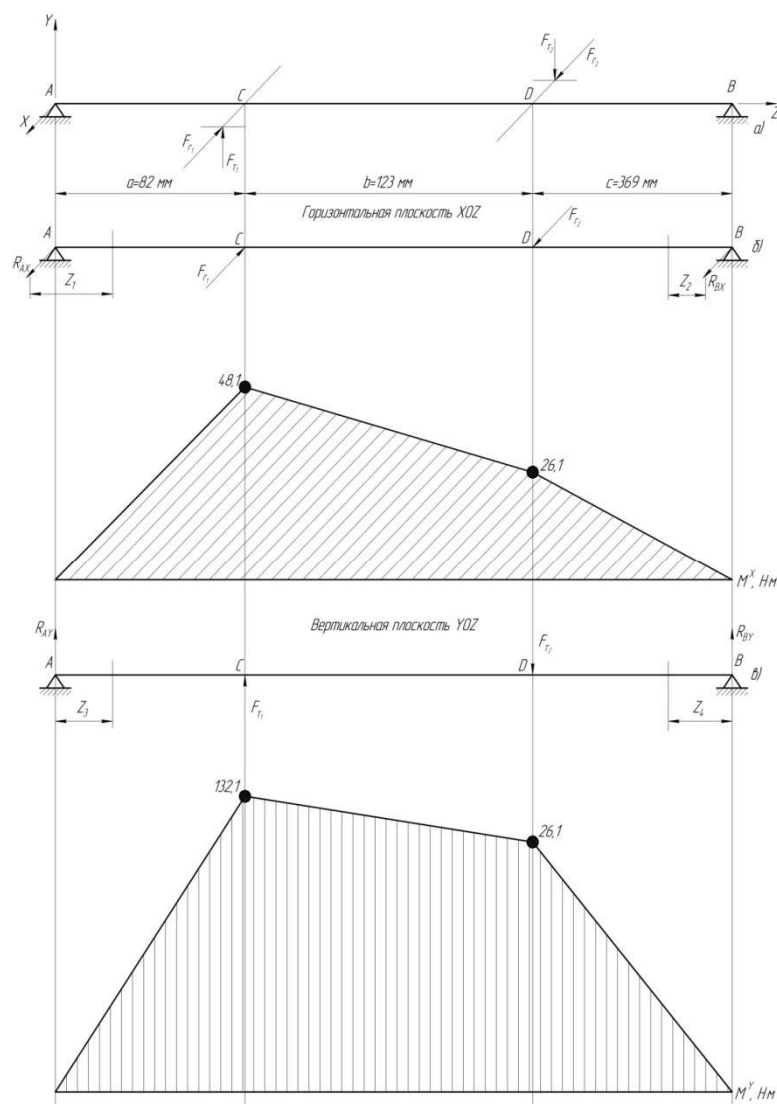


Рисунок 11 – Расчетная схема вала II

Исходные данные для расчета вала III:

- крутящий момент на валу, Н·м, $M_{кIII} = 512,26$;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм, $d_7 = 220$;
- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 375$ мм; $b = 44$ мм; $c = 51$ мм.

23. Определяем окружную силу F_{t3} , действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{\tau_3} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\text{кIII}}}{d_7},$$

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

Тогда

$$F_{\tau_3} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 84,585}{220} = 4656,9 \text{ Н.}$$

24. Определяем радиальную силу F_{r_3} , действующая в зубчатом зацеплении [3, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_3} = F_{\tau_3} \cdot \text{tg} 20^\circ,$$

$$F_{r_3} = 4656,9 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1695 \text{ Н.}$$

25. Силу F_m , действующую на вал от муфты, определяют по зависимости [3, с.116, ф. 6.2]:

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{M_{\text{кIII}}},$$

где $M_{\text{кI}}$ - вращающий момент на валу, Н·м.

Следовательно

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{512,26} = 1131,6 \text{ Н.}$$

26. Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала III.

27. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_A = 0; -F_{r_3} \cdot b - R_{BX} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда

$$R_{BX} = \frac{-F_{r_3} \cdot b}{b + c} = \frac{-1695 \cdot 44}{44 + 51} = -785,1 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; -R_{AX} \cdot (b + c) + F_{r_3} \cdot c = 0,$$

откуда

$$R_{AX} = \frac{-F_{\tau_3} \cdot c}{b+c} = \frac{-1695 \cdot 51}{44+51} = -909,9 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; R_{AX} + F_{\tau_3} + R_{BX} = -909,9 + 1695 - 785,1 = 0.$$

28. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости:

$$\sum M_A = 0; -F_{\tau_3} \cdot b + R_{BY} \cdot (b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{BY} = \frac{F_{\tau_3} \cdot b}{b+c} = \frac{4656,9 \cdot 44}{44+51} = 2156,9 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; -R_{AY} \cdot (b+c) + F_{\tau_3} \cdot c = 0,$$

откуда

$$R_{AY} = \frac{F_{\tau_3} \cdot c}{b+c} = \frac{4656,9 \cdot 51}{44+51} = 2500 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; R_{AY} - F_{\tau_3} + R_{BY} = 2500 - 4656,9 + 2156,9 = 0.$$

29. Определяем опорные реакции от силы F_M :

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

откуда

$$R_{BM} = \frac{-F_M \cdot a}{b+c} = \frac{-1131,6 \cdot 375}{44+51} = -4466,8 \text{ Н}.$$

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

откуда

$$R_{AM} = \frac{-F_M \cdot (a+b+c)}{b+c} = \frac{-1131,6 \cdot (375+44+51)}{44+51} = -5598,4 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; F_M + R_{AM} - R_{BM} = 1131,6 - 5598,4 + 4466,8 = 0.$$

30. Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{AM} = \sqrt{909,9^2 + 2500^2} + 5598,4 = 8258,8 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{BM} = \sqrt{785,1^2 + 2156,9^2} + 4466,8 = 6762,1 \text{ Н}.$$

31. Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

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

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=b}^X = -R_{AX} \cdot b = -(-909,9) \cdot 0,044 = 40 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=c}^X = -R_{BX} \cdot c = -(-785,1) \cdot 0,051 = 40 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- в вертикальной плоскости:

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

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=b}^Y = -R_{AY} \cdot b = 2500 \cdot 0,044 = 110 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{Z_4=0}^Y = 0; M_{Z_4=c}^Y = R_{BY} \cdot c = 2156,9 \cdot 0,051 = 110 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- изгибающий момент от силы F_M :

$$M_{Z_5}^M = F_M \cdot Z_5 \quad (0 \leq Z_5 \leq a);$$

$$M_{Z_5=0}^M = 0; M_{Z_5=a}^M = F_M \cdot a = 1131,6 \cdot 0,375 = 424,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- изгибающий момент в сечении C (под колесом):

