МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет Промышленных технологий электроэнергетики и транспорта	Кафедра Технологии и оборудование машиностроения
Направление подготовки	15.03.02 – Технологические машины и оборудование
Профиль подготовки	Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему

Роботизированный технологический комплекс на базе горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра по типу модели ИР500МФ4

ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ
(обозначение ВКР)

Студент гр. 17МС1	(подпись, дата)	Рахматуллоев Р.М. (фамилия, инициалы)
Руководитель	(подпись, дата)	Кочетков Д.В. (фамилия, инициалы)
Нормоконтролер	(подпись, дата)	Большаков Г.С. (фамилия, инициалы)

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

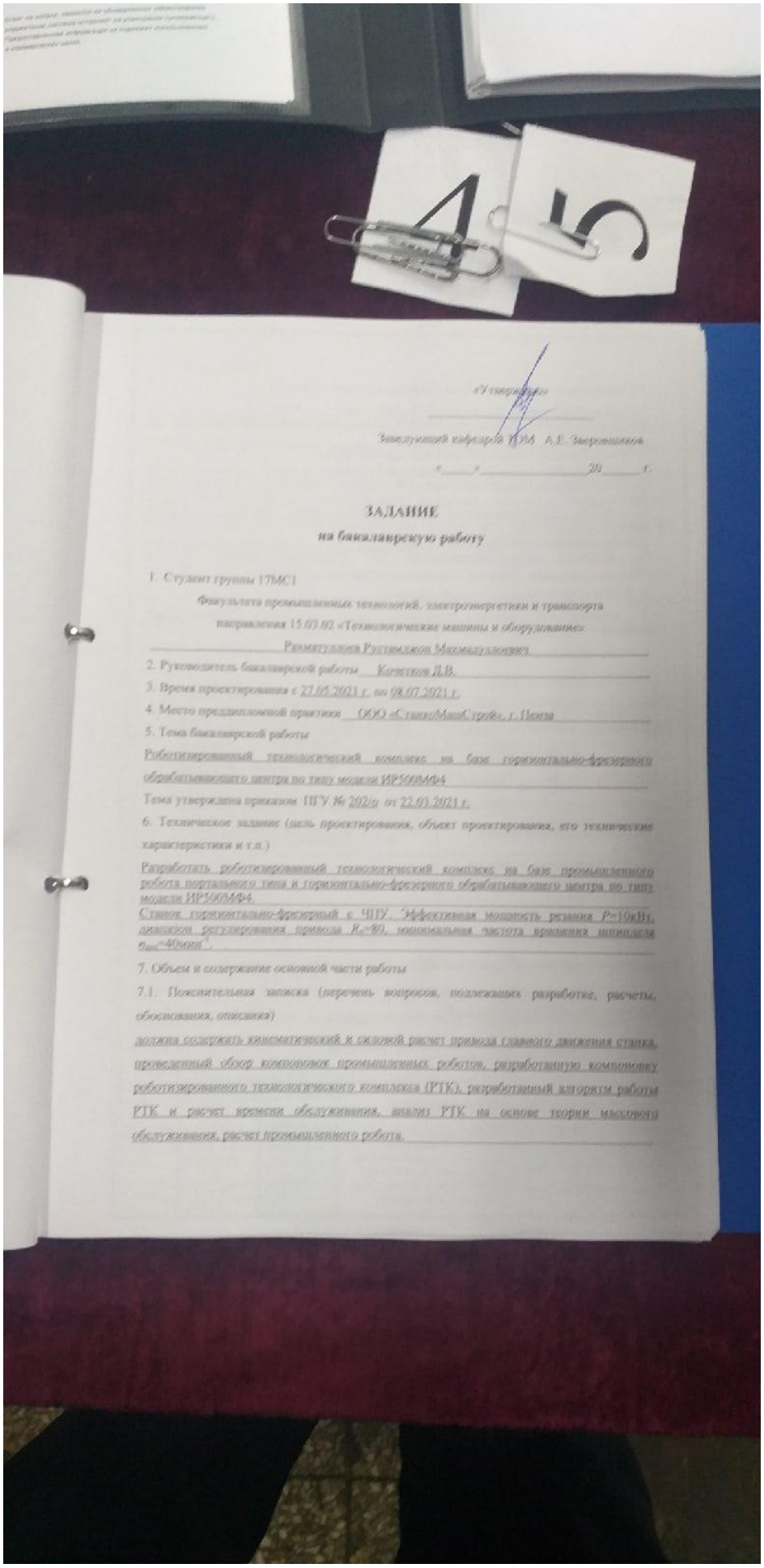
Заведующий кафедрой (подпись) Зверовщиков А.Е.
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой хорошо

(протокол заседания ГЭК от 09.06.2021 №3)

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

Пенза 2021



«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Звонников

«___» _____ 20____ г.

ЗАДАНИЕ

на бакалаврскую работу

1. Студент группы 17МС1

Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта

направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Рахматуллин Рустамджон Махмадуллоевич

2. Руководитель бакалаврской работы Котиков Д.В.

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

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

5. Тема бакалаврской работы

Роботизированный технологический комплекс на базе горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра по типу модели ИР500МФ4

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

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

Разработать роботизированный технологический комплекс на базе промышленного робота портального типа и горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра по типу модели ИР500МФ4.

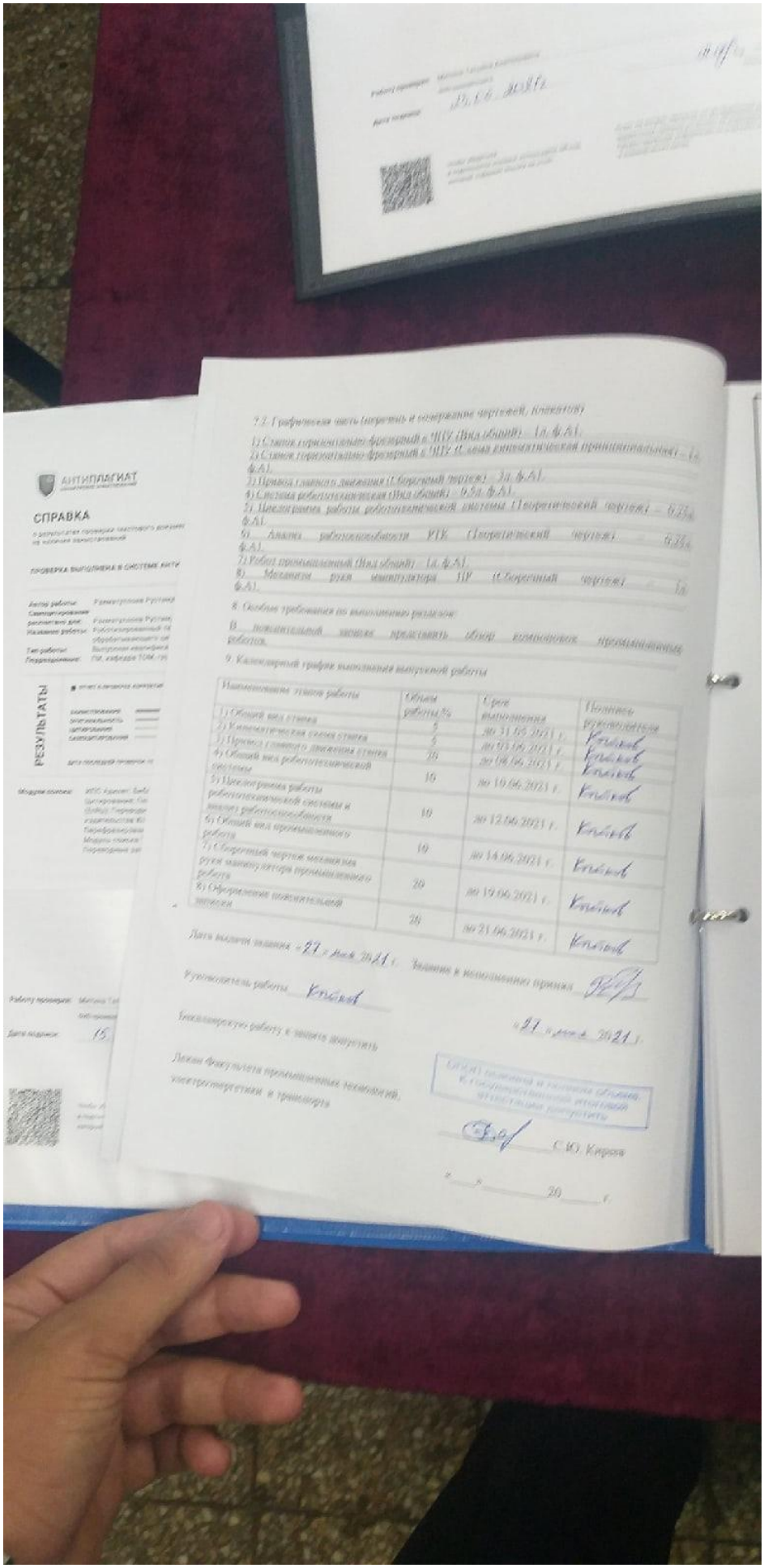
Станок горизонтально-фрезерный с ЧПУ. Эффективная мощность резания P=10кВт, диапазон регулирования привода R_n=80, минимальная частота вращения шпинделя n_{min}=40мин$^{-1}$.

7. Объем и содержание основной части работы

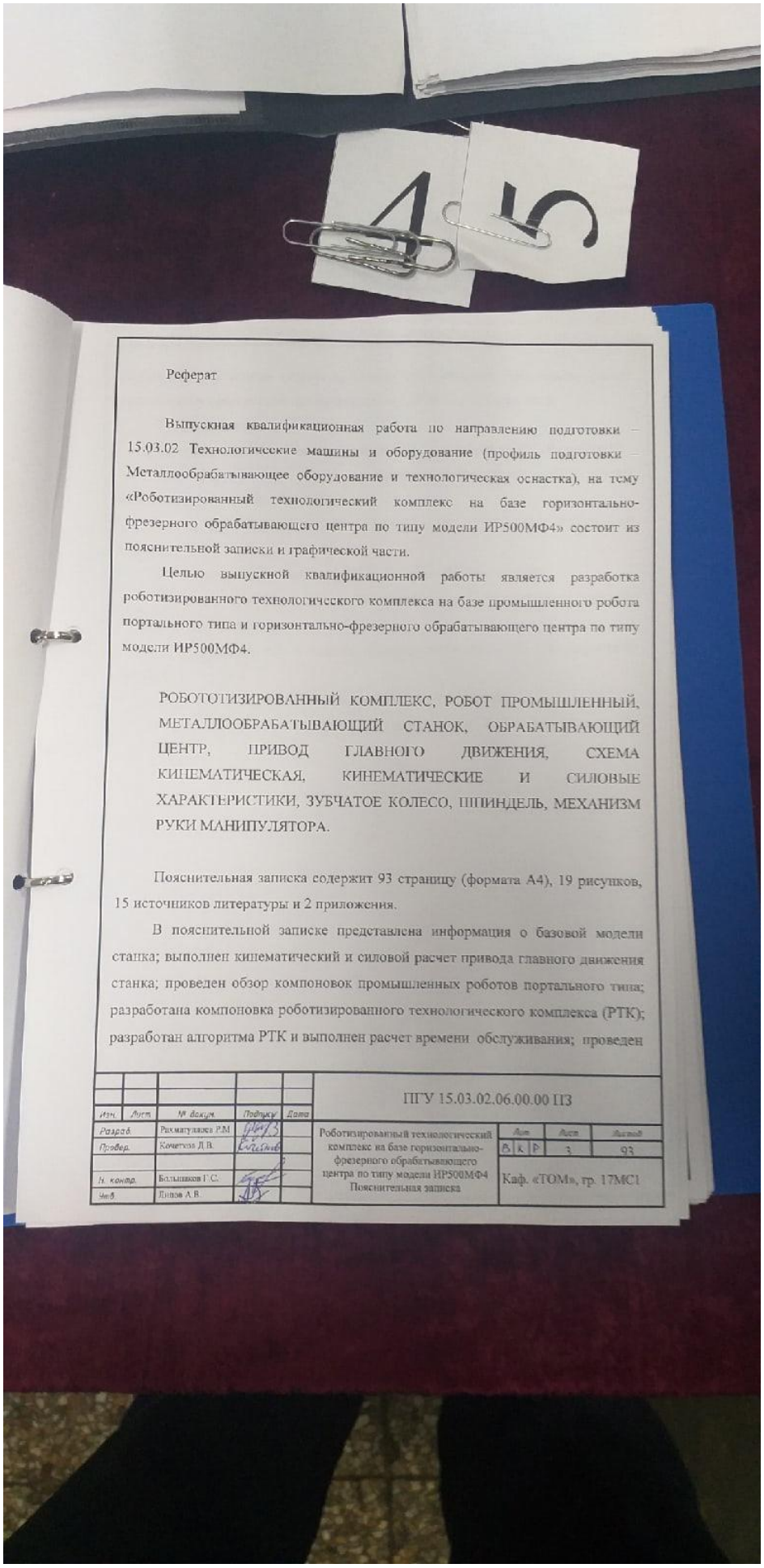
7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)

должна содержать кинематический и силовой расчет привода главного движения станка, проведенный обзор компоновок промышленных роботов, разработанную компоновку роботизированного технологического комплекса (РТК), разработанный алгоритм работы РТК и расчет времени обслуживания, анализ РТК на основе теории массового обслуживания, расчет промышленного робота.

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



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



Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки – 15.03.02 Технологические машины и оборудование (профиль подготовки – Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка), на тему «Роботизированный технологический комплекс на базе горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра по типу модели ИР500МФ4» состоит из пояснительной записки и графической части.

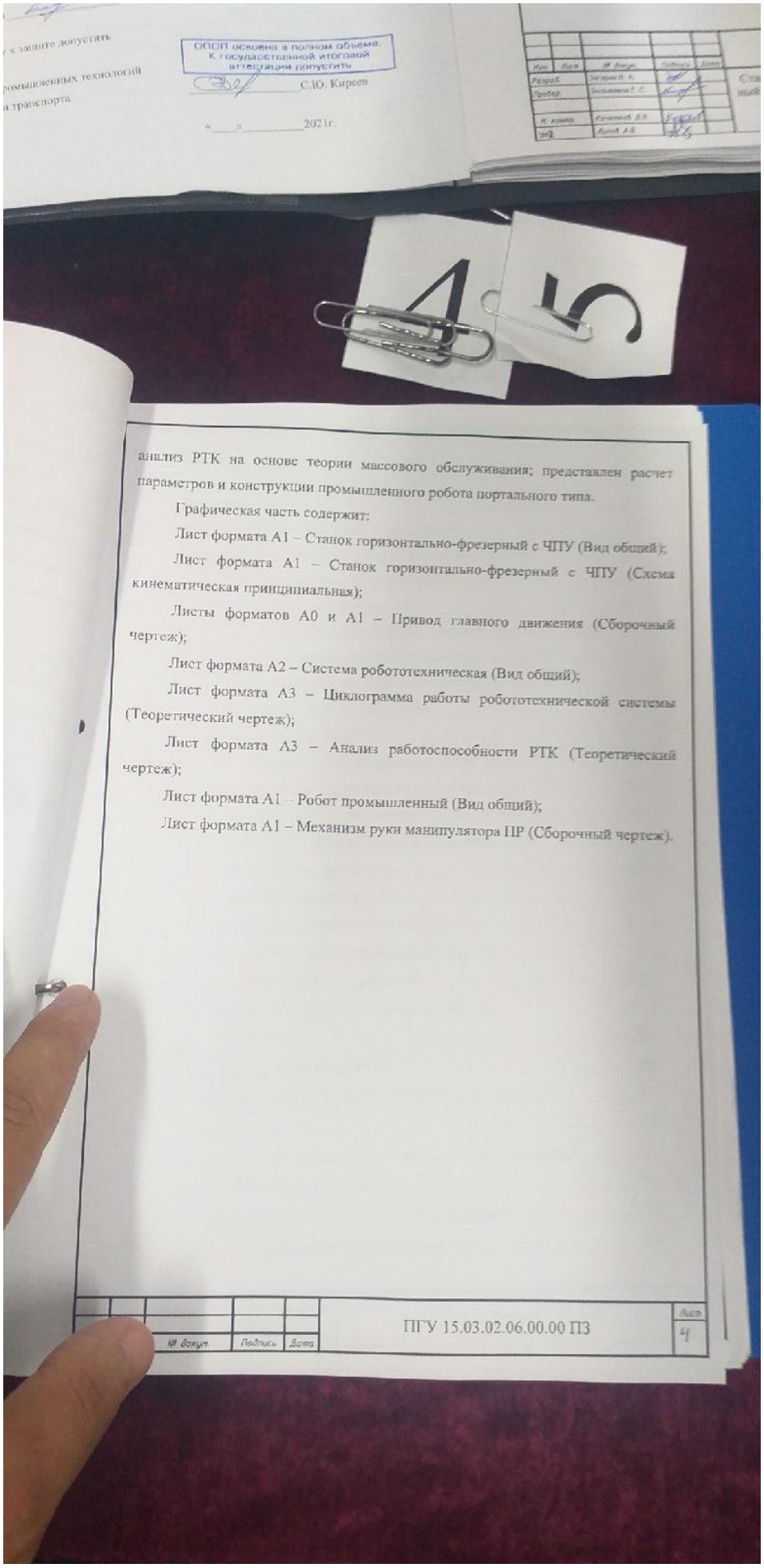
Целью выпускной квалификационной работы является разработка роботизированного технологического комплекса на базе промышленного робота портального типа и горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра по типу модели ИР500МФ4.