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

$$M_{C=0}^M = 0; M_{C=c}^M = -R_{BM} \cdot c = 4466,8 \cdot 0,051 = 227,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

32. Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^M = \sqrt{40^2 + 110^2} + 227,8 = 344,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

34. 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, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $[\sigma]$ - предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа .

$$W = \frac{\sqrt{344,8^2 + 0,5 \cdot 512,26^2}}{320} = 1,5 \text{ м}^3,$$

Проверяем диаметр вала:

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

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

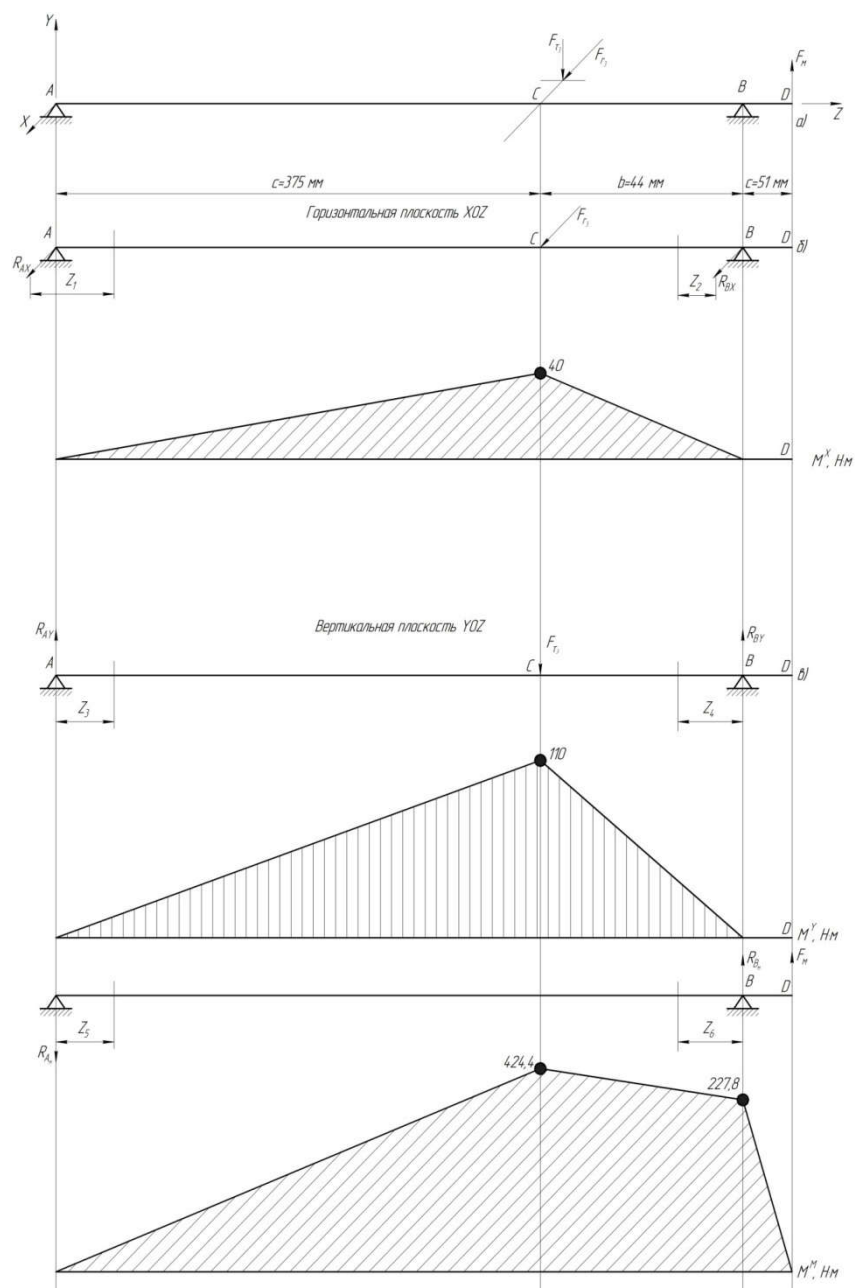


Рисунок 12 – Расчетная схема вала III

6.2 Расчет шпиндельного узла

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

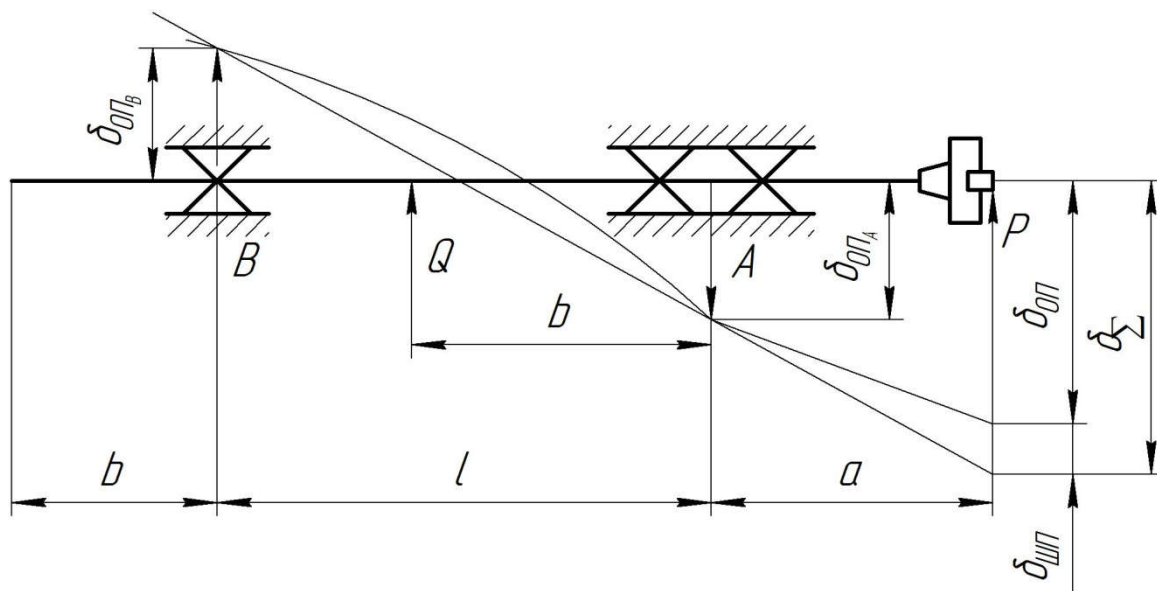


Рисунок 13 – Расчетная схема шпиндельного узла

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 $\xi = 0,45$ [1, с. 35, ф. 3.4]:

$$\delta_{\Sigma} = \frac{P \cdot a^2}{3E} \cdot \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l \cdot (1-\xi)}{J_2} \right] + \frac{Q \cdot l \cdot a \cdot c \cdot (1-\xi)}{6E \cdot J_2} + P \cdot \left\{ \frac{1}{j_A} + \left[\frac{l+a \cdot (1-\xi)}{l} \right]^2 + \frac{a^2 \cdot (1-\xi)}{j_B \cdot l^2} \right\} + Q \cdot (1-\xi) \cdot \left[\frac{(l+a) \cdot c}{j_A \cdot l^2} + \frac{(l+c) \cdot a}{j_B \cdot l^2} \right]$$

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;

$j_A = 2,1 \cdot 10^6$; $j_B = 1,5 \cdot 10^6$; b - расстояние от приводного элемента до передней опоры, м, $c = 0,088$; a - длина консоли, м, $a = 0,088$, l - длина межопорного участка шпинделя, м, $l = 0,232$. 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 $P_{\text{эф}} = 12$ кВт - эффективная мощность резания;

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

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

где $D_{\text{max}} = 500$ мм - максимальный диаметр обрабатываемой заготовки;

$n_p = 63 \text{ мин}^{-1}$ - расчетная частота вращения заготовки.

Тогда

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 500 \cdot 63}{1000} = 98,9 \text{ м/мин},$$

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 12}{98,9} = 7280 \text{ Н}.$$

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

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

Тогда

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (125^4 - 50^4) = 11,7 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

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

Тогда

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (100^4 - 50^4) = 4,6 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

4. Определяем силу Q , действующую на шпиндель от муфты [3, с.116, ф. 6.2]:

$$Q = 50 \cdot \sqrt{M_{\text{кшп}}},$$

где $M_{\text{кшп}}$ - вращающий момент на шпинделе, Н·м.

Следовательно

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q = 50 \cdot \sqrt{1950,92} = 2205 \text{ Н}.$$

Следовательно

$$\delta_{\Sigma} = \frac{7280 \cdot 88^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{88}{11,7 \cdot 10^6} + \frac{232 \cdot (1-0,45)}{4,6 \cdot 10^6} \right] + \frac{2205 \cdot 232 \cdot 88 \cdot (1-0,45)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,6 \cdot 10^6} +$$

$$+ 7280 \cdot \left\{ \frac{1}{2,1 \cdot 10^6} + \left[\frac{232 + 88 \cdot (1-0,45)}{232} \right]^2 + \frac{88^2 \cdot (1-0,45)}{1,5 \cdot 10^6 \cdot 232^2} \right\} + 2205 \cdot (1-0,45) \cdot$$

$$\cdot \left[\frac{(232+88) \cdot 88}{1,5 \cdot 10^6 \cdot 232^2} + \frac{(232+88) \cdot 88}{1,5 \cdot 10^6 \cdot 232^2} \right] = 0,0062 \text{ мм} = 6,2 \text{ мкм}.$$

Следовательно, условие по ГОСТу 18097-83 выполняется.

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

$$\Theta_A = \frac{P \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2},$$

$$\Theta_A = \frac{7280 \cdot 88 \cdot 232}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,6 \cdot 10^6} = 0,03 \text{ град}.$$

6.3 Уточненный расчет опор шпинделя

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

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

где $a = 136 \text{ мм}$ - длина межопорной части; J_2, J_1 - моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм^4 ; $\lambda_{\text{опт}} = \frac{a}{l_{\text{опт}}}$; $\chi = \frac{J_2}{J_1}$.

Следовательно

$$\lambda_{\text{опп}} = \frac{136}{340} = 0,4,$$

$$\chi = \frac{4,6}{11,7} = 0,4,$$

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

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$5 \cdot 10^5 \geq 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{2,1 \cdot 10^6}{1 + 0,4} = 3,7 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

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

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

где $m = 40 \text{ кг}$ - масса шпинделя; $\lambda = \frac{l}{a}$ - относительное расстояние между опорами; $\gamma = f(\lambda)$ - коэффициент для $\lambda = 2,5 \dots 3,5$ берется в пределах $2,3 \dots 2,4$.

Тогда

$$\omega_c = 2,3 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 11,7 \cdot 10^6}{40 \cdot (1 + 3)^3 \cdot 0,136^2}} = 4932 \text{ Гц}.$$

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{K_1} \cdot (i+1)}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H],$$

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

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

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot Y_{F_1} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon}}{b \cdot m_n^2 \cdot z} \leq [\sigma_F],$$

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:

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

где ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия, определяется по формуле [3, с. 45, ф. 2.24]:

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-2016 с термообработкой: цементация с закалкой и последующей шлифовкой

рабочих поверхностей, твердость (53...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда

$$z_1 - z_2: \quad z_1 = 34, \quad i_{3n(z_3 - z_4)} = 1,26, \quad M_{\kappa_1} = 111,16 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,74, \quad d_1 = 68 \text{ мм}$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{34} \pm \frac{1}{43})] = 1,7$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{68} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 111,16 \cdot (1,26 + 1)}{20 \cdot 1,26}} = 209,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 111,16 \cdot 3,74 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 2^2 \cdot 34} = 245,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 330 \text{ МПа}.$$

$$z_3 - z_4: \quad z_4 = 48, \quad i_{3n(z_3 - z_4)} = 1, \quad M_{\kappa_{III}} = 512,26 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,66, \quad d_4 = 144 \text{ мм}$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{48} \pm \frac{1}{48})] = 1,7$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{144} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 512,26 \cdot (1 + 1)}{30 \cdot 1}} = 917,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 512,26 \cdot 3,66 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 48} = 232,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 330 \text{ МПа}.$$

$$z_9 - z_{10}: \quad z_9 = 22, \quad i_{3n(z_7 - z_8)} = 3,98, \quad M_{\kappa_{III}} = 512,26 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4, \quad d_9 = 88 \text{ мм}$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{22} \pm \frac{1}{88})] = 1,7;$$

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{88} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 512,26 \cdot (3,98 + 1)}{30 \cdot 3,98}} = 1137,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 1150 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 512,26 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 4^2 \cdot 22} = 312 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 330 \text{ МПа} .$$