РОБОТОТИЗИРОВАННЫЙ КОМПЛЕКС, РОБОТ ПРОМЫШЛЕННЫЙ, МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ОБРАБАТЫВАЮЩИЙ ЦЕНТР, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, МЕХАНИЗМ РУКИ МАНИПУЛЯТОРА.

Пояснительная записка содержит 93 страницу (формата А4), 19 рисунков, 15 источников литературы и 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка; выполнен кинематический и силовой расчет привода главного движения станка; проведен обзор компоновок промышленных роботов портального типа; разработана компоновка роботизированного технологического комплекса (РТК); разработан алгоритма РТК и выполнен расчет времени обслуживания; проведен

					ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Расматуллаев Р.М.			Роботизированный технологический комплекс на базе горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра по типу модели ИР500МФ4 Пояснительная записка	Лит.	Лист 3 / Листов 93
Провер.		Кочетков Д.В.				А К Р	
Н. контр.		Большаков Г.С.				Каф. «ТОМ», гр. 17МС1	
Утв.		Липов А.В.					


ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой аттестации допустить
С.Ю. Киреев
анализ РТК на основе теории массового обслуживания; представлен расчет параметров и конструкции промышленного робота портального типа.
Графическая часть содержит:
Лист формата А1 – Станок горизонтально-фрезерный с ЧПУ (Вид общий);
Лист формата А1 – Станок горизонтально-фрезерный с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная);
Листы форматов А0 и А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж);
Лист формата А2 – Система робототехническая (Вид общий);
Лист формата А3 – Циклограмма работы робототехнической системы (Теоретический чертеж);
Лист формата А3 – Анализ работоспособности РТК (Теоретический чертеж);
Лист формата А1 – Робот промышленный (Вид общий);
Лист формата А1 – Механизм руки манипулятора ПР (Сборочный чертеж).
ПГУ 15.03.02.06.00.00 ПЗ
Лист
41

Реферат

Выпускная квалификационная работа по направлению подготовки – 15.03.02 Технологические машины и оборудование (профиль подготовки – Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка), на тему «Роботизированный технологический комплекс на базе горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра по типу модели ИР500МФ4» состоит из пояснительной записки и графической части.

Целью выпускной квалификационной работы является разработка роботизированного технологического комплекса на базе промышленного робота портального типа и горизонтально-фрезерного обрабатывающего центра по типу модели ИР500МФ4.

РОБОТОТИЗИРОВАННЫЙ КОМПЛЕКС, РОБОТ ПРОМЫШЛЕННЫЙ, МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ОБРАБАТЫВАЮЩИЙ ЦЕНТР, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, МЕХАНИЗМ РУКИ МАНИПУЛЯТОРА.

Пояснительная записка содержит 93 страницу (формата А4), 19 рисунков, 15 источников литературы и 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка; выполнен кинематический и силовой расчет привода главного движения станка; проведен обзор компоновок промышленных роботов портального типа; разработана компоновка роботизированного технологического комплекса (РТК); разработан алгоритма РТК и выполнен расчет времени обслуживания; проведен

анализ РТК на основе теории массового обслуживания; представлен расчет параметров и конструкции промышленного робота портального типа.

Графическая часть содержит:

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

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

Листы форматов А0 и А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж);

Лист формата А2 – Система робототехническая (Вид общий);

Лист формата А3 – Циклограмма работы робототехнической системы (Теоретический чертеж);

Лист формата А3 – Анализ работоспособности РТК (Теоретический чертеж);

Лист формата А1 – Робот промышленный (Вид общий);

Лист формата А1 – Механизм руки манипулятора ПР (Сборочный чертеж).

Содержание

Введение……..….7
1 Общие сведения о базовой модели станка…….…...….9
2 Кинематический расчет привода главного движения…….……15
2.1 График частот вращения шпинделя……...….15
2.2 Числа зубьев в передачах…….21
2.3 Кинематическая схема привода главного движения…….....23
2.4 Эскизное оформление привода главного движения…….....24
2.4.1 Кинематические и силовые характеристики…….....24
2.4.2 Модули зубьев в передачах……....26
2.4.3 Диаметры валов……...29
2.4.4 Межцентровые расстояния между валами……....32
2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес…….33
2.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла…...36
3 Силовой расчет привода главного движения…….…..37
3.1 Расчет валов на прочность……..…….37
3.2 Расчет шпиндельного узла…….…..48
3.3 Уточненный расчет опор шпинделя……...51
3.4 Проверочный расчет зубчатых колес…….52
3.5 Расчет шлицевых соединений…….55
4 Обзор компоновок промышленных роботов
портального типа…….……...56
5 Разработка компоновки РТК……..60
6 Разработка алгоритма работы РТК и расчет времени
обслуживания…….....62
7 Анализ РТК на основе теории массового обслуживания……...65
8 Расчет промышленного робота……72
8.1 Определение номинальной грузоподъемности …..……...72
8.2 Расчет механизма вертикального перемещения……74

8.3 Расчет механизма вращения портальной траверсы……...76
8.4 Расчет механизма схвата робота .....……...80
Заключение…….82
Список использованной литературы……...……83
Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы…….85
Приложение Б – Спецификации……...…87

Введение

В современном машиностроении автоматизация стала неотъемлемой частью процесса производства. Чтобы минимизировать участие человека, уменьшить простои и ускорить время цикла производства необходимо правильное и максимально точное проектирование роботизированных станочных комплексов.

Создание роботизированных комплексов, 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. Внедрение роботизированных средств производства является экономически обоснованным и наиболее современным подходом к решению проблем оптимизации работы предприятия. 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 [1, 2].

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; установленным 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 загрузочноразгрузочными устройствами типа тактового

стола или шагового конвейера-накопителя.

Наибольшее применение в машиностроении получили РТК, состоящие из автоматизированных станков, оснащенных транспортнонакопительными системами для заготовок и готовых деталей, системами программного управления промышленными роботами [1, 2].

1 Общие сведения о базовой модели станка

Многофункциональный горизонтальный обрабатывающий центр ИР500МФ4 – сверлильный, фрезерно-расточной станок с числовым программным управлением (ЧПУ), автоматической сменой инструмента (АСИ) и сменой обрабатываемых деталей предназначен для высокопроизводительной обработки корпусных деталей массой до 700 кг конструкционных материалов от легких сплавов до высокопрочных сталей [3, 4].

Широкий диапазон скоростей вращения шпинделя и скоростей подачи позволяет сверлить, зенковать, развертывать, сверлить точные отверстия, соединенные координатами, контурное фрезерование с линейной и круговой интерполяцией, нарезание резьбы метчиками.

Наличие поворотного стола, установленного с высокой точностью (±5 с через 5°), расширяет технологические возможности станка, позволяет обрабатывать соосные отверстия консольным инструментом.

Повышенная степень точности станка (класс *Р*) обеспечивает обработку отверстий в соответствии со стандартами точности 7, 8 с шероховатостью поверхности *Ra* 2,5 мкм.

Высокая степень автоматизации вспомогательных функций станка, включая автоматическую смену инструментов и обрабатываемых деталей, позволяет интегрировать его в автоматическую линию с компьютерным управлением от ЭВМ.

Все компоненты машины смонтированы на жесткой *Т*-образной станина, которая является общим основанием.

Передняя консольная бабка расположена внутри портальной стойки.

В верхней части стойки установлен автоматический сменщик инструментов с магазином инструментов барабанного типа.

Все базовые детали имеют обребренную конструкцию и обеспечивают максимальную жесткость и виброустойчивость при высокопроизводительной обработке, гарантируют длительное сохранение точности.

Жесткие шпиндели диаметром 105 мм под передним подшипником и кодом № 50 изготовлены из цементной стали с высокой поверхностной твердостью (HRC 62). Шпиндель установлен в отдельном корпусе на прецизионных роликовых подшипниках и радиально-упорных шарикоподшипниках, что обеспечивает оптимальную точность, жесткость и виброустойчивость.

Зажимное устройство гидравлического инструмента в шпинделе гарантирует надежность и скорость крепления режущего инструмента с усилием 1250 кг.

Шпиндель станка приводится в движение двухступенчатой коробкой передач от электродвигателя постоянного тока мощностью 14 кВт. В диапазоне 21-174 об / мин на шпинделе обеспечивается постоянный крутящий момент, а в диапазоне 182...3000 об / мин – постоянная мощность.

Автоматическая ориентация шпинделя ЧПУ и механическая блокировка расширяют технологические возможности станка, позволяют производить целую серию технологических циклов, в которых необходимо отодвинуть резец от рабочей поверхности, не повредив изделие.

Перемещение подвижных узлов по осям *X, Y, Z,* осуществляется высокомоментными электродвигателями с постоянными магнитами, которые непосредственно соединены через упругие муфты высокой жесткости с прецизионными шариковыми винтовыми парами, имеющими грузоподъемность, жесткость и долговечность.

Удержание мощности узлов во время резки осуществляется следящим приводом, что исключает необходимость в зажимных приспособлениях.

Идеальные электроприводы подачи обеспечивают постоянное (до 0,2 с) время ускорения и замедления и, следовательно, минимальное время обработки для запрограммированных перемещений.

Позиционирование осуществляется одновременно по трем координатным осям *X, Y, Z.*

В подвижных частях станка используется система комбинированных направляющих, состоящая из прецизионных роликовых подшипников, установленных с предварительным натяжением, и антифрикционного полимерного материала с низким коэффициентом трения и высокой демпфирующей способностью, что гарантирует высокую точность позиционирования, стабильность работы станка при резке на максимальных режимах обработки. Направляющие изготовлены из высококачественной закаленной стали и шлифуются с высокой точностью и чистой поверхностью.

Телескопическая защита, установленная на всех координатных перемещениях, надежно защищает направляющие и шариковые винтовые пары от попадания стружки и охлаждающей жидкости и обеспечивает длительное сохранение точности станка. Непосредственно шариковые винты и накладные направляющие снабжены специальными средствами для защиты их от попадания стружки и грязи.

Встроенный поворотный индексируемый стол перемещается на отдельной станине, которая крепится к общему основанию (станине станка).

Поворотный стол имеет 72 позиции через 5°. Установка стола происходит в автоматическом режиме.

Использование специальной муфты с торцевыми зубьями в качестве индексирующего элемента в сочетании с гидравлическим зажимным устройством стола гарантирует точность вращения и надежную фиксацию.

Для установки и крепления деталей на поверхности сателлитной пластины имеется решетка для резьбовых отверстий.

Автоматическая смена инструмента, расположенная за пределами рабочей зоны, состоит из вращающегося магазина инструментов барабанного типа с кодированными пазами вместимостью 30 инструментов и манипулятора.

Выбор инструмента в любой последовательности с последующей гидромеханической фиксацией магазина инструмента осуществляется во время обработки.

Цикл смены инструмента происходит в следующем порядке:

Магазин поворачивается для поиска инструмента.

Манипулятор совершает движение вверх, захватывает инструмент за оправку и, двигаясь вдоль оси, вытягивает оправку из гнезда, затем перемещается вниз и обратно вдоль оси.

Шпиндельная бабка движется вверх в позицию смены инструмента, автооператор в конце хода захватывает отработавший инструмент.

Происходит смена инструмента, для этого оператор совершает ход вперед, поворот на 180°, ход назад.

Шпиндельная бабка опускается в рабочую позицию, а автооператор переносит отработавший инструмент в свое гнездо магазина.

Автооператор опускается, чтобы не мешать повороту магазина при поиске следующего инструмента.

Поскольку большинство этих действий происходит во время обработки, фактическая смена инструмента в шпинделе занимает 6 секунд.

Магазин получает вращение от высокомоментного электродвигателя *М*4 (*P*=2,8 кВт, *n* = 1500 мин$^{-1}$) с возбуждением от постоянных магнитов через зубчатую пару.

Номера гнезд магазина кодируются; корпус магазина имеет упоры, которые действуют на концевые выключатели, которые подсчитывают вращение при поиске нужного гнезда.

Автоматический оператор с двумя захватами имеет механизмы поворота, вертикального перемещения и выдвижения, работающие от гидравлической системы машины (соответствующие гидроцилиндры на схеме не показаны). Вращение происходит от реечной передачи *m*=3 мм. Контроль крайних положений сборочных единиц и контроль цикла автоматической смены инструмента осуществляется бесконтактными концевыми выключателями.

Устройство для смены спутникового стола. Автоматическая смена сателлитных пластин обеспечивает работу станков в автоматическом режиме, исключая время на установку и извлечение деталей из цикла обработки.

Хранение спутниковых таблиц. Отдельно стоящее гидромеханическое поворотное (на180°) устройство, установленное на станке справа, используется для загрузки и разгрузки, ориентации и фиксации сателлитной пластины на поворотном столе станка.

Работа гидравлических механизмов на станке обеспечивается аксиально-поршневым насосом переменной производительности с автоматическим регулированием расхода масла (Q_{max}= 46 л/мин, P_{max} = 60 кг/см²), что гарантирует быстродействие исполнительных органов (автоматической смены инструментов) и уменьшает нагрев рабочей жидкости.

Гидроцилиндры всех рабочих органов вспомогательных движений управляются с помощью черного гидравлического оборудования.

Гидравлическая система станка имеет встроенный гидроаккумулятор с эластичными мешками, который обеспечивает балансировку бабки шпинделя. Гидравлическое масло охлаждается в теплообменнике с воздушным охлаждением.

Пневматическая система станка предназначена для обдува воздухом конусов, шпинделей и инструментов, базовых пластмасс поворотного стола и базовых поверхностей вспомогательных столов при их автоматической смене. Работа пневматической системы осуществляется автоматически с управлением от системы ЧПУ путем переключения воздухораспределителей.

Смазка всех трущихся деталей станка и подшипников шпинделя – автоматическая централизованная дозированная от отдельной установки; шестерен и подшипников главного привода – непрерывная циркуляция от отдельного насоса, расположенного на гидроэлектростанции.

Станок обеспечивает подачу жидкости и распыленной охлаждающей жидкости в зону резания и слив в автономный резервуар по сигналу с ЧПУ. Зона резки имеет барьер для защиты оператора и окружающей среды от распыления эмульсии [3, 4].

Автоматическое устройство для очистки стружки исключает затраты рабочего времени на ручную очистку стружки и облегчает условия труда оператора станка.

На рисунке 1 представлен общий вид станка модели ИР500МФ4.

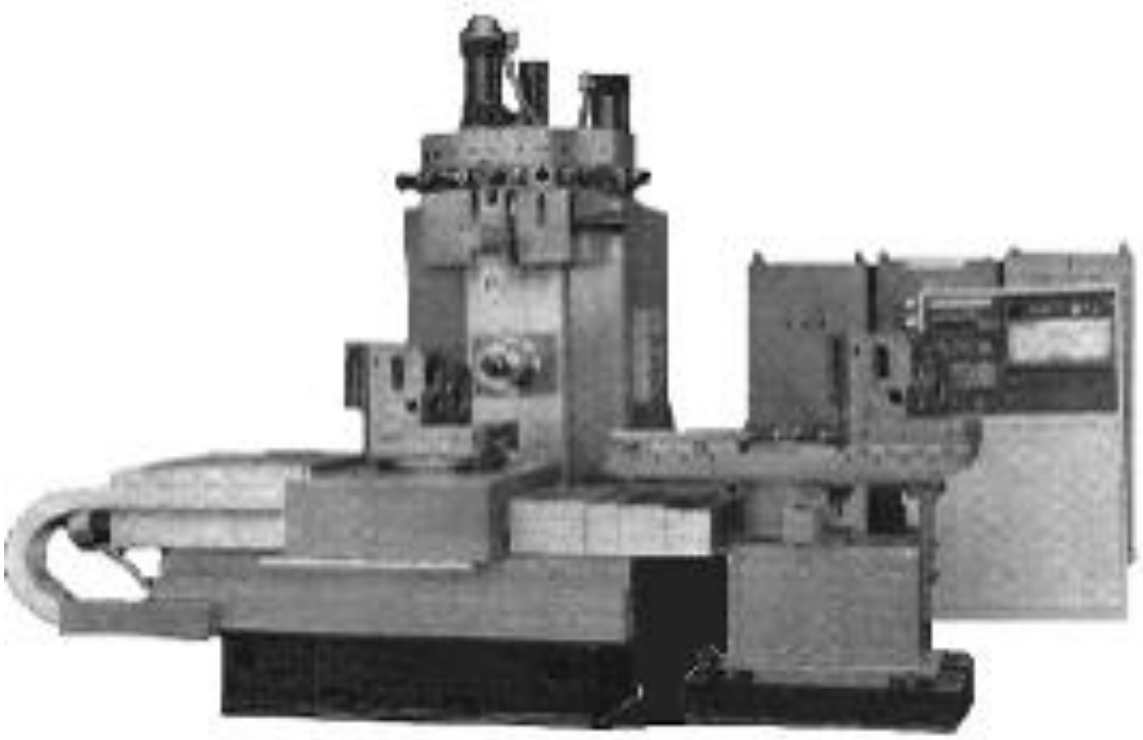


Рисунок 1 – Общий вид станка модели ИР500МФ4

2 Кинематический расчет привода главного движения

2.1 График частот вращения шпинделя

Комбинированный привод сочетает в себе ступенчатую коробку скоростей и регулируемый двигатель с тиристорным или частотным регулированием. Наибольшее распространение получили приводы, состоящие из ступенчатой коробки и электродвигателя постоянного тока с тиристорным управлением [5, с. 31].

Диапазон регулирования привода [5, с. 31]:

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

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

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

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\varphi_{\text{к}} = R_{\text{дв}} \, \varphi$ [5, с. 31].