6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений

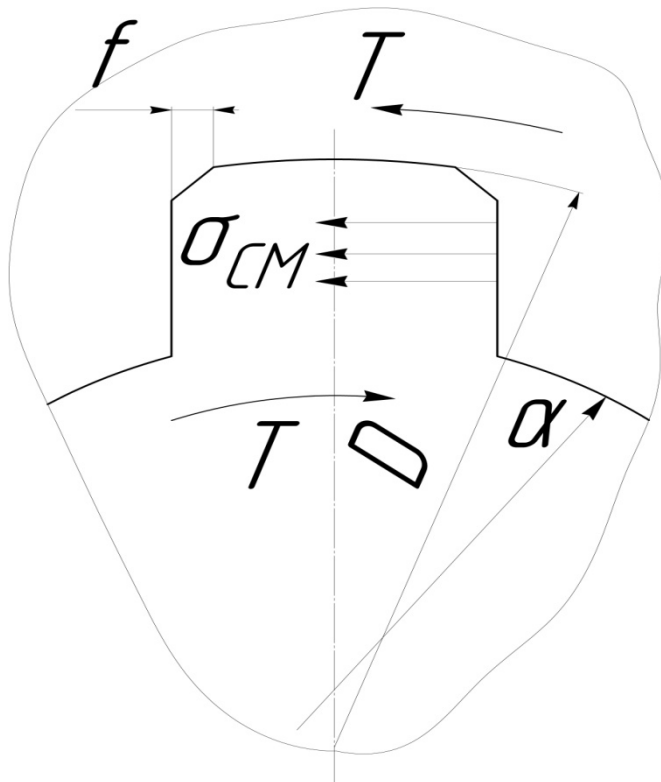


Рисунок 14 – Расчетная схема шлицевого соединения

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

Исходные данные для вала II:

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

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

где $M_{\text{кп}} = 133,41 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - 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

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

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

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 133,41}{0,8 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 316} = 1,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 20 \text{ МПа}.$$

Исходные данные для вала III:

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

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

где $M_{\text{кп}} = 512,26 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - 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

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

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

$$\sigma_{\text{сш}} = \frac{2000 \cdot 512,26}{0,8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 56 \cdot 242} = 3,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{сш}}] = 20 \text{ МПа}.$$

6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений

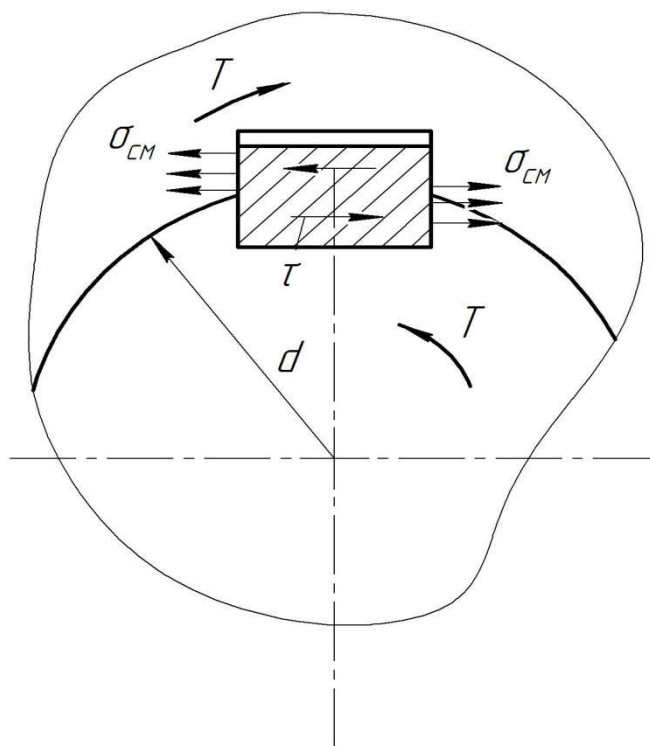


Рисунок 15 – Расчетная схема шпоночного соединения

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{\text{сш}}$, а в продольном сечении – напряжения среза τ . У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза,

а напряжения смятия. Поэтому рабочую длину шпонки l_p определяют из условия прочности на смятие [3, с. 149, ф. 8.1]:

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

Откуда

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

где M_K - Н·м; $[\sigma_{\text{см}}]$ - МПа; l_p , h , t_1 - мм.

Определяем рабочую длину шпонки на I валу:

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 111,16}{40 \cdot (8 - 5) \cdot 200} = 9,3 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 111,16}{40 \cdot 9,3 \cdot (8 - 5)} = 199,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 200 \text{ МПа}.$$

Определяем рабочую длину шпонки на III валу:

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 512,26}{60 \cdot (11 - 7) \cdot 200} = 21,4 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 84,585}{60 \cdot 21,4 \cdot (11 - 7)} = 199,4 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 200 \text{ МПа}.$$

Определяем рабочую длину шпонки на шпинделе:

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 1950,92}{55 \cdot (10 - 6) \cdot 200} = 88,7 \text{ мм};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 1950,92}{55 \cdot 88,7 \cdot (10 - 6)} = 199,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 200 \text{ МПа}.$$

7 Разработка компоновки РТК

Исходя из существующих структур, наиболее целесообразным решением для проектируемого РТК является компоновка на базе напольного робота, имеющая сложную цилиндрическую зону обслуживания. Станок располагается в рабочей зоне промышленного робота, слева от ПР расположен стол с заготовками, справа- накопитель с готовыми деталями. Задача промышленного робота заключается в захвате заготовки, перемещения ее в станок для обработки и, после, в накопитель с готовыми деталями.

Рациональные расстояния между технологическим оборудованием внутри РТК выбираем из условия получения минимальных перемещений руки ПР, а также удобства доступа к оборудованию обслуживающим персоналом.

Схема компоновки проектируемого РТК показана на первом листе формата А1.

7.1 Разработка алгоритма работы РТК и расчет времени обслуживания

После разработки компоновочной схемы РТК и вычерчивания ее в масштабе, можно составить алгоритм работы РТК. Зная величины каждого перемещения и задаваясь рациональной скоростью этого перемещения можно составить алгоритм работы РТК с однозахватным манипулятором.

На основании известных практических данных все холостые ходы руки ПР – 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 манипулятора находится над загрузочной позицией тактового стола на высоте 230 мм.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

I. Алгоритм загрузки детали на станок.

1. Опустить схват из исходного положения в положение, при котором центр схвата совпадает с осью заготовки

$S=0,25$ м; $V=0,15$ м/с;

$t = 1,6$ с.

2. Захват заготовки $t = 5$ с.

3. Поднять заготовку в исходное положение

$S=0,25$ м; $V=0,15$ м/с;

$t = 1,6$ с.

5. Поворот корпуса манипулятора на 90^0

$t = 1,5$ с.

6. Выдвижение руки $t = 1$ с.

7. Поворот схвата $t=2$ с.

8. Установка заготовки в патрон $t = 2$ с.

9. Зажим патрона $t = 2$ с.

10. Разжим схвата $t = 5$ с.

11. Задвижение руки $t = 1$ с.

12. Закрытие защитного экрана $t = 4$ с.

13. Обработка детали $t = 90$ с.

II. Алгоритм выгрузки детали со станка и отправка ее в накопитель.

1. Открытие защитного экрана $t = 4$ с.

2. Выдвижение руки $t = 1$ с.

3. Захват детали $t = 5$ с.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4. Разжим заготовки в патроне $t = 2$ с.
5. Отвод делали из патрона $t=2$ с.
6. Поворот схвата $t=2$ с.
7. Задвижение руки $t = 1$ с.
8. Поворот корпуса манипулятора на 90^0 $t = 1,5$ с.
9. Вертикальное перемещение (опустить деталь в накопитель) $t = 1,6$ с.
10. Разжим схвата $t = 5$ с.
11. Вертикальное перемещение (вверх) $t = 1,6$ с.
12. Поворот корпуса манипулятора на 180^0 к столу с заготовками $t = 3$ с.
13. Поворот стола с заготовками и деталями $t = 2$ с.

Определяем время цикла обработки детали:

Среднее время обслуживания одного станка составит:

$$T_{об} = \frac{T_{сз_1} + \Sigma t_{неп}}{m},$$

где m - количество обслуживаемых станков.

$$T_{об} = \frac{220}{1} = 220 \text{ с.}$$

Для того, чтобы определить область рационального использования спроектированного РТК, необходимо, задаваясь различными значениями машинного времени, построить циклограмму, по которой можно определить коэффициенты использования станков и коэффициенты использования манипулятора и сравнить их с допустимыми значениями. Однако, этот процесс достаточно трудоемок, поэтому чаще всего проводят анализ РТК на основе теории массового обслуживания.

7.2 Анализ РТК 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:

$$\lambda = \frac{1}{T_{ц}}.$$

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

$$\gamma = \frac{1}{T_{об}}.$$

Задачей теоретического анализа структуры РТК 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 робот не освободится. При наличии нескольких заявок приоритет остается за ранее поданной заявкой.

В РТК 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, робот простаивает;

$E_1(K = 1)$ - все станки, кроме одного, работают, робот 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 роботом, 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 робот в работе к моменту времени t_0 ;
- 2) поступает ли заказ на новое обслуживание;
- 3) какое время требуется для обслуживания.

Задачей анализа РТК является определение вероятностей P_k его 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 Am , %;
- 2) среднее использование одного станка A_c , %;
- 3) коэффициент простоя при многостаночном обслуживании K_c , %.

Допустимыми считаются следующие значения этих показателей:

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

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 РТК. 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 робот 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 робота:

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

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

Для $Tm_{cp1} = 40$ с , $T_{ц} = 40 + 220 = 260$ с :

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{Tоб}{T_{ц}} = \frac{220}{260} = 0,69$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,69 + \frac{2! \cdot 0,69^2}{(2-2)!}} = 0,3$$

$$P_{k1} = [2!/(2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,3 = 0,3$$

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,69^1 \cdot 0,3 = 0,21$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,86^2 \cdot 0,24 = 0,14$$

$$Am = 0,21 + 0,14 = 0,35 = 35\% > 20\%$$

$$A_C = (0,3 \cdot 2 + 0,21 \cdot 1) / 2 = 0,4 = 40\% < 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,14 / 2 = 0,07 = 7\% > 2\%$$

$$\text{Для } Tm_{CP2} = 60 \text{ с}, T_{II} = 60 + 220 = 280 \text{ с} :$$

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{II}} = \frac{220}{280} = 0,6$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,6 + \frac{2! \cdot 0,6^2}{(2-2)!}} = 0,34$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,34 = 0,34$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,6^1 \cdot 0,34 = 0,41$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,6^2 \cdot 0,34 = 0,24$$

$$Am = 0,41 + 0,24 = 0,65 = 65\% > 20\%$$

$$A_C = (0,34 \cdot 2 + 0,41 \cdot 1) / 2 = 0,54 = 54\% < 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,24 / 2 = 0,12 = 12\% > 2\%$$

$$\text{Для } Tm_{CP3} = 120 \text{ с}, T_{II} = 120 + 220 = 340 \text{ с} :$$

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{II}} = \frac{220}{340} = 0,43$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,43 + \frac{2! \cdot 0,43^2}{(2-2)!}} = 0,46$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,46 = 0,46$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,43^1 \cdot 0,46 = 0,39$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,68^2 \cdot 0,3 = 0,17$$

$$Am = 0,39 + 0,17 = 0,56 = 56\% > 20\%$$

$$A_C = (0,46 \cdot 2 + 0,39 \cdot 1)/2 = 0,65 = 65\% < 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,17/2 = 0,085 = 8,5\% > 2\%$$

Для $Tm_{CP4} = 180 \text{ c}$, $T_{\text{ц}} = 180 + 220 = 400 \text{ c}$:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{\text{ц}}} = \frac{220}{400} = 0,3$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,3 + \frac{2! \cdot 0,3^2}{(2-2)!}} = 0,45$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,45 = 0,45$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,3^1 \cdot 0,45 = 0,27$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,3^2 \cdot 0,45 = 0,081$$

$$Am = 0,27 + 0,081 = 0,35 = 35\% > 20\%$$

$$A_C = (0,45 \cdot 2 + 0,27 \cdot 1)/2 = 0,58 = 58\% < 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,081/2 = 0,04 = 4\% > 2\%$$

Для $Tm_{CP5} = 240 \text{ c}$, $T_{\text{ц}} = 240 + 220 = 460 \text{ c}$:

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{\text{ц}}} = \frac{220}{460} = 0,27$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,27 + \frac{2! \cdot 0,27^2}{(2-2)!}} = 0,59$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,59 = 0,59$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,27^1 \cdot 0,59 = 0,32$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,27^2 \cdot 0,59 = 0,086$$

$$Am = 0,32 + 0,086 = 0,41 = 41\% > 20\%$$

$$A_C = (0,59 \cdot 2 + 0,32 \cdot 1)/2 = 0,75 = 75\% < 80\%$$

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$K_C = 1 \cdot 0,086/2 = 0,043 = 4,3\% < 2\%$$