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [5, с. 13, 20]:

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

где $R_{\text{п}} = 80$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

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

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 80 \cdot 40 = 3200 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [5, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 10 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0{,}80 \ldots 0{,}85$ [5, с. 12], принимаем $\eta = 0{,}80$.

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{10}{0,80} = 12,5 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПН200М [6, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 13 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(max)}} = 3500 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дв}} = 48 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [6, с. 145–146, т. Ж2].

Определяем диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности [5, с. 32]:

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

$$R_{\text{дв}(P)} = \frac{3500}{1000} = 3,5.$$

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [5, с. 32]:

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

$$R_{\text{к}} = \frac{80}{3,5} = 23.$$

Определяем число скоростей коробки [5, с. 36]:

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

$$z = \frac{\lg 80}{\lg 3,5} = 3,5.$$

Принимаем $z = 4$.

Определяем число групп передач коробки скоростей при условии, что диапазон регулирования каждой группы равен 8 [5, с. 32]:

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

$$m = \frac{\lg 23}{\lg 8} = 1,5.$$

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

Определяем диапазоны регулирования групп передач при условии, что их значения для всех групп одинаковы [5, с. 32]:

$$R_m = R_{\text{г}} = R_a = R_b = \sqrt[m]{R_{\text{к}}},$$

$$R_m = R_{\text{г}} = R_a = R_b = \sqrt[2]{23} = 4,7.$$

Принимаем $R_m = R_{\text{г}} = R_a = R_b = 4,7$.

Чтобы выбрать знаменатель ряда φ можно воспользоваться следующими рекомендациями [5, с. 20]: для токарных и токарно-винторезных станков – $\varphi = 1,26$; для токарно-револьверных станков в зависимости от диаметра обработки – $\varphi = 1,41$ и $\varphi = 1,58$; для сверлильных станков всех типов с диаметром сверления более 18 мм – $\varphi = 1,41$; для фрезерных станков всех типов – $\varphi = 1,26$; для многооперационных станков – $\varphi = 1,26$ и $\varphi = 1,41$.

Принимаем $\varphi = 1,26$.

Определяем величину c [5, с. 33]:

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

$$c = \frac{\lg 3,5}{\lg 1,26} = 5,42.$$

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg\varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы [5, с. 33]:

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg\varphi} = \frac{\lg R_{\text{г}}}{\lg\varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 4,7}{\lg 1,26} = 6,69.$$

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

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [5, с. 33]:

$$R_{\text{к}(\text{ф})} = R_j \varphi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

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

Тогда, фактический диапазон регулирования коробки [5, с. 35]:

$$R_{\text{к(ф)}} = R_a \varphi^{K_b},$$

$$R_{\text{к(ф)}} = 4,7 \cdot 1,26^6 = 18,8,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{\text{п(ф)}} = 3,5 \cdot 18,8 = 65,8.$$

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 [5, с. 33]:

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

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3500/3200)}{\lg 1,26} = 0,4,$$

принимаем $K_1 = 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 65,8}{\lg 1,26} = 18,11,$$

принимаем $K_2 = 18$.

Определяем общее число интервалов [5, с. 33]:

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 1 + 18 = 19.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 20 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 [5, с. 33–34].

По таблице 3 [5, с. 14–18] выбираем ряд: 4250; 3350; 2650; 2120; 1700; 1320; 1060; 850; 670; 530; 425; 335; 265; 212; 170; 132; 106; 85; 67; 53; 42,5 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 3350\ \text{мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 18$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 53\ \text{мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки *A* (точка $n_{\text{шп}} = 212\ \text{мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки *A* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 212\ \text{мин}^{-1}$. 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* (графическая часть: лист формата А1 – Станок горизонтально-фрезерный с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная)).

После этого из точки *A* по валу I проводим луч на 6 интервалов вверх до точки *D* (точка $n_{\text{шп}} = 850\ \text{мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки *D* проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 850\ \text{мин}^{-1}$. 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. *A*, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем два интервала, и проводим лучи, параллельные линиям и

лучам, выходящим из точек *D* и *A*. Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{шп} = 42,5$ мин$^{-1}$).

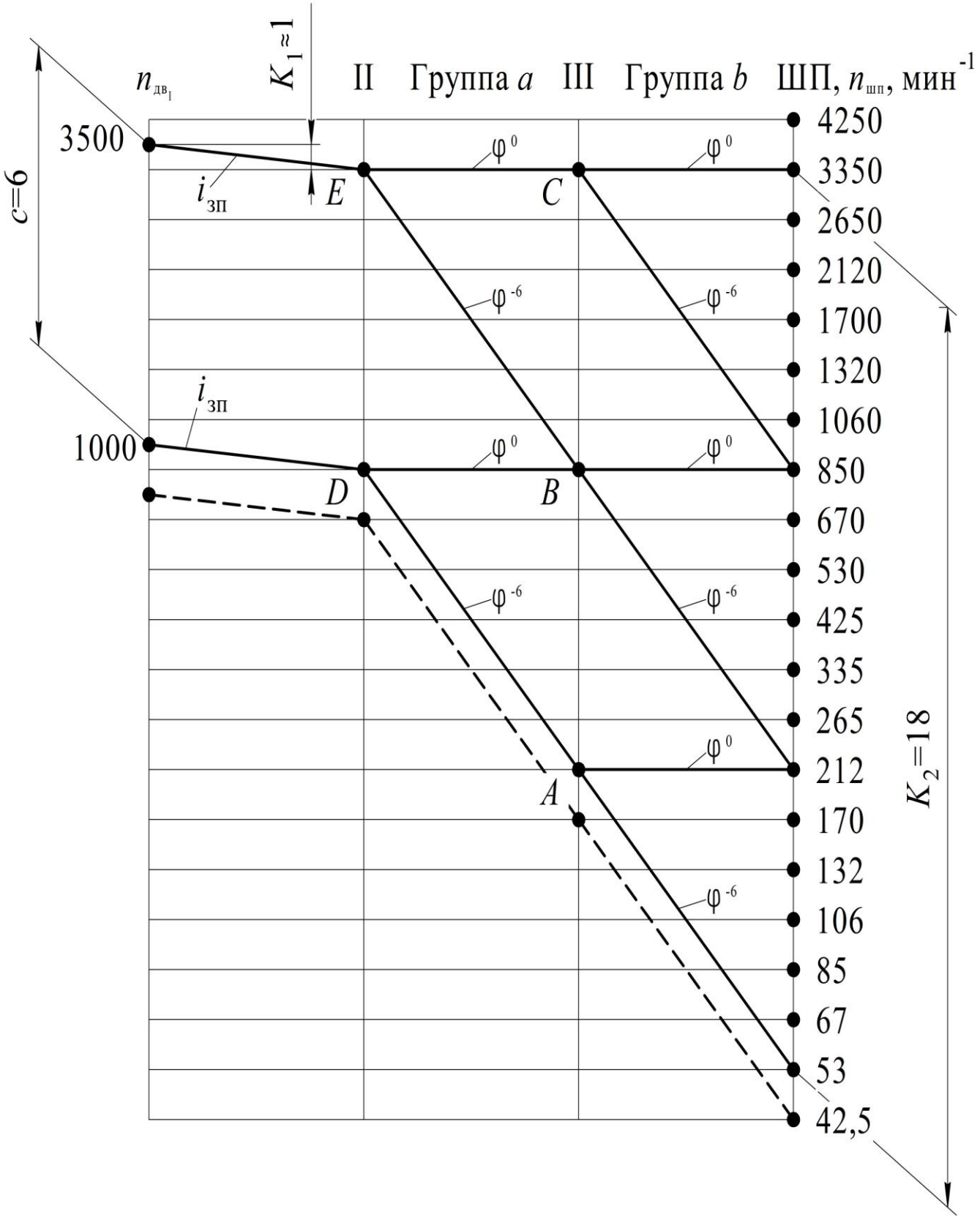


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 3 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели ИР500МФ4 (z – числа зубьев колес).

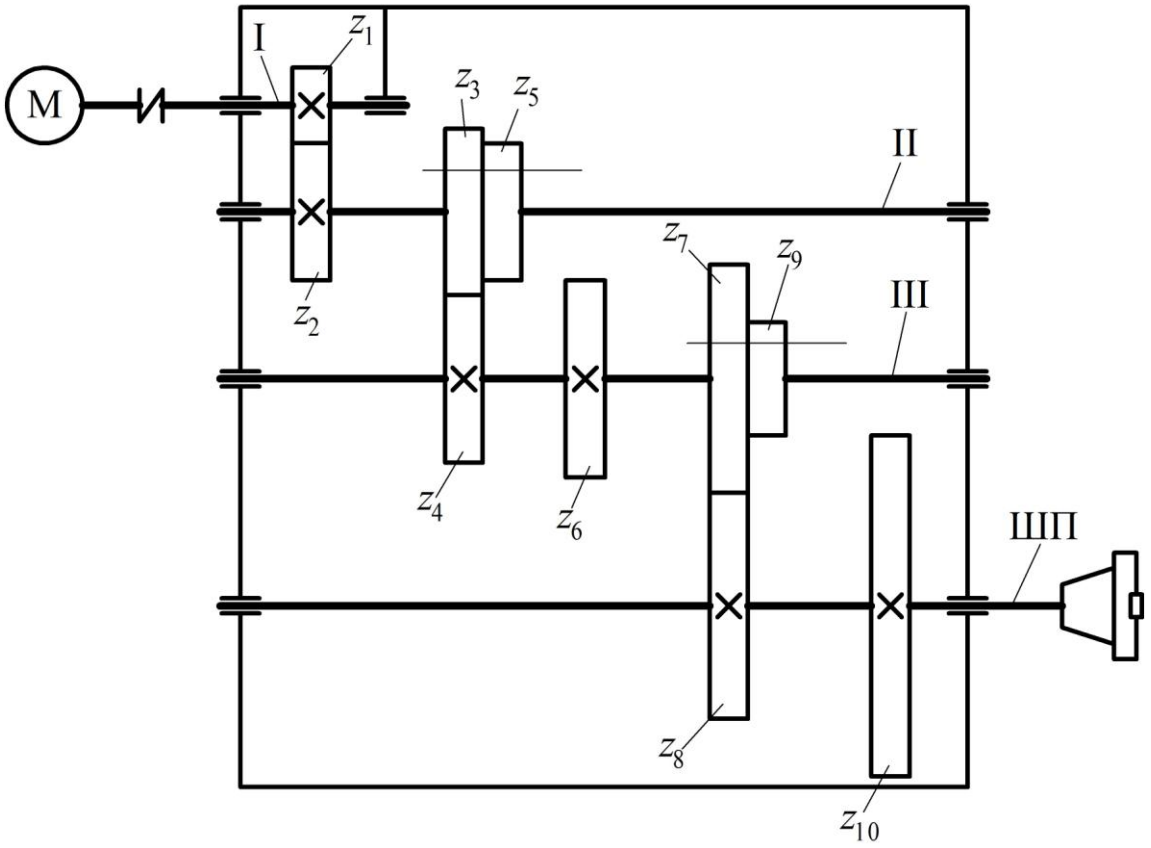


Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант)

2.2 Числа зубьев в передачах

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

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода, использую таблицу 7 [5, с. 40–46]. По горизонтали обозначены суммы зубьев $\sum z$, начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев $\sum z$ и

необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

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

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{зп(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3500}{3350} = 1,04$ или $i_{зп(z_1-z_2)} = \frac{1000}{850} = 1,17$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя),

принимаем $i_{зп(z_1-z_2)} = 1,12$, $\sum z = 79$, $z_1 = 37$ [5, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 79 - 37 = 42$.

2) переборная группа *a*:

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{зп(z_3-z_4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{3350}{3350} = 1$ или $i_{зп(z_3-z_4)} = \frac{850}{850} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [5, с. 23],

принимаем $i_{зп(z_3-z_4)} = 1$, $\sum z = 96$, $z_3 = 48$ [5, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_3 = 96 - 48 = 48$.

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{зп(z_5-z_6)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{3350}{850} = 3,94$ или $i_{зп(z_5-z_6)} = \frac{850}{212} = 4$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [5, с. 23],

принимаем $i_{зп(z_5-z_6)} = 3,98$, $\sum z = 96$, $z_5 = 19$ [5, 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 – $i_{зп(z_7-z_8)} = \frac{n_{III}}{n_{шп}} = \frac{3350}{3350} = 1$ или $i_{зп(z_7-z_8)} = \frac{850}{850} = 1$ или $i_{зп(z_7-z_8)} = \frac{212}{212} = 1$, (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [5, с. 23],

принимаем $i_{зп(z_7-z_8)}=1$, $\sum z=111$, $z_7=56$ [5, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8=\sum z-z_7=111-56=55$.

z_9-z_{10}: передаточное отношение – $i_{зп(z_9-z_{10})}=\frac{n_{II}}{n_{шп}}=\frac{3350}{850}=3,94$ или $i_{зп(z_9-z_{10})}=\frac{850}{212}=4$ или $i_{зп(z_9-z_{10})}=\frac{212}{53}=4$, (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6}=4$ – по таблице 5 [5, с. 23],

принимаем $i_{зп(z_9-z_{10})}=3,98$, $\sum z=111$, $z_9=22$ [5, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_{10}=\sum z-z_9=111-22=89$.

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [5, с. 47].

2.3 Кинематическая схема привода главного движения

Полученные колеса (шкивы) следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение, т. е. если идет повышающая передача, то ведущим является колесо (шкив) с большим числом зубьев (большего диаметра) и наоборот [5, с. 47].

На рисунке 4 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели ИР500МФ4 (z – числа зубьев колес) (графическая часть: лист формата А1 – Станок горизонтально-фрезерный с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная)).

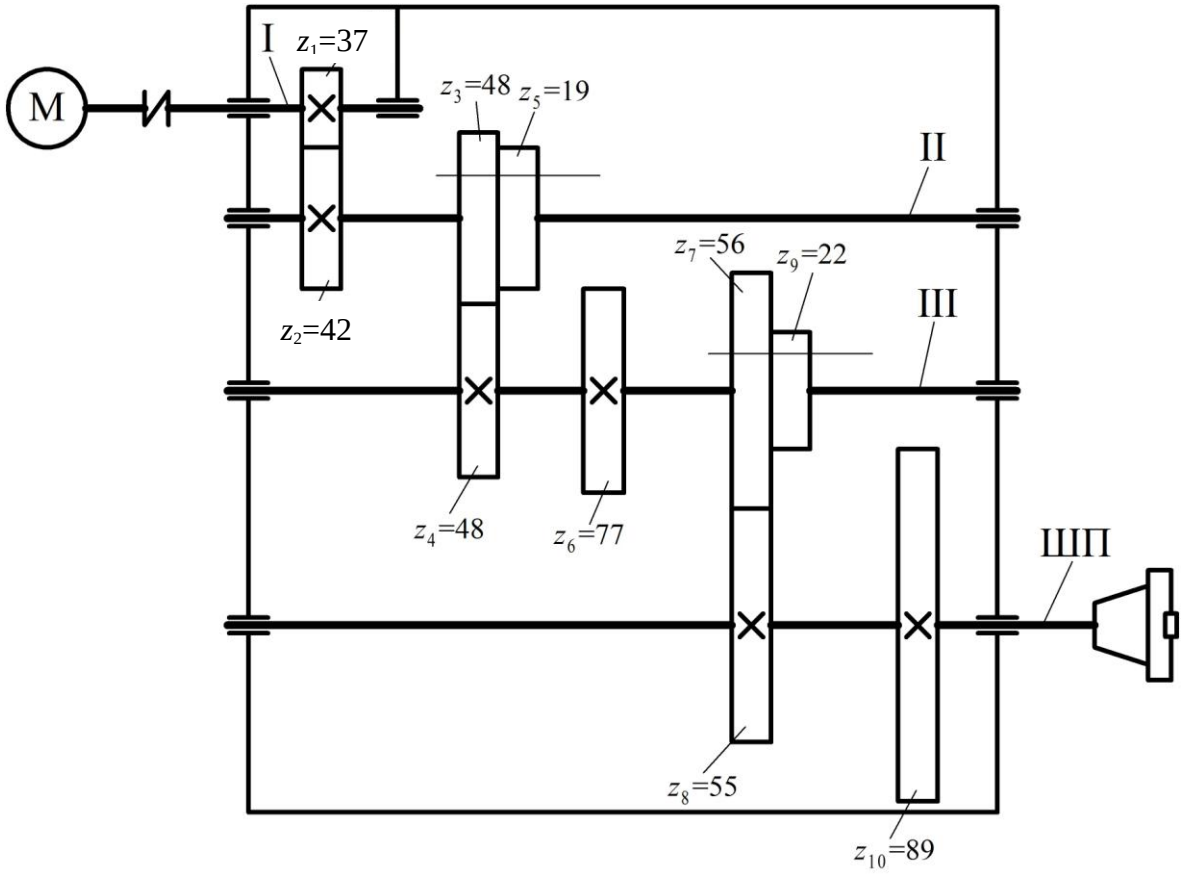


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант)

2.4 Эскизное оформление привода главного движения

2.4.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем расчетную частоту вращения шпинделя [5, с. 39]:

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

$$n_{\text{шп расч}} = 40\left(80^{1/3}\ldots 80^{1/4}\right) = (172\ldots 119,6)\ \text{мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 132\ \text{мин}^{-1}$.