Для $Tm_{CP6} = 300 \text{ с}, T_{II} = 300 + 220 = 520 \text{ с} :$

$$\rho = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{T_{об}}{T_{II}} = \frac{220}{520} = 0,23$$

$$P_0 = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,23 + \frac{2! \cdot 0,23^2}{(2-2)!}} = 0,64$$

$$P_{K1} = [2! / (2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,64 = 0,64$$

$$P_{K2} = [2! / (2-1)!] \cdot 0,23^1 \cdot 0,64 = 0,29$$

$$P_{K3} = [2! / (2-2)!] \cdot 0,23^2 \cdot 0,64 = 0,067$$

$$Am = 0,29 + 0,067 = 0,36 = 36\% > 20\%$$

$$A_C = (0,64 \cdot 2 + 0,29 \cdot 1) / 2 = 0,78 = 78\% < 80\%$$

$$K_C = 1 \cdot 0,067/2 = 0,033 = 3,3\% < 2\%$$

Проанализировав полученные данные, можно сделать вывод о том, что РТК целесообразно применять при значении среднего машинного времени в пределах от 220 до 520 секунд.

8 Расчет промышленного робота

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 узлами трения являются направляющие, верхняя и нижняя опоры, а также винтовая шариковая пара.

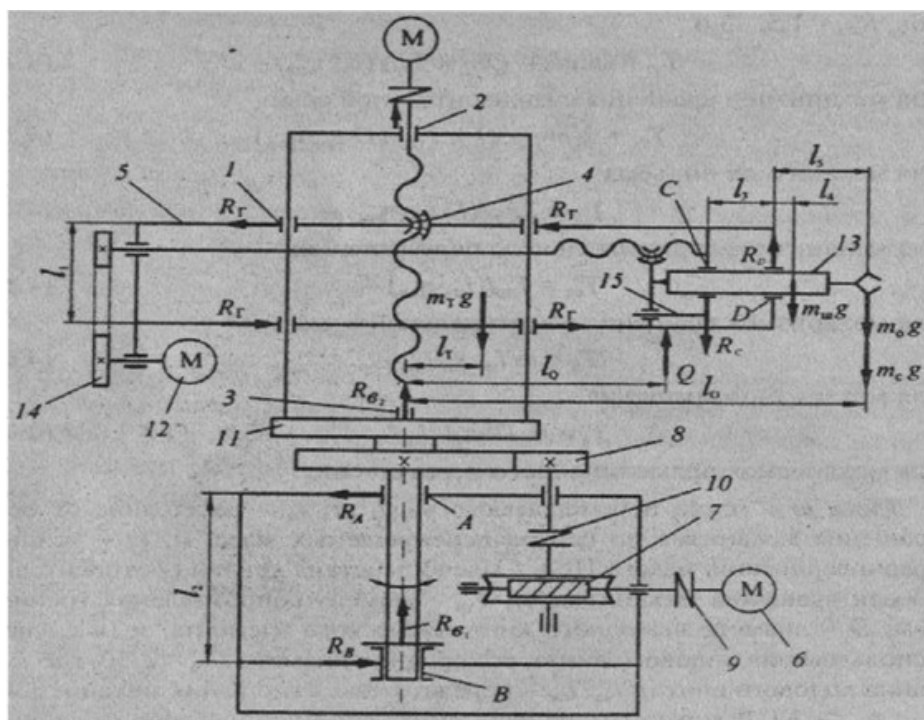


Рисунок 16- Расчетная схема напольного ПР типа М20П.40.01

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ

Лист

74

На рисунке 16: $l_0=1,10\text{м}$; $l_1=0,40\text{м}$; $l_2=0,35\text{м}$; $l_3=0,35\text{м}$; $l_4=0,6\text{м}$; $l_5=0,35\text{м}$.

8.1 Определение номинальной грузоподъемности робота

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 40, после этого программа автоматически подсчитает ее массу.

$$m_0 = 35,9 \text{ кг.}$$

$$m_n = 1,1 \cdot 1,3 \cdot 35,9 = 51,3 \text{ кг.}$$

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

Окончательно принимаем $m_k = 50 \text{ кг}$.

8.2 Расчет ориентирующего механизма

Определим усилия и момент, действующие на третью (выходную) степень подвижности ориентирующего механизма, используя расчетную схему.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

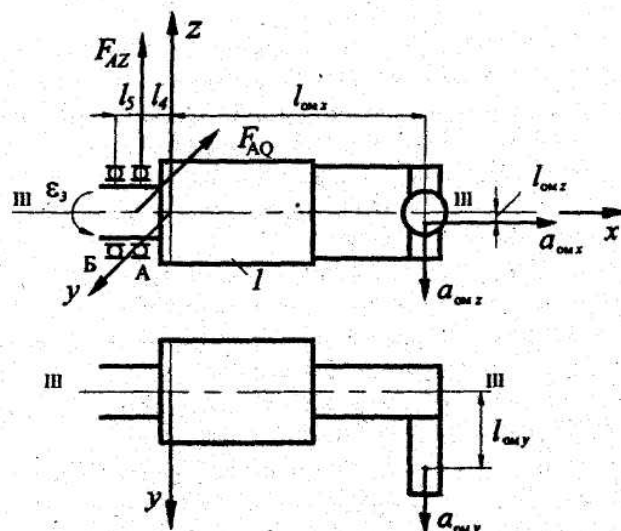


Рисунок 17 – Расчетная схема ориентирующего механизма

Момент, действующий на выходной элемент третьей степени подвижности:

$$T_3 = K_{\Delta} \cdot (T_{CT3} + T_{ДЗ}),$$

где $K_{\Delta} = 1,1 \dots 1,3$ - коэффициент запаса, причем большее значение коэффициента соответствует большей грузоподъемности.

Статический момент от смещения осей центра тяжести объекта манипулирования и схвата:

$$T_{CT3} = m \cdot g \cdot l_{OMY},$$

где m – масса объекта манипулирования и исполнительного механизма;

$l_{OMY} = 0,2$ м – задаемся исходя из габаритов объекта манипулирования.

$$T_{CT3} = 5,5 \cdot 9,8 \cdot 0,2 = 10,78 \text{ Нм.}$$

$$T_3 = 1,3 \cdot 10,78 = 14,55 \text{ Нм.}$$

Далее по каталогу [2] выбираем ближайший пневмодвигатель серии ПДЛ типа 68-0054, который имеет следующие основные параметры:

- угол поворота выходного вала (для двухполостного) = 100° ;

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

$$- T_{ном} = 16.2 \text{ Нм.}$$

На выходной фланец действует внешний изгибающий момент, поэтому его обычно монтируют на двух подшипниках, между осями которых устанавливается расстояние l_5 , а до переднего – l_4 . Максимальное усилие, действующее на подшипник:

$$F_{AZ} = K_{\Delta} \cdot m \left[(a_{OMz} + \varepsilon_3 / l_{OMy}) \cdot (l_{OMx} + l_4 + l_5) + a_{OMx} \cdot l_{OMz} \right] / l_5.$$

$$F_{AZ} = 1,1 \cdot 5,5 \cdot [(0,2 + 600/0,07) \cdot (0,3 + 0,5 + 0,9) + 0,05 \cdot 0,007] / 0,9 = 19590,47 \text{ Н.}$$

$$F_{AY} = K_{\Delta} \cdot m_{OM} \left[(a_{OMz} + g) \cdot (l_{OMx} + l_4 + l_5) \right] / l_5.$$

$$F_{AY} = 1,1 \cdot 5,5 [(0,2 + 9,8) \cdot (0,3 + 0,5 + 0,9)] / 0,9 = 114,27 \text{ Н.}$$

$$F_A = \sqrt{19590,47^2 + 114,27^2} = 19590,8 \text{ Н.}$$

По усилию F_A выбираем подшипники роликовые радиальные серии 2208.

Определим моменты и усилия, действующие на элементы второй степени подвижности.

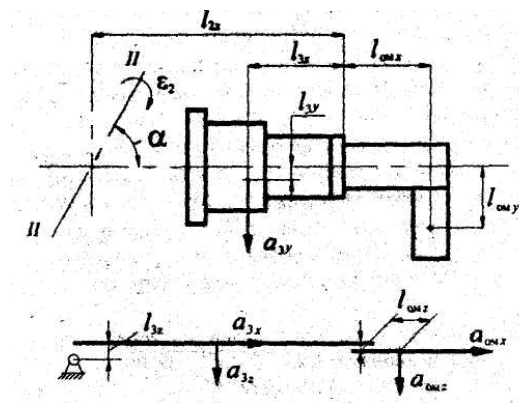


Рисунок 18 – Расчетная схема ориентирующего механизма

$$T_2 = K_{\Delta} \cdot (T_{CT2} + T_{D2}).$$

$$T_{CT2} = \sum l_{i2} \cdot m_i \cdot g \cdot \sin \alpha ;$$

$$T_{CT2} = 0,2 \cdot 5 \cdot 9,8 \cdot \sin 55^\circ + 0,4 \cdot 6 \cdot 9,8 \cdot \sin 55^\circ = 27 \text{ Н/м}^2.$$

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

$$T_{д2} = \sum m_i \cdot (l_{i2} \cdot a_i \cdot \sin \alpha + \varepsilon_2 \cdot l_{i2}^2 \cdot \sin^2 \alpha),$$

$$T_{д2} = 6 \cdot 0,2 \cdot 0,25 \cdot \sin 55^\circ + 300 \cdot 0,2^2 \cdot \sin^2 55^\circ = 190 \text{ Н/м}^2.$$

$$T_2 = 1,1 \cdot (27 + 190) = 238,7 \text{ Н/м}^2.$$

$$F_{AZ} = 1,1 \cdot 94 \cdot [(0,4 + 300/0,05) \cdot (0,6 + 0,5) + 0,05 \cdot 0,005] / 0,9 = 15283 \text{ Н}.$$

$$F_{AY} = 1,1 \cdot 94 [(0,4 + 9,8) \cdot (0,6 + 0,5)] / 0,9 = 1289 \text{ Н}.$$

$$F_A = \sqrt{15283^2 + 1289^2} = 15438 \text{ Н}.$$

Выбираем подшипники роликовые радиальные серии 2208.

8.3 Расчет схвата

Схваты ПР служат для захватывания и удерживания объекта манипулирования во время его транспортировки. Основными требованиями, предъявляемыми к схватам, являются надежность захватывания и удержания объекта, точность ориентирования и базирования, а также недопустимость разрушения и повреждения детали. В настоящее время разработано большое количество конструкций схватов, имитирующих кисти человека, с пневмо- или электромеханическим приводом.

При выборе типа схвата необходимо учитывать множество факторов, основными из которых являются масса, форма и свойства объекта манипулирования, изменение этих характеристик в процессе обработки, требования к времени захвата и точности позиционирования, свойства захватываемой поверхности.

Усилия, действующие на губки, могут быть определены исходя из условий равновесия. Если центр тяжести детали 1 расположен между парами губок 2 и 3, то усилия R_1 и R_2 определяются по формулам:

$$R_1 = \frac{l-c}{l} F_0 = \frac{100-50}{100} 54 = 27 \text{ Н}$$

$$R_2 = \frac{c}{l} F_0 = \frac{50}{100} 54 = 27 \text{ Н}$$

где F_0 — сила веса детали, Н.

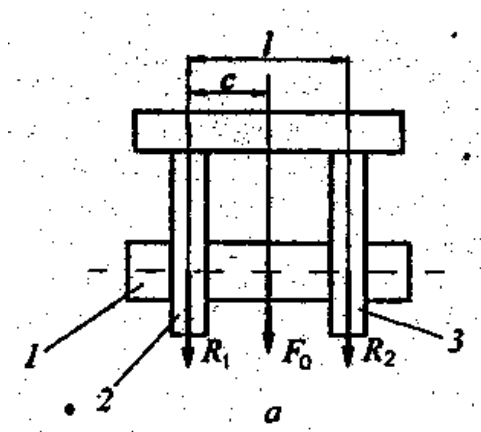


Рисунок 19 – Схема захвата деталей

При проектировании схватов за расчетные принимают усилия, вычисленные с учетом ускорения при перемещении для схемы по формуле

$$F = m_0(g + a)K_1K_2 = 5,5(9,8 + 0,26) \cdot 0,15 \cdot 2 = 59,07 \text{ Н}.$$

$$K_1 = 0,5f = 0,5 \cdot 0,3 = 0,15,$$

где m_0 — масса детали, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; K_1 - коэффициент, зависящий от положения заготовки по отношению к губкам схвата и направления действия силы тяжести; $K_2 = 1,3...2,0$ - коэффициент запаса.