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

$$n_{\text{шп расч}} = 132 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{III}} = 530 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 2120 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 2650 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре [7, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 13 \text{ кВт},$$

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

где $\eta_{\text{рп}} = 0{,}95$ – КПД муфтой передачи [7, с. 8, т. 1.1];

$\eta_{\text{пп}} = 0{,}99$ – КПД пары подшипников качения [7, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{I}} = 13 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99 = 12{,}6 \text{ кВт},$$

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

где $\eta_{\text{зп}} = 0{,}97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [7, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{II}} = 12{,}6 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 12{,}1 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{III}} = P_{\text{I1}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

где $\eta_{\text{зп}} = 0{,}97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [7, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{III}} = 12{,}1 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 11{,}6 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{ШП}} = 11{,}62 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99 = 11{,}1 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя и минимальных частот вращения каждого вала коробки скоростей [7, с. 27]:

$$M_{\text{к}_\text{I}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{12{,}6}{2650} = 45{,}40 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{к_{П}} = 9550\frac{P_{П}}{n_{П}} = 9550\frac{12,1}{2120} = 54,5\,Н\cdot м,$$

$$M_{к_{Ш}} = 9550\frac{P_{Ш}}{n_{Ш}} = 9550\frac{11,6}{530} = 209,01\,Н\cdot м,$$

$$M_{к_{ШП}} = 9550\frac{P_{ШП}}{n_{ШПрасч}} = 9550\frac{11,1}{132} = 803,06\,Н\cdot м.$$

2.4.2 Модули зубьев в передачах

Эскизная проработка развертки коробки скоростей, кинематический расчет которой был проведен ранее, начинается с предварительного определения диаметров валов и модулей зубчатых колес [5, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [5, с. 82, ф. 3]:

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

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

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

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

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

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

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

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

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [5, 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 [5, 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 [5, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [5, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [5, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой: Закалка ТВЧ поверхностная с охватом дна впадины, твердость (53…58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$ [5, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 37$, $i_{\text{зп}(z_1 - z_2)} = 1{,}12$, $M_{\text{кI}} = 45{,}4\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$, $Y_F = 3{,}77$,

$$m_к = \frac{770}{37} \cdot \sqrt[3]{\frac{45{,}4 \cdot 1{,}12 \cdot (1{,}12 + 1)}{1 \cdot 0{,}4 \cdot 1000^2}} = 1{,}34\,\text{мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{45{,}4 \cdot 1{,}12 \cdot 3{,}77}{37 \cdot 0{,}4 \cdot 320}} = 1{,}47\,\text{мм},$$

принимаем $m = 2\,\text{мм}$.

Переборная группа *а*:

$z_3 - z_4$: $z_4 = 48$, $i_{\text{зп}(z_3 - z_4)} = 1$, $M_{\text{кIII}} = 209{,}01\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 320\,\text{МПа}$, $Y_F = 3{,}67$,

$$m_к = \frac{770}{48} \cdot \sqrt[3]{\frac{209{,}01 \cdot 1{,}12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0{,}4 \cdot 1000^2}} = 0{,}78 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{209{,}01 \cdot 1{,}12 \cdot 3{,}67}{48^2 \cdot 0{,}4 \cdot 320}} = 2{,}04 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2$ мм,

$z_5 - z_6$: $z_5 = 19$, $i_{зп(z_5 - z_6)} = 3{,}98$, $M_{кII} = 54{,}5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$,

$K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$, $Y_F = 4{,}11$,

$$m_к = \frac{770}{19} \cdot \sqrt[3]{\frac{54{,}5 \cdot 1{,}12 \cdot (3{,}98+1)}{3{,}98 \cdot 0{,}4 \cdot 1000^2}} = 2{,}33 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{54{,}5 \cdot 1{,}12 \cdot 4{,}11}{19^2 \cdot 0{,}4 \cdot 320}} = 2{,}51 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 3$ мм.

Следовательно, для переборной группы *a* принимаем $m = 3$ мм.

Переборная группа *b*:

$z_7 - z_8$: $z_8 = 55$, $i_{зп(z_7 - z_8)} = 1$, $M_{кшп} = 803{,}06 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$,

$K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$, $Y_F = 3{,}6$,

$$m_к = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{803{,}06 \cdot 1{,}12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0{,}4 \cdot 1000^2}} = 2{,}31 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{803{,}06 \cdot 1{,}12 \cdot 3{,}67}{55^2 \cdot 0{,}4 \cdot 320}} = 2{,}92 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 4$ мм,

$z_9 - z_{10}$: $z_9 = 22$, $i_{зп(z_9 - z_{10})} = 3{,}98$, $M_{кIII} = 209{,}01 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$,

$K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$, $Y_F = 4$,

$$m_к = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{209{,}01 \cdot 1{,}12 \cdot (3{,}98+1)}{3{,}98 \cdot 0{,}4 \cdot 1000^2}} = 3{,}15 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{209{,}06 \cdot 1{,}12 \cdot 4}{22^2 \cdot 0{,}4 \cdot 320}} = 3{,}54 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 4$ мм.

Следовательно, для переборной группы *b* принимаем $m = 4$ мм.

2.4.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [5, с. 86]:

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

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

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

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

Следовательно,

$$d_{\text{I}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{12{,}6}{2650}} = 28{,}88 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{I}\,\min} = 30$ мм,

$$d_{\text{II}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{12{,}1}{2120}} = 30{,}23 \text{ мм},$$

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

$$d_{\text{III}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{11{,}6}{530}} = 42{,}30 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{III}\,\min} = 45$ мм.

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

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

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

Тогда,

$$d_{\text{шп min}} = 13/(0{,}15\ldots0{,}35) = (86{,}6....37{,}14)\,\text{мм},$$

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

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 5) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (графическая часть: лист формата А0 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)) [5, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1{,}0\ldots1{,}2)\cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [5, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

$$d_{\text{пк}} = (1{,}0\ldots1{,}2)\cdot 100 = (100\ldots120)\,\text{мм},$$

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

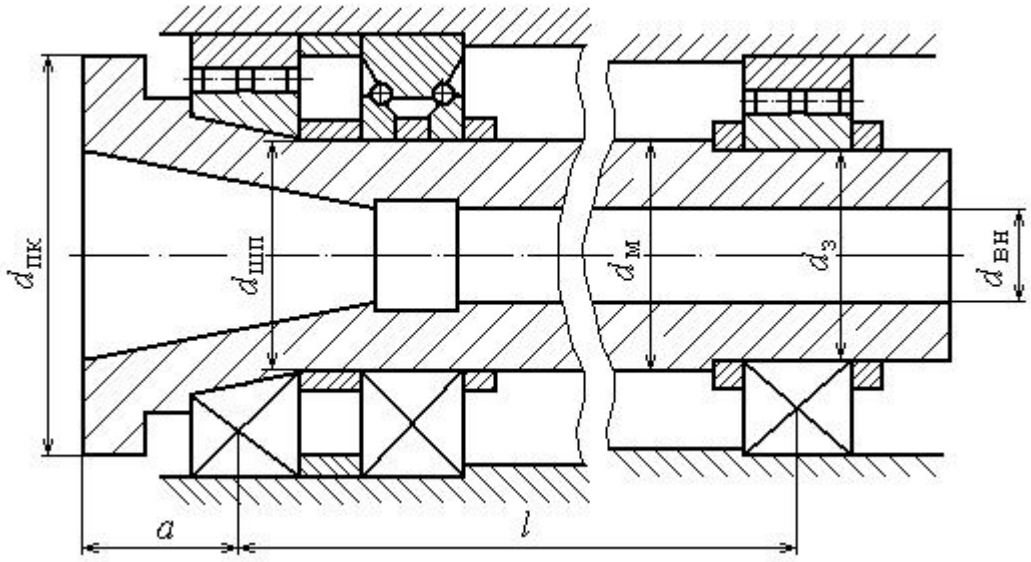


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя

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

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

$$d_{м\,min} = (0{,}9\ldots1{,}0)\cdot 100 = (90\ldots100)\text{мм},$$

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

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

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

$$d_{з\,min} = (0{,}8\ldots0{,}9)\cdot 100 = (80\ldots90)\text{мм},$$

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

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [5, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [6, с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПН200М – $d_{1ДВ} = 48\,\text{мм}$.

2.4.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 6) [5, с. 86]:

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в *i*–й передаче.

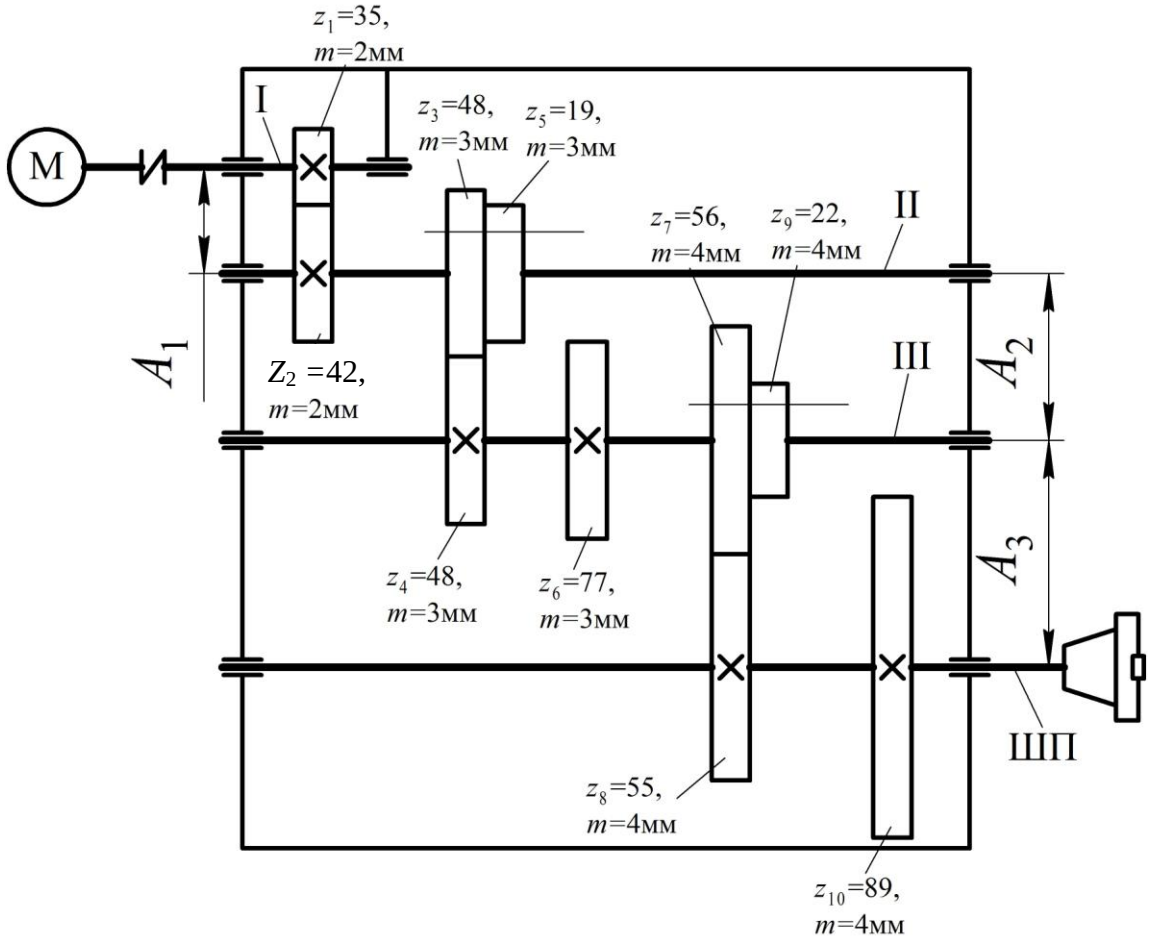


Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровое расстояние A_1 между валом I и II (см. рисунок 6):

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

$$A_1 = \frac{2}{2}(37+42) = 79\text{мм}.$$

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

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

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

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

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

$$A_3 = \frac{4}{2}(56+55) = \frac{4}{2}(22+89) = 222\text{ мм}.$$

2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [8]:

$$d = m\,z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [8]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [8]:

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

– ширина венца колес [8]:

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

Тогда,

$z_1 = 37$, $m = 2\,\text{мм}$,

$$d = 2 \cdot 37 = 74 \text{мм},$$

$$d_a = 74 + 2 \cdot 2 = 78 \text{мм},$$

$$d_f = 74 - 2{,}5 \cdot 2 = 69 \text{мм},$$

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

принимаем $b = 20 \text{мм}$.

$z_2 = 42$, $m = 2 \text{мм}$,

$$d = 2 \cdot 42 = 84 \text{мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 20 \text{мм}$.

$z_3 = 48$, $m = 3 \text{мм}$,

$$d = 3 \cdot 48 = 144 \text{мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{мм}$.

$z_4 = 48$, $m = 3 \text{мм}$,

$$d = 3 \cdot 48 = 144 \text{мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{мм}$.

$z_5 = 19$, $m = 3 \text{мм}$,

$$d = 3 \cdot 19 = 57 \text{мм},$$

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

$$d_f = 57 - 2{,}5 \cdot 3 = 55{,}5 \text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 3 = (24\ldots30)\text{мм},$$

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_6 = 77$, $m = 3\text{мм}$,

$$d = 3\cdot 77 = 231\text{мм},$$

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

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

$$b = (8\ldots10)\cdot 3 = (24\ldots30)\text{мм},$$

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_7 = 56$, $m = 4\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 56 = 224\text{мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_8 = 55$, $m = 4\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 55 = 220\text{мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_9 = 22$, $m = 4\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 22 = 88\text{мм},$$

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

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

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

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_{10} = 89$, $m = 4$мм,

$$d = 4 \cdot 89 = 356\text{мм},$$

$$d_a = 356 + 2 \cdot 4 = 364\text{мм},$$

$$d_f = 356 - 2{,}5 \cdot 4 = 346\text{мм},$$

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

принимаем $b = 40$мм.

2.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 100$ мм, зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(max)}}$, определяем параметр быстроходности $d\,n$ и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [5, с. 89–90, т. 20].

Меньшее значение быстроходности $d\,n$ принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [5, с. 88].

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 7) [5, с. 89–90, т. 20]:

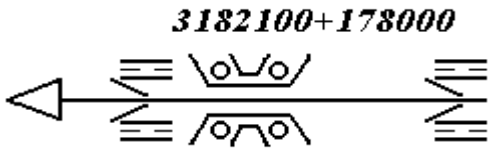


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

3 Силовой расчет привода главного движения

3.1 Расчет валов на прочность

I) Расчет вала I (рисунок 8)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}$=45,4 Н·м; делительный диаметр колеса z_1 d=70 мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: a=0,029 м; b=0,031 м; c=0,061м, (графическая часть: лист формата А0 – Привод главного движения (Сборочный чертеж), лист формата А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)).

Определяем окружную силу P_x [5, с. 22]:

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{КР}}{d},$$

$$P_x = \frac{2 \cdot 45,4}{0,07} = 1297,14 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу P_y [5, с. 22]:

$$P_y = 0,5 \cdot P_x = 648,57 \text{ Н}.$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [5, с. 22]:

$$Q = 1,1 \cdot P_x,$$

$$Q = 1,1 \cdot 1297,14 = 1426,86 \text{Н}.$$

Определяем силу $F_м$, действующую на вал от муфты [7, с. 119]:

$$F_м = 50 \cdot \sqrt{T},$$

где T=45,4 Н·м – крутящий момент на валу.