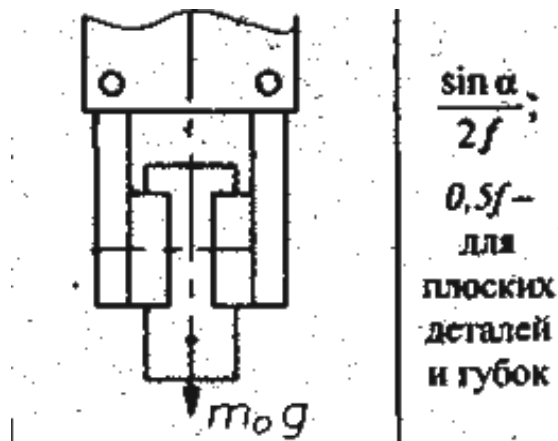
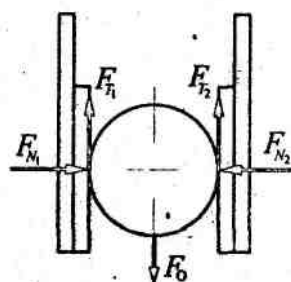


Рисунок 20 – Схемы для определения величин нормальных усилий, действующих на деталь

Для плоских губоудерживающие усилия

$$F_{N_1} = F_{N_2} = F / (2f) = 59,07 / (2 \cdot 0,3) = 98,45 \text{ Н},$$

где f - коэффициент трения. Для незакаленных пальцев без насечки (сталь марок 45, 50) $f = 0,12 \dots 0,15$, для закаленных пальцев с насечкой (сталь 65Г, У8А, У10А) $f = 0,3 \dots 0,35$.

Схема схвата с реечной передачей и поступательным перемещением губок, обеспечивающим высокую точность базирования, показана на рисунке 21.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ

Лист

80

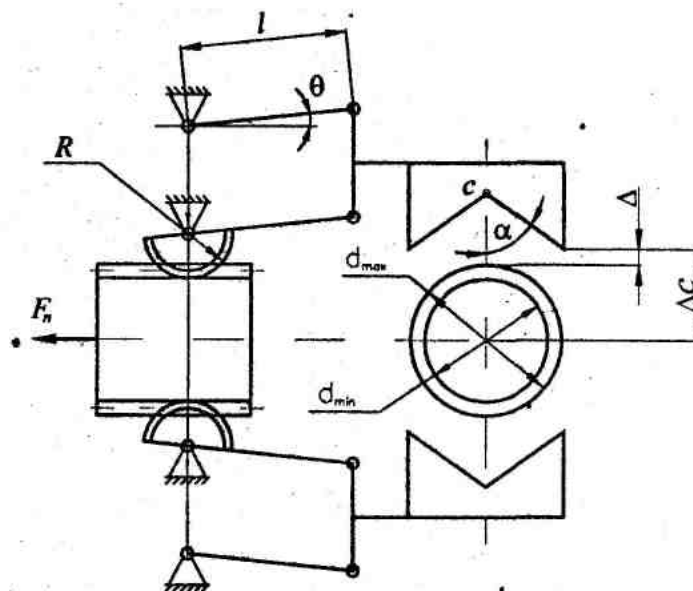


Рисунок 21 – Схема схвата с реечной передачей

Угол поворота θ определяется из соотношения

$$\theta = \frac{\Delta C}{l} = \frac{90}{110} = 0,81.$$

Радиус зубчатого сектора определяется по известным формулам

$$R = m_c z_c / 2 = 2 \cdot 18 / 2 = 18,$$

где m_c - модуль передачи; z_c - число зубьев колеса. Обычно $z_c = 15 \dots 18$.

В свою очередь, модуль передачи

$$m_c = 14 \sqrt{Y_F k_{FB} T / (z_c^2 \psi_{bd} [\sigma_F])} = 14 \sqrt{1 \cdot 1,07 \cdot 975 \cdot 0,25 / (18^2 \cdot 0,4 \cdot 270)} = 1,2,$$

где Y_F - коэффициент формы зуба; k_{FB} - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки на ширине венца; T - вращающий момент, равный удерживающему для рассчитываемого сектора, Н·м; ψ_{bd} - коэффициент ширины колеса; $[\sigma_F]$ - допускаемые напряжения изгиба, МПа.

Принимаем модуль равный 2.

При заданном времени срабатывания схвата t определяется частота вращения сектора

$$n_c = \frac{60 \cdot \theta}{\pi \cdot t} = \frac{60 \cdot 0,81}{3,14 \cdot 3} = 5,16 \text{ об/мин.}$$

Тогда потребная мощность электродвигателя

$$P'_d = \frac{k F_{\Pi} R n_c}{9550 \eta_{\Pi} \eta_c} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 18 \cdot 12,7}{9550 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 16,5 \text{ кВт.}$$

$$F_{\Pi} = 2 \sum F_N / (m_c z_c \eta) = 2 \cdot (98,45 + 98,45) / 2 \cdot 18 \cdot 0,9 = 318,9 \text{ Н.}$$

где k - 1,3...2,0 - коэффициент запаса, большие значения которого принимают для схватов без самоторможения; η_{Π} - КПД механического привода; η_c - КПД схвата; $\eta_{\Pi} = 0,85 \dots 0,95$; $\eta_c = 0,9 \dots 0,95$.

Двигатель выбирают по мощности из условия $P_d > P'_d$. Кинематическая схема привода должна обеспечивать передаточное число

$$u = n_1 / n_c.$$

В случае использования пневмопривода диаметр поршня определяют из состояния

$$d = \sqrt{4 F_{\Pi} / (\pi p \eta_{\Pi} \eta_c)} = \sqrt{4 \cdot 318,9 / (3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,9 \cdot 0,9)} = 111,97 \text{ мм,}$$

где p – давление пневмосистемы; $p = 1,8 \text{ МПа}$.

Принимаем диаметр поршня, ближайший к стандартному- 120 мм.

Заключение

В выпускной квалификационной работе была рассчитана грузоподъемность напольного промышленного робота; по составленной компоновочной схеме РТК выявлена рабочая зона, основные размеры промышленного робота, перемещения по степеням подвижности; по составленной циклограмме работы роботизированного технологического комплекса определены время цикла и время обслуживания, а также с помощью теории массового обслуживания выявлены наиболее адекватные возможности использования РТК; рассчитаны и спроектированы захватное устройство и ориентирующий механизм.

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						83
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Список использованных источников и литературы

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

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

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

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

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

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение А. Спецификации

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						86
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение Б. Ведомость ВКР

					ПГУ 15.03.02.03.00.00 ПЗ	Лист
						87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		