Тогда,

$$F_м = 50 \cdot \sqrt{45,4} = 336,89 \text{ Н}.$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора A:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0,029 \cdot 648,57}{0,029+0,031} = 313,47 \text{ Н},$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0,029 \cdot 1297,14}{0,029+0,031} = 626,95\,\text{Н};$$

Опора *B*:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0,031 \cdot 648,57}{0,029+0,031} = 335,09\,\text{Н},$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0,031 \cdot 1297,14}{0,029+0,031} = 670,19\,\text{Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы $F_м$:

$$A_м = \frac{F_м \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{336,89 \cdot (0,029+0,031+0,061)}{0,029+0,031} = 679,34\text{Н},$$

$$B_м = \frac{F_м \cdot c}{a+b} = \frac{336,89+0,061}{0,029+0,031} = 342,5\text{Н}.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_м = \sqrt{313,47^2 + 626,95^2} + 679,34 = 1380,29\text{Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_м = \sqrt{335,09^2 + 670,19^2} + 342,5 = 1091,8\text{Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рис. 8, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot b = 313,47 \cdot 0,031 = 9,71\,\text{Н}\cdot\text{м},$$

– в вертикальной плоскости (рис. 8, в):

$$M_{z2}^y = A_y \cdot a = 626,95 \cdot 0,029 = 18,18\,\text{Н}\cdot\text{м},$$

– изгибающий момент от силы $F_м$ (рис. 8, г):

$$M_{z3}^м = F_м \cdot c = 336,89 \cdot 0,061 = 20,55\,\text{Н}\cdot\text{м},$$

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

$$M_c^м = A_м \cdot a = 679,34 \cdot 0,029 = 19,7\,\text{Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^м = \sqrt{(9,71)^2 + (18,18)^2} + 19,7 = 40,31\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

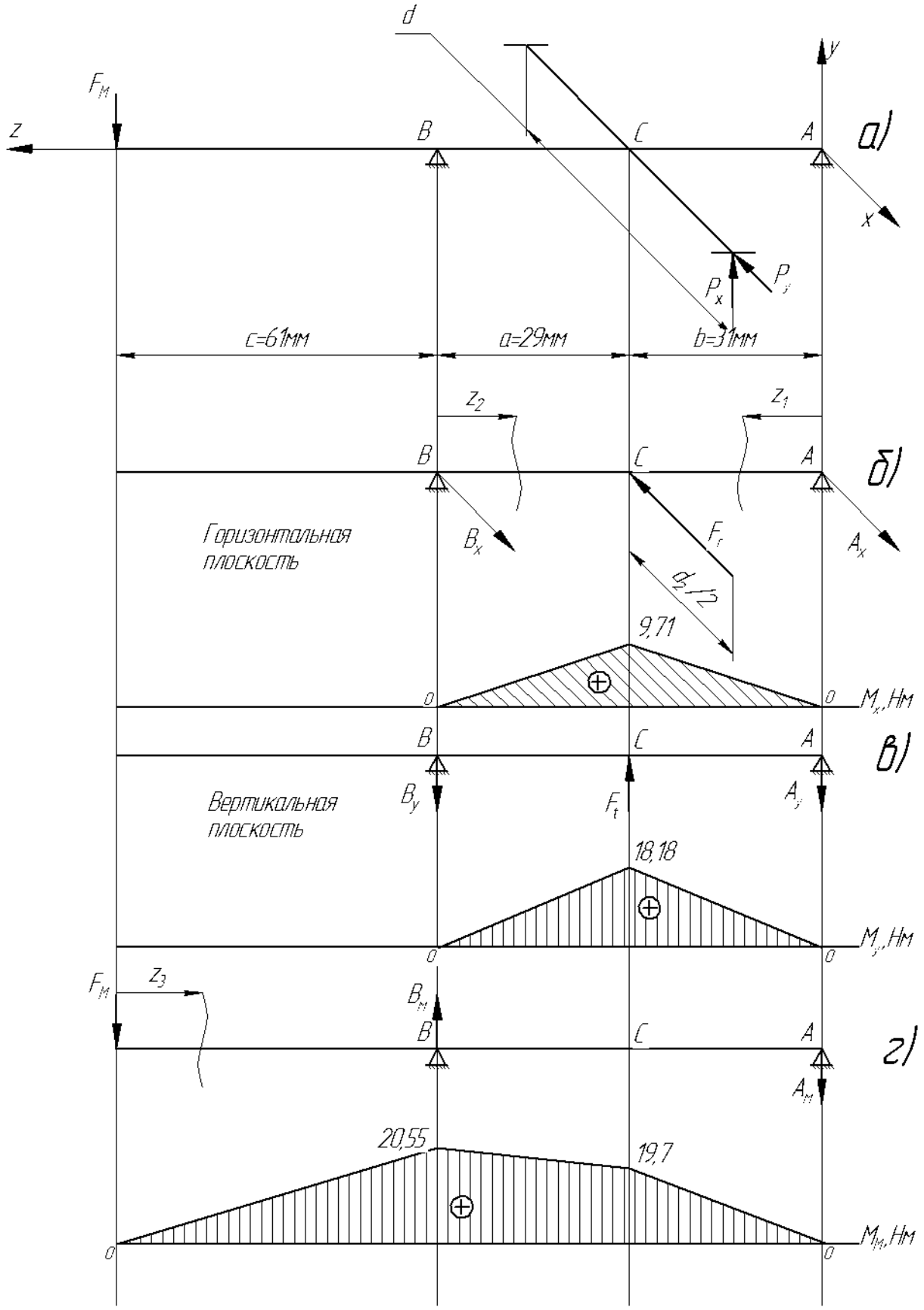


Рисунок 8 – Эпюры моментов для вала I

Принимаем материал вала – сталь 40ХН: $\sigma = 195 \cdot 10^6$ Па.

Проверяем диаметр вала [5, с. 23]:

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

$$W = \frac{\sqrt{40,31^2 + 0,5 \cdot 45,4^2}}{195 \cdot 10^6} = 2,64 \cdot 10^7 \text{ мм}^3,$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3;

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

[σ] – допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

Тогда,

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,26}{3,14}} = 13,8 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

II) Расчет вала II (рисунок 9)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}$=54,5 Н·м; делительный диаметр колеса z_3 d=144 мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: a=0,057м; b=0,181м; c=0,03м, (графическая часть: лист формата А0 – Привод главного движения (Сборочный чертеж), лист формата А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)).

Определяем окружную силу P_x [5, с. 22]:

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 54,5}{0,144} = 756,94 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу P_y [5, с. 22]:

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 756,94 = 378,47 \text{ Н}.$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [5, с. 22]:

$$Q_2 = 1,1 \cdot 756,94 = 832,64 \text{ Н}.$$

Определяем силу F_{I}, действующую на II вал от зубчатой передачи z_1–z_2 [7, с. 118]:

$$F_{\text{I}} = \sqrt{P_{x1}^2 + P_{y1}^2},$$

$$F_{\text{I}} = \sqrt{1297{,}14^2 + 648{,}57^2} = 1450{,}25\ \text{Н}.$$

Определяем реакции опор в плоскостях *X* и *Y*:

Опора *A*:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y2} - c \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0{,}057 \cdot 378{,}47 - 0{,}03 \cdot 648{,}57}{0{,}057 + 0{,}181} = 8{,}89\ \text{Н},$$

$$A_Y = \frac{a \cdot P_{x2} - c \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0{,}057 \cdot 1297{,}14 - 0{,}03 \cdot 756{,}94}{0{,}057 + 0{,}181} = 215{,}25\ \text{Н},$$

Опора *B*:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y2} - c \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0{,}181 \cdot 378{,}47 - 0{,}03 \cdot 648{,}57}{0{,}03 + 0{,}181} = 206{,}07\ \text{Н},$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x2} - c \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0{,}181 \cdot 756{,}94 - 0{,}03 \cdot 1297{,}14}{0{,}057 + 0{,}181} = 412{,}15\ \text{Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы F_{I}:

$$A_{\text{I}} = \frac{F_{\text{I}} \cdot (a+b-c)}{a+b} = \frac{1450{,}25 \cdot (0{,}057 + 0{,}181 - 0{,}03)}{0{,}057 + 0{,}181} = 1267{,}45\ \text{Н},$$

$$B_{\text{I}} = \frac{F_{\text{I}} \cdot c}{a+b} = \frac{1450{,}25 \cdot 0{,}03}{0{,}057 + 0{,}181} = 182{,}8\ \text{Н}.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_{\text{I}} = \sqrt{8{,}89^2 + 215{,}25^2} + 1267{,}45 = 1473{,}71\ \text{Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_{\text{I}} = \sqrt{206{,}07^2 + 412{,}15^2} + 182{,}8 = 643{,}6\ \text{Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рис. 9, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 8{,}89 \cdot 0{,}057 = 0{,}5\ \text{Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 206{,}07 \cdot 0{,}181 = 37{,}29\ \text{Н} \cdot \text{м};$$

– в вертикальной плоскости (рис. 9, в):

$$M_{z2}^x = A_Y \cdot a = 215{,}25 \cdot 0{,}057 = 12{,}27\ \text{Н},$$

$$M_{z2}^{x} = B_{Y} \cdot c = 412{,}15 \cdot 0{,}03 = 12{,}36 \text{ Н};$$

– изгибающий момент от силы F_{I} (рис. 9, г):

$$M_{z3}^{\text{I}} = -F_{\text{I}} \cdot c = -1450{,}25 \cdot 0{,}03 = -43{,}5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_{C}^{\text{I}} = A_{\text{I}} \cdot a = 1267{,}45 \cdot 0{,}057 = 72{,}25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_{c} = \sqrt{\left(M_{C}^{x}\right)^2 + \left(M_{C}^{Y}\right)^2} + M_{C}^{\text{I}} = \sqrt{37{,}29^2 + 12{,}36^2} + 72{,}25 = 111{,}53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

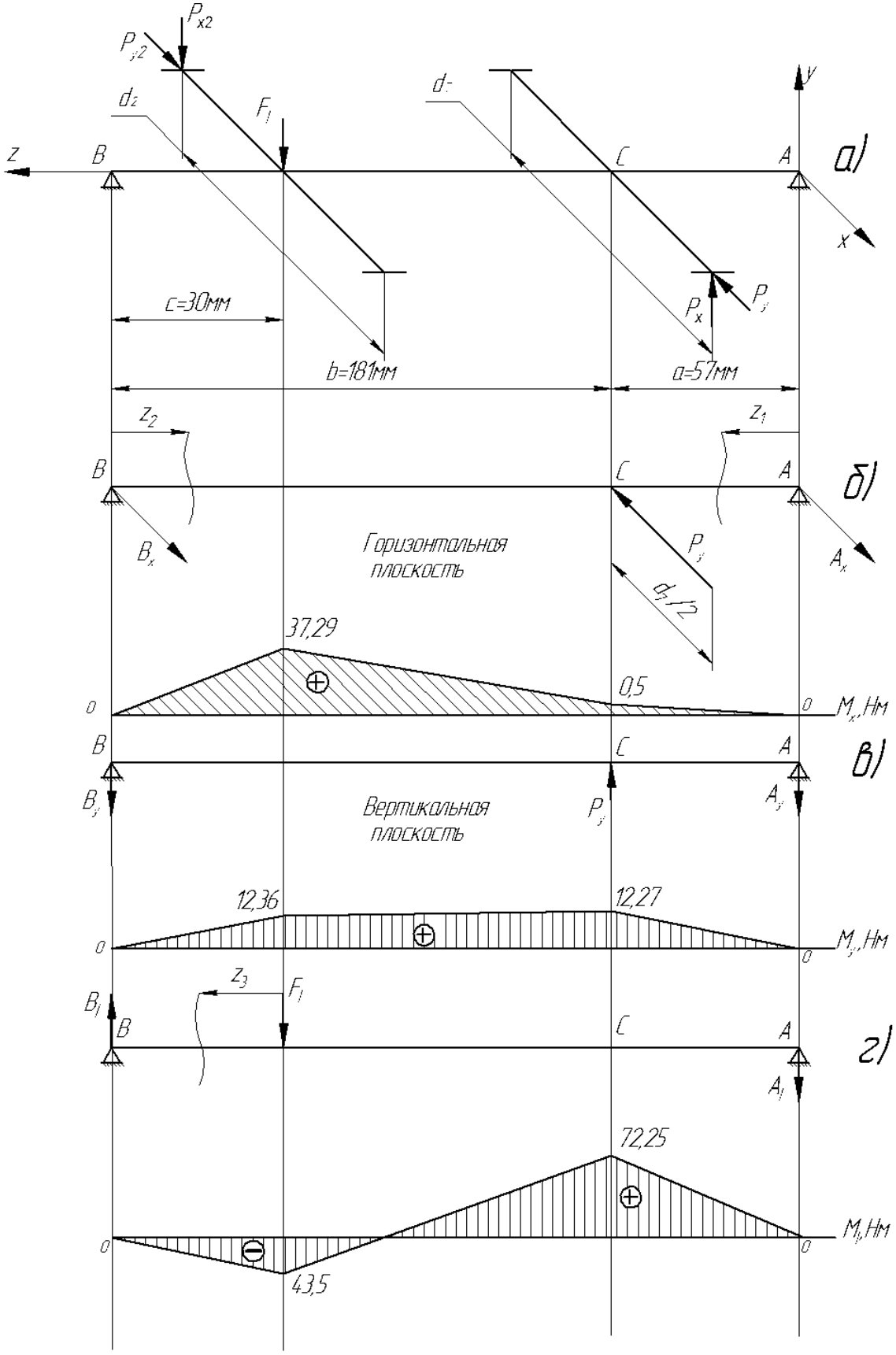


Рисунок 9 – Эпюры моментов для вала II

Принимаем материал вала – сталь 40ХН, $\sigma = 195 \cdot 10^6$ Па.

Проверяем диаметр вала [5, с. 23]:

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

$$W = \frac{\sqrt{54,5^2 + 0,5 \cdot 11,53^2}}{195 \cdot 10^6} = 2,83 \cdot 10^{-7} \text{ мм}^3,$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3;

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

[σ] – допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

Тогда,

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,28}{3,14}} = 14,2 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

III) Расчет вала III (рисунок 10)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}$=209,01 Н·м; делительный диаметр колеса z_7 d=224 мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: a=0,2205 м; b=0,282 м; c=0,078 м, (графическая часть: лист формата А0 – Привод главного движения (Сборочный чертеж), лист формата А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)).

Определяем окружную силу P_x [5, с. 22]:

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot 209,01}{0,224} = 1866,16 \text{Н}.$$

Определяем радиальную силу P_y [5, с. 22]:

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 1803,66 = 901,83 \text{ Н}.$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [5, с. 22]:

$$Q_3 = 1,1 \cdot 1379,8 = 1984,03 \text{ Н}.$$

Определяем силу F_{II}, действующую на III вал от зубчатой передачи z_3–z_4 [7, с. 118]:

$$F_{II} = \sqrt{P_{x2}^2 + P_{y2}^2},$$

$$F_{II} = \sqrt{756,94^2 + 378,47^2} = 846,28 \text{ Н}.$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора A:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a+b} = \frac{0,22 \cdot 901,83 - 0,078 \cdot 378,47}{0,22+0,282} = 767,93 \text{Н},$$

$$A_Y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a+b} = \frac{0,22 \cdot 1803,66 - 0,078 \cdot 756,94}{0,22+0,282} = 1535,57 \text{ Н};$$

Опора B:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a+b} = \frac{0,282 \cdot 901,83 - 0,078 \cdot 378,47}{0,22+0,282} = 1022,08 \text{Н},$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x3} - c \cdot P_{y2}}{a+b} = \frac{0,282 \cdot 1803,66 - 0,078 \cdot 756,94}{0,22+0,282} = 895,6 \text{Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы F_{II}:

$$B_{III} = \frac{F_{II} \cdot (a+b+c)}{a+b} = \frac{846,28 \cdot (0,22+0,282+0,078)}{0,22+0,282} = 977,77 \text{Н},$$

$$A_{III} = \frac{F_{II} \cdot c}{a+b} = \frac{846,28 \cdot 0,078}{0,22+0,282} = 131,49 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_{III} = \sqrt{767,93^2 + 1535,57^2} + 131,49 = 1848,37 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_{III} = \sqrt{1022,08^2 + 895,6^2} + 977,77 = 2336,72 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

– в горизонтальной плоскости (рис. 10, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 767,93 \cdot 0,22 = 168,94 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 1022,08 \cdot 0,282 = 288,22 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– в вертикальной плоскости (рис. 10, в):

$$M_{z2}^x = A_Y \cdot a = 1535,57 \cdot 0,22 = 337,82 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{z2}^x = B_Y \cdot c = 895,6 \cdot 0,078 = 69,86 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент от силы F_{II} (рис. 10, г):

$$M_{z3}^{\text{III}} = -F_{\text{II}} \cdot c = -846,28 \cdot 0,078 = -66,01 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^{\text{III}} = B_{\text{III}} \cdot b = 977,77 \cdot 0,282 = 275,73 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{\left(M_C^x\right)^2 + \left(M_C^Y\right)^2} + M_C^{\text{III}} = \sqrt{288,22^2 + 337,82^2} + 275,73 = 719,37 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

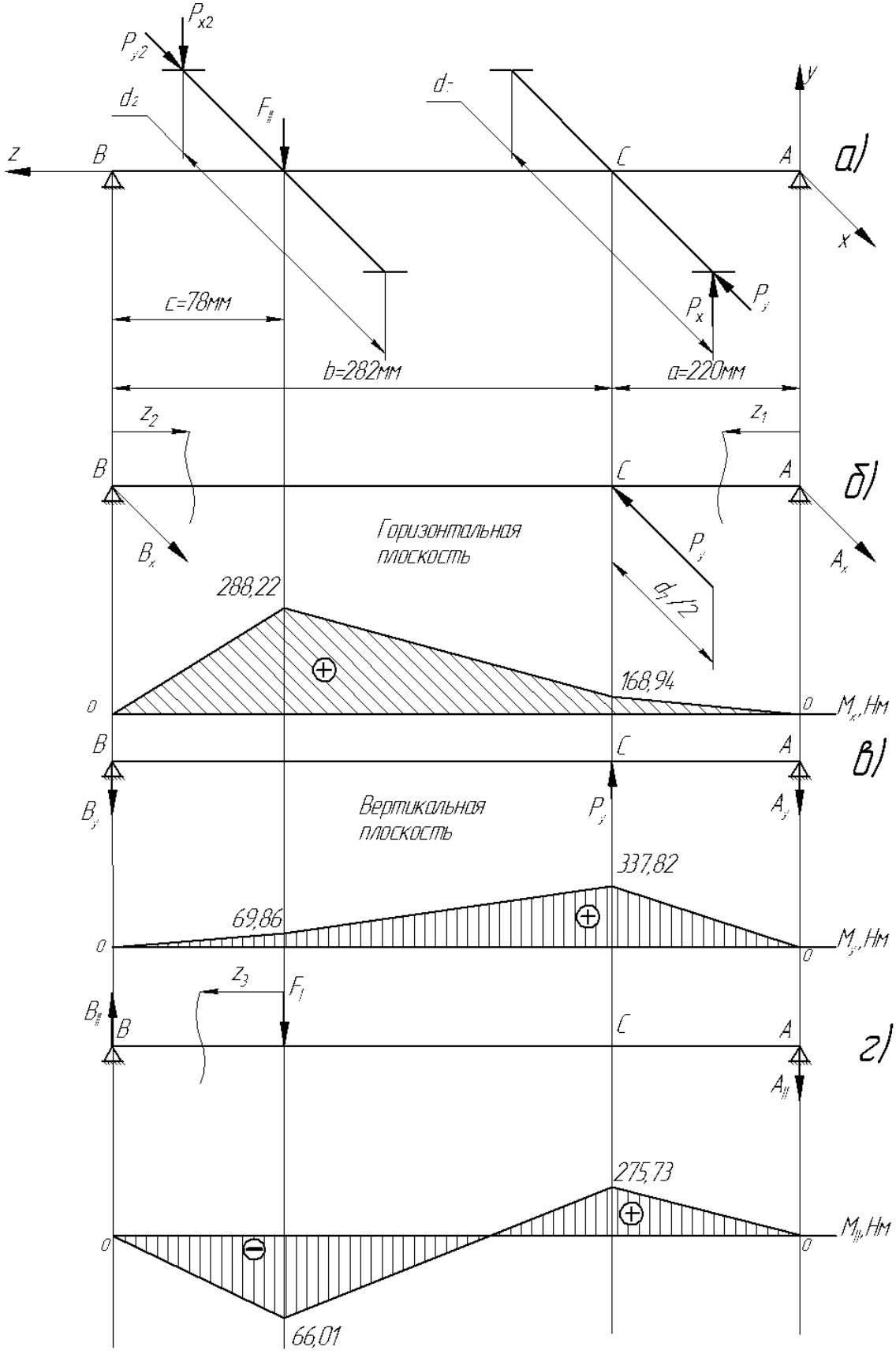


Рисунок 10 – Эпюры моментов для вала III

Принимаем материал вала – сталь 40ХН: $\sigma = 195 \cdot 10^6$ Па.

Проверяем диаметр вала [5, с. 23]:

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

$$W = \frac{\sqrt{202,01^2 + 0,5 \cdot 719,37^2}}{195 \cdot 10^6} = 28,06 \cdot 10^{-7} \text{ мм}^3,$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3;

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

[σ] – допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

Тогда,

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,28}{3,14}} = 14,2 \text{ мм},$$

следовательно, условие прочности выполняется.

3.2 Расчет шпиндельного узла

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

На рисунке 11 представлена расчетная схема шпиндельного узла.

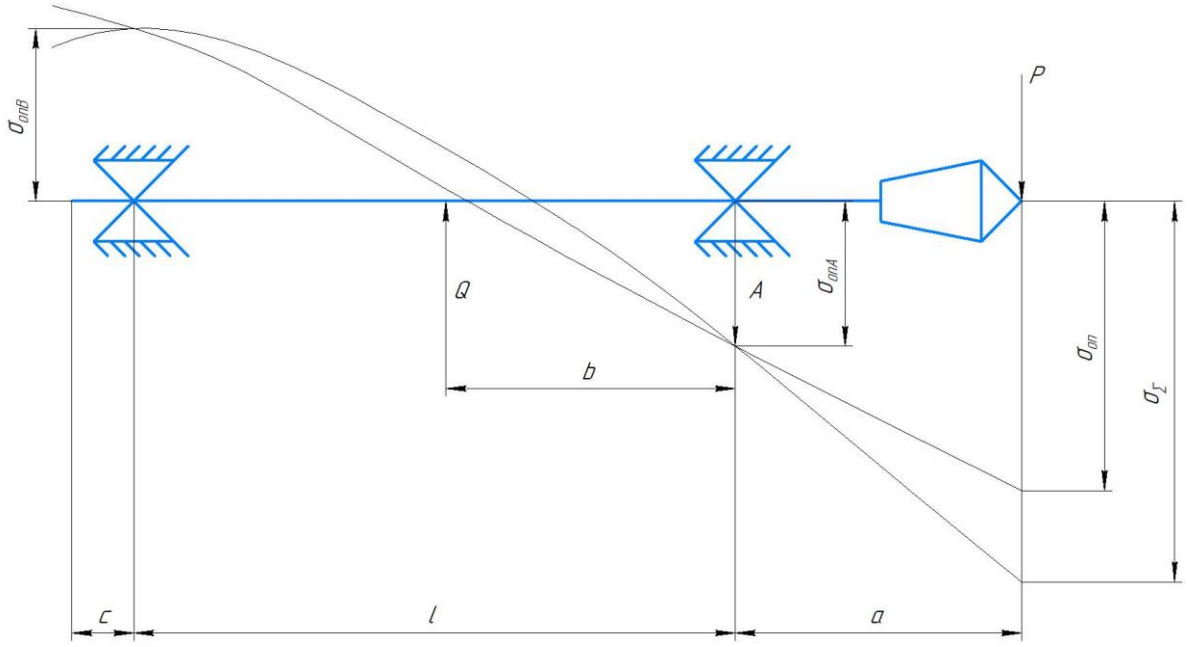


Рисунок 11 – Шпиндельный узел

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

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

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

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

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

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

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

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

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

P и Q – величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания P:

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

где N_v=10 кВт – эффективная мощность резания (по заданию);

$V_\text{р}$ – расчетная скорость резания м/мин [7, с.39]:

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

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

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

Тогда,

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

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

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

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

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

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

Определяем составляющую силы Q, силы действующей от III вала:

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

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

Тогда,

$$\delta_\Sigma = P\cdot\left[\frac{a^3}{3EJ_1}+\frac{la^2\cdot(1-\xi)}{3EJ_2}+\frac{j_Aa^2\cdot(1-\xi)+j_b\left(l+a(1-\xi)\right)^2}{j_Aj_Bl^2}\right]-$$

$$-Q(1-\xi)\cdot\left[\frac{j_B(l+a)(l-b)-j_A}{j_Aj_Bl^2}-\frac{a}{3EJ_2l}\left(b^3+2l^2b-3lb^2\right)\right]$$

$$\delta_\Sigma = 9048,41\cdot\left[\frac{112^3}{3\cdot2,1\cdot10^6\cdot2,65\cdot10^5}+\frac{365\cdot112^2\cdot(1-0,45)}{3\cdot2,1\cdot10^6\cdot2,39\cdot10^5}+\right.$$

$$\left.\frac{0,8\cdot10^6\cdot112^2\cdot(1-0,45)+0,5\cdot10^6\left(365+112\cdot(1-0,45)\right)^2}{0,8\cdot10^6\cdot0,5\cdot10^6\cdot365^2}\right]-$$

$$-2016,55\cdot(1-0,45)\cdot\left[\frac{0,5\cdot10^6(365+112)(365-112)-0,8\cdot10^6}{0,8\cdot10^6\cdot0,5\cdot10^6\cdot365^2}-\right.$$

$$\left.-\frac{112}{3\cdot2,1\cdot10^6\cdot2,65\cdot10^6\cdot365}\left(58^3+2\cdot365^2\cdot58-3\cdot365\cdot58^2\right)\right]=$$

$$=0,00676\text{ мм}=6,76\text{мкм}.$$

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

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

$$\Theta_A=\frac{1}{3\cdot2,1\cdot10^6\cdot2,39\cdot10^6}\cdot\left(9048,41\cdot112\cdot365-\frac{2016,55}{2\cdot365}\cdot\left(365^3-2\cdot365^2\cdot307-3\cdot365\cdot58^2\right)\right)=0,000031\text{ рад}.$$

3.3 Уточненный расчет опор шпинделя

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

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

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

где a – длина консоли, мм;

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

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

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

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

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

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

следовательно, условие выполняется.

3.4 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений [7, с. 49]:

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

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

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

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

d – делительный диаметр ведущего колеса, мм;

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [7, с. 85]

Y_ε –коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой, закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (53…58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$ $\sigma_{FP} = 270\,\text{МПа}$.

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 37$, $z_2 = 42$, $i_{\text{зп}(z1-z2)} = 1,12$, $M_{\text{кI}} = 45,4\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 270\,\text{МПа}$, $Y_F = 3,70$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{37} + \frac{1}{42}\right)\right] = 1,7,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{70} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 45,4 \cdot (1,25+1)}{20 \cdot 1,25}} = 652,97\ \text{МПа} < [\sigma_H] = 1000\ \text{МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 45,4 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 2^2 \cdot 37} = 96,54\ \text{МПа} < [\sigma_F] = 270\ \text{МПа},$$

условия выполняются.

$z_5 - z_6$: $z_5 = 19$, $z_6 = 77$ $i_{\text{зп}(z5-z6)} = 3,98$, $M_{\text{кII}} = 54,5\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 270\,\text{МПа}$, $Y_F = 3,70$,

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

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{70} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 45,4 \cdot (1,25+1)}{20 \cdot 1,25}} = 652,97\ \text{МПа} < [\sigma_H] = 1000\ \text{МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 54,5 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 63,2 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 270 \text{ МПа},$$

условия выполняются.

$z_9 - z_{10}$: $z_9 = 22$, $z_{10} = 89$ $i_{зп(z9-z10)} = 3,98$, $M_{кIII} = 209,01 \text{Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000 \text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 270 \text{МПа}$, $Y_F = 3,70$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{89}\right)\right] = 1,7,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{99} \cdot \sqrt[3]{\frac{1,12 \cdot 209,01 \cdot (3,98+1)}{40 \cdot 3,98}} = 419,10 \text{МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{МПа},$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 209,01 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{40 \cdot 4^2 \cdot 22} = 88,31 \text{МПа} < [\sigma_F] = 270 \text{МПа},$$

условия выполняются.

3.5 Проверочный расчет шлицевых соединений

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

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{2000T}{K_з z h d_{ср} l} \le [\sigma_{см}],$$

где T – передаваемый вращающий момент, Н·м;

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

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

l – рабочая длина зубьев, мм;

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

В станкостроении рекомендуют значения $\sigma_{см} = 12...20$ МПа [7, с. 154]

Шлицы на (I) валу: T=45,4 Н·м; z=7; h= 1,2 мм; l=20 мм; $d_{ср}$= 38 мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 45,4}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 20} = 15,56 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = (20...30) \text{ МПа} – \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на (II) валу: T=54,5 Н·м; z=6; h= 1 мм; l=87 мм; $d_{ср}$= 24,5 мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 54,5}{0,8 \cdot 6 \cdot 1,2 \cdot 24,5 \cdot 87} = 8,89 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = (20...30) \text{ МПа} – \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на (III) валу: T=209,01 Н·м; z=7; h= 1,2 мм; l=114 мм; $d_{ср}$=38 мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 209,01}{0,8 \cdot 7 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 114} = 14,35 \text{МПа} < [\sigma_{см}] = (20...30) \text{ МПа} – \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на (IV) валу : T=803,06 Н·м; z=8; h= 3 мм; l=45 мм; $d_{ср}$=48 мм.

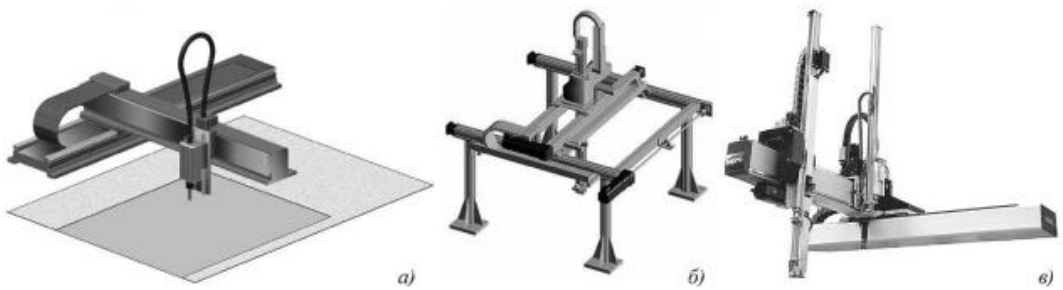
$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 803,06}{0,8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 48 \cdot 100} = 17,43 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = (20...30) \text{ МПа} – \text{условие выполняется.}$$

4 Обзор компоновок промышленных роботов портального типа

По типу компоновок промышленные роботы можно разделить на несколько групп [1, 2, 12, 13]:

1) Компоновки декартовых (картезианских) роботов.

Данный тип компоновок имеет три взаимно перпендикулярные оси перемещения механизма схвата. Рабочее пространство в этом случае имеет форму параллелепипеда. На рисунке 12 представлены компоновки декартовых (картезианских) роботов.



а) принципиальная компоновочная схема;

б) компоновка портального типа;

в) компоновка типа *XYZ*

Рисунок 12 – Компоновки декартовых (картезианских) роботов

Эта группа роботов отличается простотой конструкции. Благодаря малому количеству шарниров достигается высокая жесткость конструкции и достаточно низкая стоимость.

К недостаткам можно отнести низкое соотношение размеров обслуживаемого и занимаемого роботом пространств, ограниченные возможности ориентирования инструмента и сложность выполнения операций в ограниченном пространстве.

Ввиду малого числа управляемых осей (обычно их три) такие роботы нашли наибольшее применение при выполнении таких операций, как работа с листовым материалом (например, сверление, разрезание, склеивание), разливка

жидкостей, укладка и фасовка изделий и т.п. Таким образом, для обслуживания металлообрабатывающих станков такие роботы практически не пригодны, и в промышленности широкое применение получили лишь компоновки портального типа.

2) Компоновка роботов по типу SCARA.

Название данного типа компоновок происходит от одноименного робота, представленного японской компанией SankyoSeiki в 1981 году. На рисунке 13 представлена компоновка робота по типу SCARA.

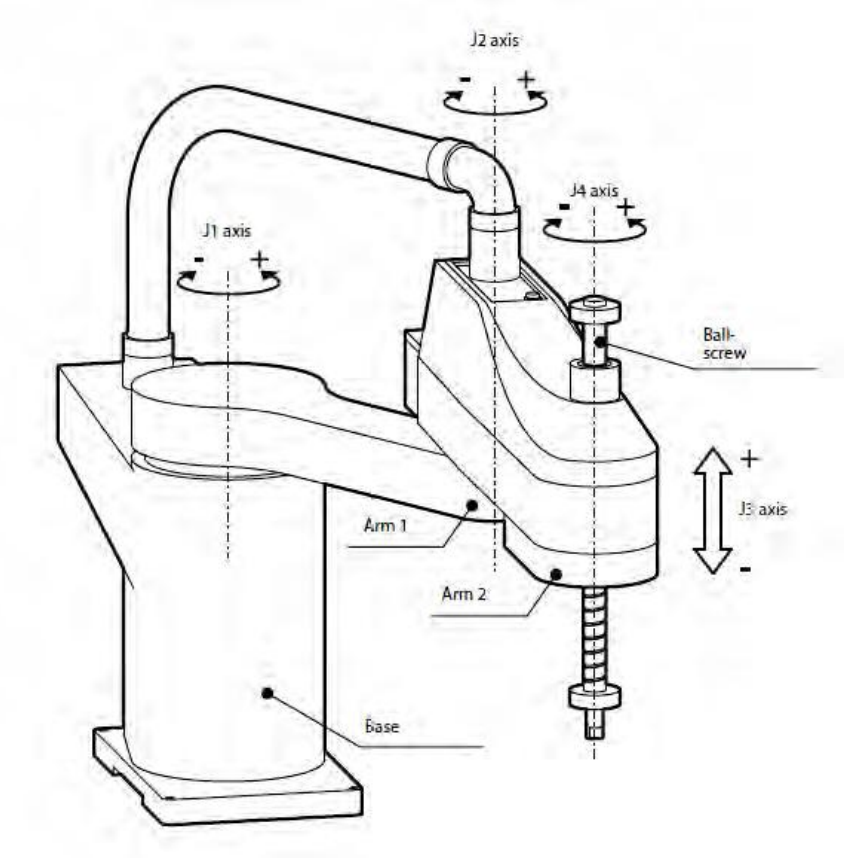


Рисунок 13 – Компоновка промышленного робота по типу SCARA

Отличительной чертой этого типа компоновок является роботизированная рука-схват с избирательной гибкостью. Достоинством компоновки является параллельное расположение осей соединений, обеспечивающее легкую подвижность руки. Другой особенностью роботов СКАРА является двухзвенная конструкция соединения элементов манипулятора, позволяющая ему, подобно

руке человека, вытягиваться, втягиваться или поворачиваться. Это особенно удобно для загрузки деталей в рабочую зону станка с ограниченными размерами.

3) Компоновка робота параллельного типа.

Основаны на использовании платформы Стюарта, позволяющей с помощью линейных приводов осуществлять перемещение платформы относительно основания по шести независимым 32 координатам.

Такие механизмы позволяют параллельно управлять усилием, скоростью и перемещением по одной координате выходного звена. Благодаря особенностям конструкции они получили общее название «дельта-роботы». Роботы с компоновками этого типа выполняют перемещения со сверхвысокими скоростями. Так, они способны выполнять до 150 захватов изделий в минуту. На рисунке 14 представлена компоновка робота параллельного типа.

Рисунок 14 – Компоновка робота параллельного типа

Недостатком данного типа компоновок является очень малая грузоподъемность – до 2 кг.

4) Компоновка робота шарнирного типа.

По возможностям перемещения напоминают действия руки человека. Конструкция робота содержит как минимум три поворотных соединения, образующих полярную систему координат. Три управляемые координаты обеспечивают поворот руки (*J*1), ее наклон в «плечевом» соединении (*J*2) и сгибание в «локтевом» звене (*J*3). Три дополнительные поворотные оси (*J*4, *J*5,

*J*6) позволяют манипулятору перемещаться в любом направлении на требуемое расстояние. Пример компоновки робота шарнирного типа представлен на рисунке 15.

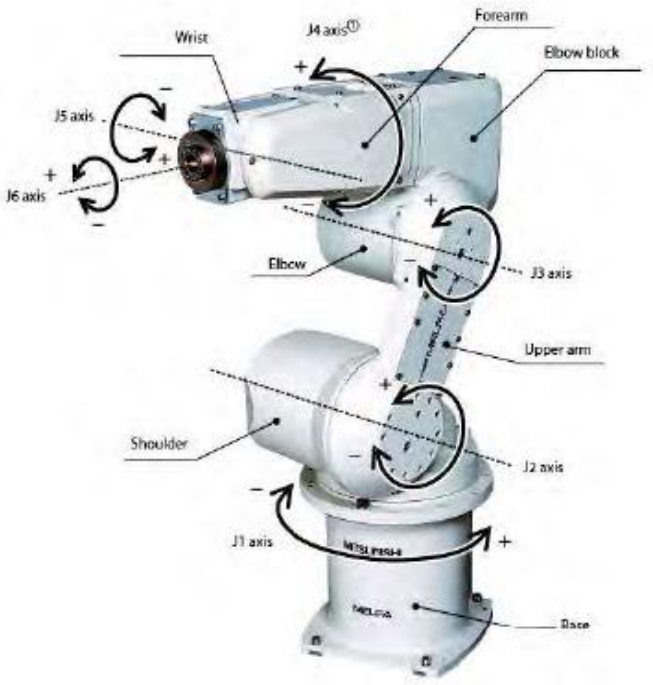


Рисунок 15 – Компоновка робота шарнирного типа

Подобная конструкция позволяет манипулятору обходить препятствия, занимать любое положение и направление внутри зоны обслуживания. Роботы с шарнирной рукой используются в самых различных целях. Например, робот с шарнирной рукой манипулирует сварочной головкой почти так же, как это делает человек. Шарнирные роботы компактны и обеспечивают повышенные размеры зоны обслуживания.

Определенный недостаток шарнирных роботов заключается в повышенной сложности управления, когда для перемещения каждого звена используется принцип минимального значения требуемого угла. Это означает, что траектория перемещения инструмента не является прямой линией.

5 Разработка компоновки РТК

Основные размеры рабочей зоны робота определяются из анализа взаимного расположения робота, основного и вспомогательного технологического оборудования, кинематики движения детали в пространстве, подходов исполнительного органа в рабочую зону оборудования и кинематического анализа компоновки робота.

Рациональные расстояния между технологическим оборудованием внутри станочной системы выбираем из условия получения минимальных перемещений руки ПР, а также удобства доступа к оборудованию обслуживающим персоналом (рисунок 16).

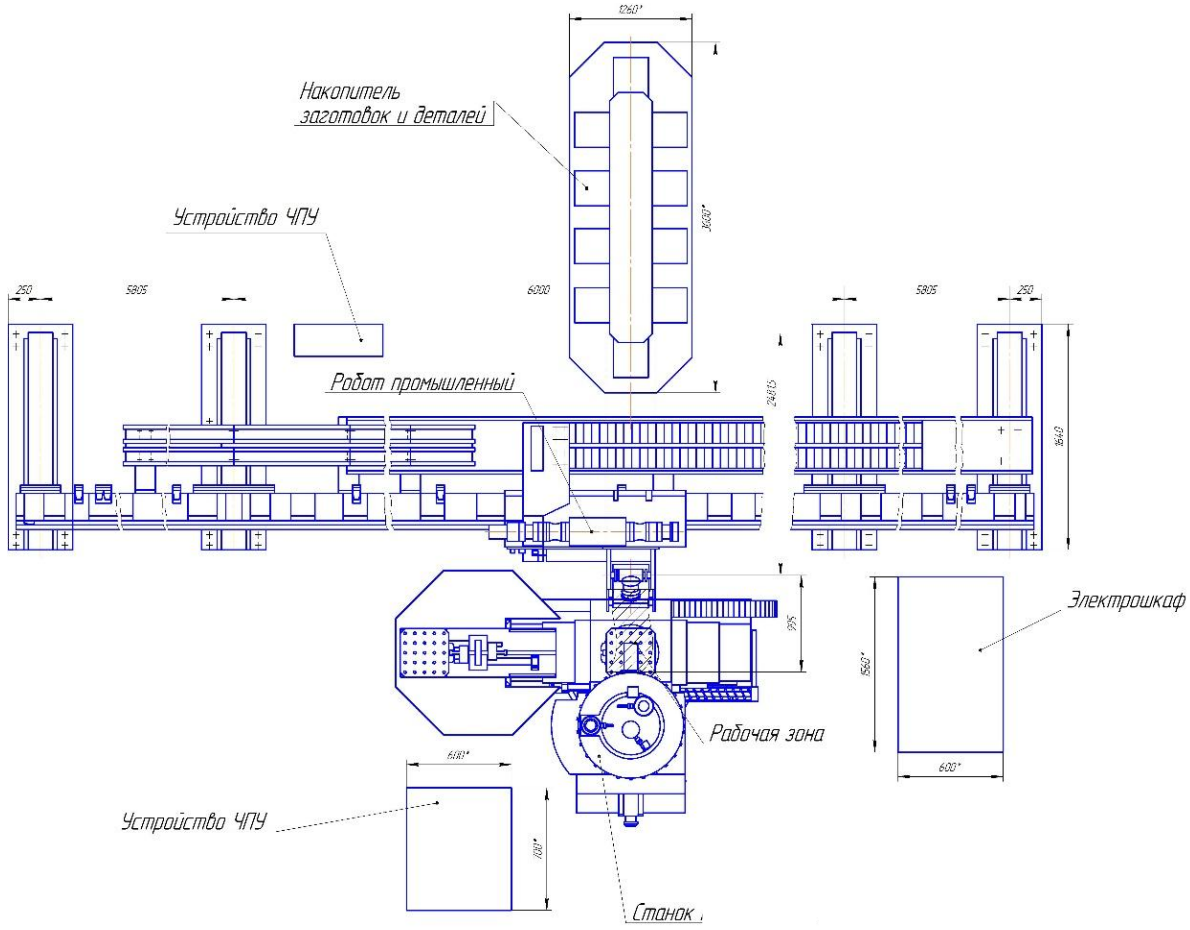


Рисунок 16 – Компоновка станочной системы

Анализ проводится в следующем порядке:

1) Определяются типы основного и вспомогательного оборудования, их габариты;

2) Определяются кинематика движения объекта манипулирования и рациональные подходы его в рабочую зону станков;

3) Выбирается компоновка ПР;

4) Разрабатывается планировка станочной системы;

5) Определяются размеры рабочей зоны ПР и величины перемещения по степеням подвижности.

Портальная компоновка ПР определяет линейное расположение оборудования и габариты. Под рабочей зоной технологического оборудования понимают часть рабочего пространства станка (либо накопителя), куда схват робота вводит, устанавливает, снимает с установочных баз, выводит заготовку или деталь.

6 Разработка алгоритма работы РТК и расчет времени обслуживания

После разработки компоновочной схемы РТК и вычертив его в масштабе, можно составить алгоритм работы РТК. Зная величины каждого перемещения и задаваясь рациональной скоростью этого перемещения можно составить алгоритм работы РТК.

На основании известных практических данных все холостые ходы схвата 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 в верхнем положении.

Алгоритм загрузки первого станка запишем в следующем виде:

1) Опустить схват из исходного положения в положение, при котором центр схвата совпадает с осью заготовки: l=0,2м; со скоростью V=0,3м/с; время t=0,7с;

2) Зажим заготовки схватом: t=3с;

3) Поднять заготовку на l=0,5м со скоростью V=0,15м/с; время t=3,2с;

4) Поворот портальной траверсы по часовой стрелке на 82º при скорости ω=21,5 град/с за t=3,8 с;

5) Выдвижение механизма схвата на l=0,47м со скоростью V=0,13м/с за время t=3,6с;

6) Подать деталь в приспособление фрезерное: t=5с;

7) Зажать заготовку приспособлением фрезерным: t=1,5с;

8) Разжим схвата: t=3с.

9) Вывести схват из зоны обработки: перемещение портальной траверсы на l=0,47м со скоростью V=0,3м/с за время t=1,6с;

10) Опустить привод инструмента в зону обработки: t=5с.

Тогда, суммарное время загрузки:

$$\sum T_{i1} = 30,4\,c.$$

Далее начинается обработка на станке, которая продолжается в течение времени T_{m1}.

Алгоритм выгрузки детали со станка:

1) Поднять привод инструмента в зону обработки: t=5с;

2) Поворот траверсы по часовой стрелке на 164 при скорости ω=21,5 град/с за t=7,6с;

3) Выдвижение руки манипулятора на l=0,47м со скоростью V=0,25м/с за время t=1,9с;

4) Опустить схват на уровень заготовки: l=0,25м; V=0,13м/с; t=1,8с;

5) Зажим заготовки схватом: t=3с;

6) Разжим тисков: t=2с;

7) Поднять деталь на l=0,25м со скоростью V=0,2м/с; время t=1,2с;

8) Вывести схват из зоны обработки: перемещение портальной траверсы на l=0,47м со скоростью V=0,18м/с за время t= 2,6с;

9) Поворот портальной траверсы по часовой стрелке на 90 при скорости ω=45 град/с за t=2,0с;

10) Опустить схват на уровень накопителя деталей: l=0,25м; V=0,25м/с; t=0,8с;

11) Разжим схвата: t=3с.

Тогда, суммарное время выгрузки:

$$\sum T_{i1} = 30,9\,c,$$

$$T_{\text{об}} = \frac{T_{C31}}{m},$$

где m – количество обслуживаемых станков.

Следовательно,

$$T_{\text{об}} = \frac{61,3}{1} = 61,3\,\text{с}.$$

Для того, чтобы определить область рационального использования спроектированной 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 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:

$$\lambda = \frac{1}{T_{\text{ц}}},$$

где $T_{\text{ц}}$ – время обработки данной детали,

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

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

$$\lambda = \frac{1}{T_{\text{об}}},$$

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 манипулятор не освободится. При наличии нескольких заявок приоритет остается за ранее поданной заявкой.

В станочной системе число заявок на обслуживание может быть равно $K = 0,1,2,...,m$,

где m – общее число станков и других рабочих позиций. Поэтому возможны следующие состояния системы:

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

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

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

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

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

1) находится ли манипулятор в работе к моменту времени t_0;

2) поступает ли заказ на новое обслуживание;

3) какое время требуется для обслуживания.

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

1) Среднее использование манипулятора A_m, %;

2) Среднее использование одного станка A_c, %;

3) Коэффициент простоя при многостаночном обслуживании K_c, %.

Допустимыми считаются следующие значения этих показателей:

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

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

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

$$P = \frac{\lambda}{\gamma},$$

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

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

где K=0, 1, 2…m – число заявок на обслуживание;

m – общее число станков.

Вероятность использования манипулятора:

$$A_m = \sum_{k=1}^{m} P_к,$$

где $P_к$ – 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:

$$P_к = \left[m!/\,(m-k)!\right] \cdot p^к \cdot P_0 .$$

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

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

Среднее использование одного станка:

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

Для анализа станочной системы с однозахватным манипулятором зададимся несколькими средними значениями машинного времени $T_{m_{ср}} = 40, 60, 120, 180, 240, 300\text{с}$ и рассчитаем основные показатели, характеризующие производительность РТК.

Для $T_{m_{ср}} = 40\text{с}$, $T_ц = 40 + 59,5 = 99,5\text{с}$:

$$P_{40} = \frac{\lambda}{\gamma_{40}} = \frac{T_{об}}{T_{ц40}} = \frac{59,5}{99,5} = 0,5\text{с},$$

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

$$P_{к1} = [2!/(2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,4 = 0,4;$$

$$P_{к2} = [2!/(2-1)!] \cdot 0,5^1 \cdot 0,4 = 0,4;$$

$$P_{к3} = [2!/(2-2)!] \cdot 0,5^2 \cdot 0,4 = 0,1;$$

$$A_m = 0,4 + 0,1 = 0,5 = 50\% > [A_m] = 20\%;$$

$$A_c = (0,28 \cdot 2 + 0,4 \cdot 1)/2 = 0,48 = 48\% < [A_c] = 80\%;$$

$$K_c = 1 \cdot 0,1/2 = 0,05 = 5\% > [K_c] = 2\%.$$

Для $T_{m_{ср2}} = 60\text{с}, T_ц = 60 + 59,5 = 119,6\text{с}$:

$$P_{60} = \frac{\lambda}{\gamma_{60}} = \frac{T_{об}}{T_{ц60}} = \frac{59,5}{119,6} = 0,39\text{с},$$

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

$$P_{к1} = [2!/(2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,35 = 0,35;$$

$$P_{к2} = [2!/(2-1)!] \cdot 0,39^1 \cdot 0,35 = 0,27;$$

$$P_{к3} = [2!/(2-2)!] \cdot 0,39^2 \cdot 0,35 = 0,05;$$

$$A_m = 0,27 + 0,05 = 0,32 = 32\% > [A_m] = 20\%;$$

$$A_c = (0,35 \cdot 2 + 0,27 \cdot 1)/2 = 0,48 = 48\% < [A_c] = 80\%;$$

$$K_c = 1 \cdot 0,05/2 = 0,025 = 2,5\% > [K_c] = 2\%.$$

Для $T_{m_{ср3}} = 120\text{с}, T_ц = 120 + 59,5 = 179,9\text{с}$:

$$P_{120} = \frac{\lambda}{\gamma_{120}} = \frac{T_{об}}{T_{ц120}} = \frac{59,5}{179,9} = 0,25\text{с},$$

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

$$P_{к1} = \left[2!/(2-0)!\right] \cdot 1 \cdot 0,67 = 0,67;$$

$$P_{к2} = \left[2!/(2-1)!\right] \cdot 0,25^1 \cdot 0,67 = 0,4;$$

$$P_{к3} = \left[2!/(2-2)!\right] \cdot 0,25^2 \cdot 0,67 = 0,04;$$

$$A_m = 0,4 + 0,04 = 0,44 = 44\% > \left[A_m\right] = 20\%;$$

$$A_c = (0,67 \cdot 2 + 0,4 \cdot 1)/2 = 0,87 = 87\% > \left[A_c\right] = 80\%;$$

$$K_c = 1 \cdot 0,04/2 = 0,02 = 2\% = \left[K_c\right] = 2\%.$$

Для $T_{m_{ср4}} = 180\text{с}, T_ц = 180 + 59,5 = 239,9\text{с}$:

$$P_{180} = \frac{\lambda}{\gamma_{180}} = \frac{T_{об}}{T_{ц180}} = \frac{59,5}{239,9} = 0,18\text{с},$$

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

$$P_{к1} = \left[2!/(2-0)!\right] \cdot 1 \cdot 0,73 = 0,73;$$

$$P_{к2} = \left[2!/(2-1)!\right] \cdot 0,18^1 \cdot 0,73 = 0,26;$$

$$P_{к3} = \left[2!/(2-2)!\right] \cdot 0,18^2 \cdot 0,73 = 0,02;$$

$$A_m = 0,26 + 0,02 = 0,28 = 28\% > \left[A_m\right] = 20\%;$$

$$A_c = (0,73 \cdot 2 + 0,26 \cdot 1)/2 = 0,86 = 86\% > \left[A_c\right] = 80\%;$$

$$K_c = 1 \cdot 0,02/2 = 0,01 = 1\% < \left[K_c\right] = 2\%.$$

Для $T_{m_{ср5}} = 240\text{с}, T_{ц} = 240 + 59,5 = 299,9\text{с}$:

$$P_{240} = \frac{\lambda}{\gamma_{240}} = \frac{T_{об}}{T_{ц240}} = \frac{59,5}{299,9} = 0,14\text{с},$$

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

$$P_{к1} = [2!/(2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,78 = 0,78;$$

$$P_{к2} = [2!/(2-1)!] \cdot 0,14^1 \cdot 0,78 = 0,19;$$

$$P_{к3} = [2!/(2-2)!] \cdot 0,14^2 \cdot 0,78 = 0,03;$$

$$A_m = 0,19 + 0,03 = 0,22 = 22\% > [A_m] = 20\%;$$

$$A_c = (0,78 \cdot 2 + 0,19 \cdot 1)/2 = 0,88 = 88\% > [A_c] = 80\%;$$

$$K_c = 1 \cdot 0,022/2 = 0,011 = 1,1\% < [K_c] = 2\%.$$

Для $T_{m_{ср6}} = 300\text{с}, T_{ц} = 300 + 48,2 = 348,2\text{с}$:

$$P_{300} = \frac{\lambda}{\gamma_{300}} = \frac{T_{об}}{T_{ц300}} = \frac{48,2}{348,2} = 0,11\text{с},$$

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

$$P_{к1} = [2!/(2-0)!] \cdot 1 \cdot 0,82 = 0,82;$$

$$P_{к2} = [2!/(2-1)!] \cdot 0,11^1 \cdot 0,82 = 0,18;$$

$$P_{к3} = [2!/(2-2)!] \cdot 0,11^2 \cdot 0,82 = 0,01;$$

$$A_m = 0,18 + 0,01 = 0,19 = 19\% < [A_m] = 20\%;$$

$$A_c = (0,82 \cdot 2 + 0,18 \cdot 1)/2 = 0,91 = 91\% > [A_c] = 80\%;$$

$$K_c = 1 \cdot 0,01 / 2 = 0,005 = 0,5\% < [K_c] = 2\%.$$

На рисунке 17 представлены результаты анализа работоспособности РТК.

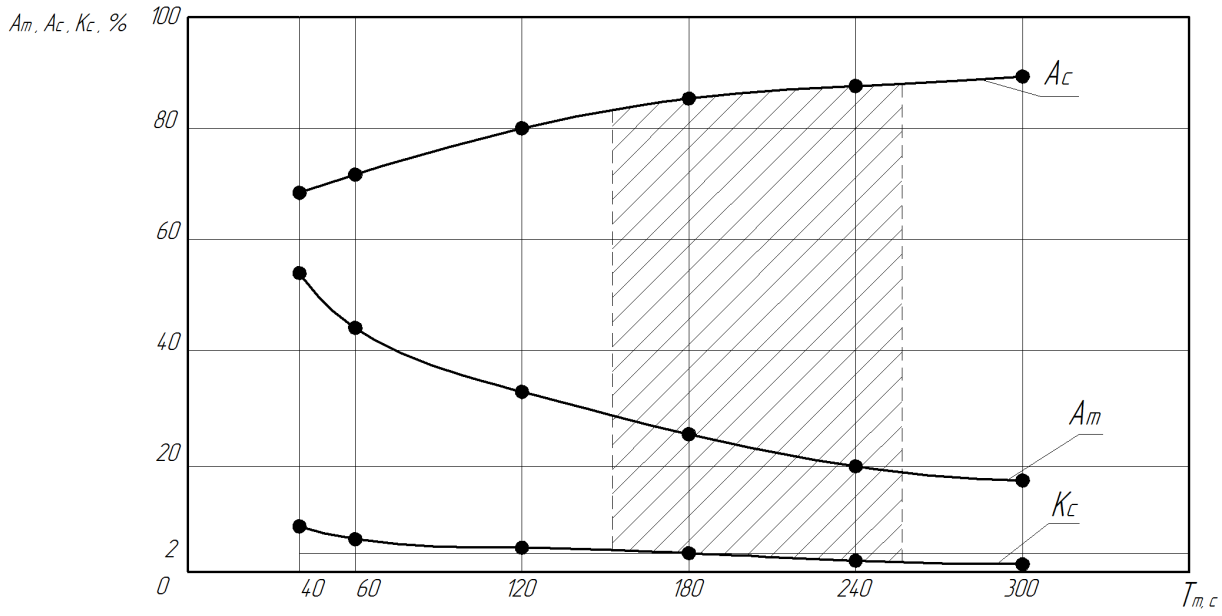


Рисунок 17 – Анализ работоспособности РТК

Проанализировав данные графики, можно сделать вывод о том, что данную РТК целесообразно применять при значении среднего машинного времени в пределах от 152 до 256 секунд.

8 Расчет промышленного робота

8.1 Определение номинальной грузоподъемности

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

$$m_{н} = K_{с} \cdot K_{п} \cdot m_{0},$$

где $K_{с} = 1,1...1,35,$ – коэффициент, учитывающий массу схвата, принимаем $K_{с} = 1,1;$

$K_{п}$ – коэффициент, учитывающий тип привода схвата ($K_{п} = 1,3$ для пневмопривода; $K_{п} = 1,1$ для гидравлического привода; $K_{п} = 1,15$ для вакуумного и магнитного), принимаем $K_{п} = 1,3;$

m_{0} – масса объекта манипулирования.

На рисунке 18 представлен эскиз обрабатываемой детали.

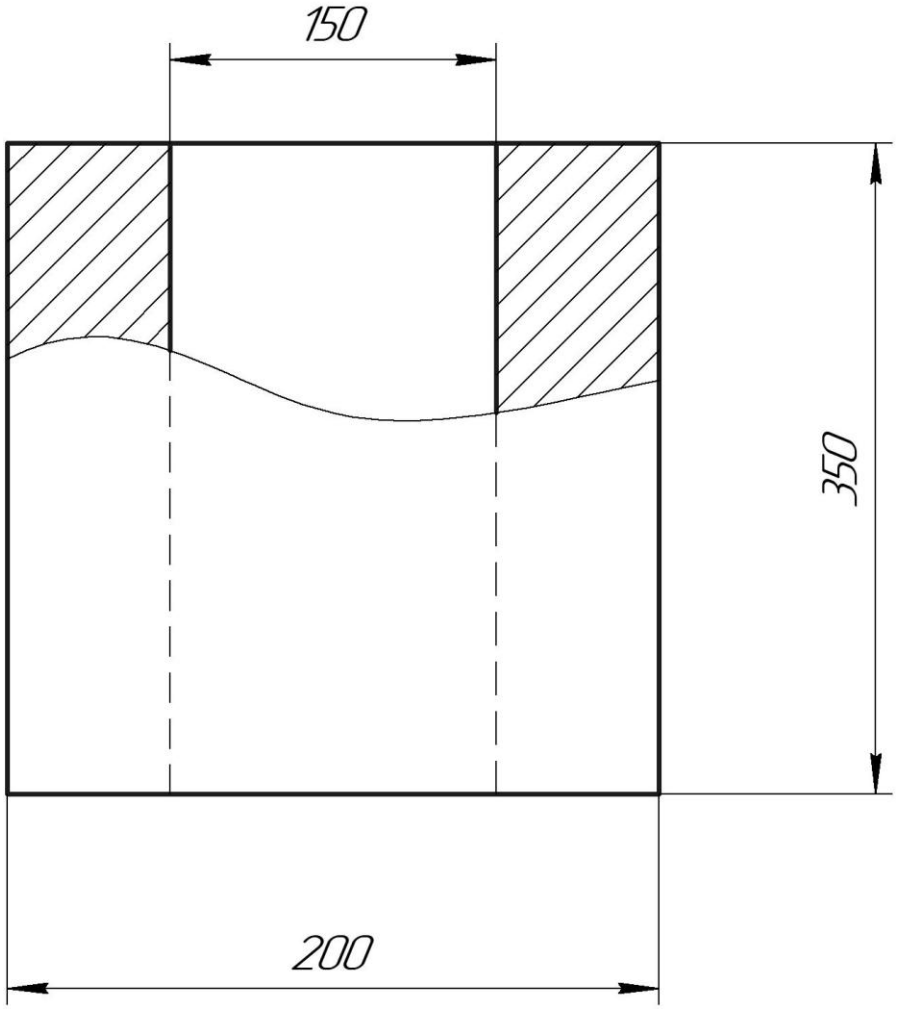


Рисунок 18 – Эскиз обрабатываемой детали

Массу объекта манипулирования определяем, используя программный продукт КОМПАС 3*D*-*V*16.

Таким образом, масса детали $m = 48$кг.

Следовательно,

$$m_н = 1{,}1 \cdot 1{,}3 \cdot 48 = 69\text{кг}.$$

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

Для станочных роботов: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160.

По ГОСТ 25204-82 грузоподъемность ПР принимаем равной *m*=80 кг.

8.2 Расчет механизма вертикального перемещения

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

В случае, когда заранее неизвестны некоторые геометрические параметры привода (например, диаметр *D* ходового винта), двигатель определяется по его мощности. При определении мощности необходимо выявить узлы механизма, в которых при перемещении возникают силы трения, препятствующие движению. Для механизма вертикального перемещения (рисунок 19) узлами трения являются монорельсы 2, а также винтовые шариковые пары 7, 36.

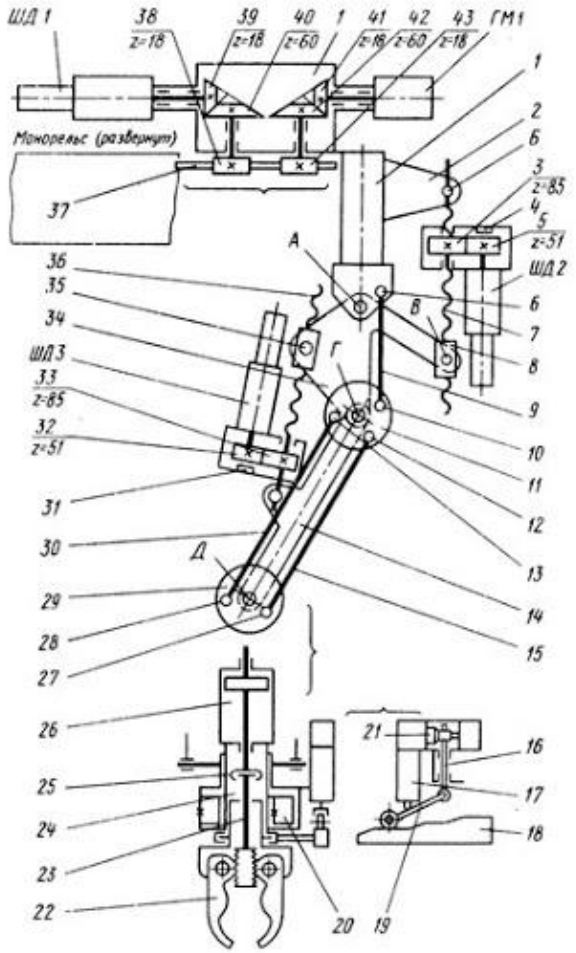


Рисунок 19 – Схема робота

При определении мощности необходимо выявить механизмы, в которых при перемещении возникают силы трения, препятствующие движения, для механизма вертикального перемещения узлами трения является направляющая, верхняя и нижняя опоры, а также винтовая шариковая пара.

Суммарная осевая сила, действующая на винт:

$$F_{\Sigma} = R_{B1} + F_C + F,$$

где R_{B1} – вертикальная опорная реакция;

F_c – сила сопротивления;

F – сила инерции

$$F_{\Sigma} = 635{,}1 + 517{,}42 + 63{,}783 = 1216{,}3\text{Н};$$

$$R_B = (m_T + m_0 + m_c) \cdot \text{g},$$

где $m_{\text{т}}$ – масса траверсы,

m_0 – масса объекта манипулирования,

$m_{\text{с}}$ – масса схвата,

$$R_B = (120 + 69 + 10) \cdot 9{,}8 = 1950\text{Н}.$$

Сила сопротивления, возникающая от трения в опорах ходового винта и в шариковой винтовой паре, обычно не превышают 5–10% от сил сопротивления горизонтальных опорных реакциях $R_Г$ в направляющих, поэтому ими можно пренебречь. В свою очередь, сила сопротивления в направляющих

Сила инерции при трапецеидальном законе изменение скорости движения

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

где l_0 – максимальное расстояние от ходового винта до центра схвата; l_0 =1,20 м;

l_1 – расстояние между опорами направляющих, l_1 =0.40 м;

$$R_A = \frac{(69 + 10) \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}11}{2 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}4} = 73\text{Н};$$

$$F_{\text{А}} = \kappa_1 \cdot (m_{\text{Т}} + m_{\text{с}} + m_0) \cdot a,$$

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

$$a = \frac{V}{t_р},$$

где V – скорость вертикального перемещения, м/с;

$t_р$ – время разгона, с; $t_р$=0,3–0,5,

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

Мощность привода в установившемся режиме, кВт:

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

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

Мощность двигателя:

$$P_{дв} = \frac{P}{\eta},$$

где η – КПД привода.

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

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

8.3 Расчет механизма вращения портальной траверсы

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

Расчетная мощность двигателя механизма вращения:

$$P_{дв} = \frac{k_1 \cdot P_{ст}}{\eta_{мв}},$$

где $\eta_{мв}$ – КПД привода вращения,

$$\eta_{мв} = \eta_п^3 \cdot \eta_м^2 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{чп},$$

где $\eta_{кпд}$ – КПД пары подшипников;

$\eta_м$ – КПД муфты,

$\eta_{зп}$ – КПД зубчатой передачи,

$\eta_{чп}$ – КПД червячной передачи,

$P_{ст}$ – статическая мощность привода;

$$P_{ст} = 10^{-3} \cdot T_{тр} \cdot \omega,$$

$T_{тр}$ – суммарный момент сопротивления повороту, Н·м;

$$T_{тр} = T_A + T_A + T_B,$$

где T_A и T_B – моменты сопротивления, возникающие соответственно в опорах A и B от действия горизонтальных реакций R_A и R_B;

T_B – момент сопротивления от действия вертикальной реакции R_{B2}:

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

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

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

$$P = 10^{-3} \cdot 1111{,}3 \cdot \left(\frac{100}{2} \right) \cdot 0{,}5 = 2{,}78\,кВт;$$

где $d_{A(B)}$ – диаметр цапф, мм;

f – коэффициент трения опор качения: f=0,05;

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

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

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

$$R_B = (50 + 26{,}1 + 15 + 275{,}66) \cdot 9{,}8 = 3643\,Н,$$

где $m_К$ – масса поворотного узла;

$$m_к = k_2 \cdot m_0,$$

$$m_к = 20 \cdot 26{,}1 = 522\,кг;$$

k_2 – коэффициент конструкции, зависящий от типа и грузоподъемности;

$$R_{A(\text{А})} = \frac{(m_0 + m_\text{с}) \cdot \text{g} \cdot l_0}{l_2},$$

$$R_{A(\text{А})} = \frac{(26{,}1+15) \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}192}{0{,}25} = 1920\,\text{Н}.$$

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

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

где $[\sigma_н]$=(80 – 120) МПа – допускаемое напряжение изгиба;

$M_\text{из}$ – изгибающий момент, Н·м:

$$R_{A(\text{В})} = (m_0 + m_c) \cdot g \cdot l_0,$$

$$R_{A(\text{В})} = (26{,}1+15) \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}192 = 480\,\text{Н}.$$

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

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

Проверка двигателя по условиям пуска:

$$T_\text{п} = T_\text{ст} + T_\text{ин} + J_\text{пр},$$

где $T_\text{ст}$ – статический момент на валу двигателя;

$$T_\text{ст} = \frac{T_\text{тр}}{i_\text{мв} \cdot \eta_\text{мв}},$$

$i_\text{мв}$ – передаточное отношение механизма вращения:

$$i_\text{мв} = \frac{n_\text{дв}}{n},$$

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

$$n = \frac{30 \cdot 4}{3{,}14} = 38{,}216;$$

$$i_\text{мв} = \frac{1000}{38{,}216} = 26{,}1\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{ст} = \frac{12,21}{26,1 \cdot 0,85} = 0,6 \text{Н} \cdot \text{м};$$

$T_{ин}$ – момент силы инерции вращающихся частей механизма привода, Н·м;

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

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

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

$$J_{дв} = \frac{(m_0 + m_с) \cdot l_0 \cdot n_{дв}}{3,82 \cdot i_{мв}^2 \cdot t_р \cdot \eta_{мв}};$$

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

$$t_р = \frac{1}{T_П - T_{СТ}} - \left[0,12 \cdot J_{дв} \cdot n_{дв} + \frac{(m_0 + m_с) \cdot p^2}{10 \cdot (i_{мв})^2 \cdot \eta_{мв}} \right].$$

Тогда,

$$t_р = \frac{1}{5,76 - 0,6} - \left[0,12 \cdot 1,95 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 + \frac{(26,1+15) \cdot 1,11^2 \cdot 1000}{10 \cdot 25^2 \cdot 0,85} \right] = 1\text{с};$$

$$J_{дв} = \frac{(11,51+10) \cdot 1,192^2 \cdot 1000}{3,82 \cdot 26,1^2 \cdot 0,3 \cdot 0,86} = 4,38 \text{кг} \cdot \text{м}^2;$$

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

$$v = \omega \cdot p,$$

$$v = 4 \cdot 1,192 = 4,768 \text{ м/с}^2;$$

$$a = \frac{v}{t_р},$$

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

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_р},$$

$$\varepsilon = \frac{4}{1} = 4 \text{ м/с}^2.$$

Проверка по перегрузке:

$$\varphi=\left(\frac{T_{\text{П}}}{T_{\text{Н}}}\right)\le[\varphi],$$

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

условие выполняется.

Проверка теплового режима электродвигателя.

Проверку теплового режима проводят по эквивалентному моменту:

$$T_{\text{экв}}=\sqrt{\text{ПВ}\cdot\frac{\left[\sum(T_{\text{СТ}}^2+T_{\text{д}}^2)\cdot t_{\text{р}}+\sum T_{\text{ст}}^2\cdot t_{\text{п}}\right]}{\left[\beta\cdot\left(\sum t_p+\sum t_{\text{п}}\right)\right]}},$$

где ПВ – коэффициент периода включения степени подвижности,

$$\text{ПВ}=\frac{t_{\text{к}}}{t_{\text{ц}}},$$

$$\text{ПВ}=\frac{24}{165}=0,15;$$

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

$t_{\text{к}}$=24(с) – время работы степени подвижности в цикле;

$t_{\text{ц}}$=177(с) – время цикла;

$t_{\text{п}}$=19,8(с) – время движения с постоянной скоростью;

$t_{\text{р}}$=4,2(с) – время разгона.

8.4 Расчет механизма схвата робота

Захватные устройства промышленных роботов служат для захвата и удержания в определенном положении объектов манипулирования (заготовок, деталей). Эти объекты могут иметь различные размеры, массу, форму и обладать различными физическими свойствами. В связи с этим, к захватам

промышленных роботов предъявляются следующие требования: возможность захвата и манипулирования деталей в широком диапазоне масс и размеров, обеспечение быстрого захвата близко расположенных деталей.

Определение необходимого усилия захвата детали роботом.

Расчет усилия захватывающего устройства промышленного робота портального типа производят по методике расчета захвата при вертикальном линейном перемещении (движение-подъем).

$$F = G \cdot \frac{K}{\mu}\left(1 + \frac{a_B}{g}\right),$$

где G – вес захватываемой детали, Н;

$$G = m \cdot g,$$

m – масса детали, m = 48 кг; g – ускорение свободного падения, g = 9,8 м/с^2,

$$G = 48 \cdot 9{,}8 = 470{,}4 \text{ Н};$$

K – коэффициент запаса. Принимаем равным K=1,5…2;

$a_в$ – ускорение вертикального движения, для портального робота УМФ160Ф2.81.01, $a_в$ =0,013 м/с;

μ – коэффициент трения между губками. Материал заготовки и губок относятся к категории «сталь по стали», следовательно, μ=0,1.

Тогда,

$$F = 470{,}4 \cdot \frac{2}{0{,}1}\left(1 + \frac{0{,}013}{9{,}8}\right) = 9420{,}48 \text{ Н}.$$

Таким образом, определено усилие захватывающего устройства промышленного робота портального типа.

Заключение

При выполнении выпускной квалификационной работы был спроектирован роботизированный технологический комплекс на базе промышленного робота портального типа и станка с ЧПУ. А именно, представлены общие сведения о базовой модели станка, выполнен кинематический и силовой расчет привода главного движения, представлен обзор компоновок промышленных роботов, разработана компоновка РТК и алгоритм РТК, выполнен расчет времени обслуживания, проведен анализ РТК на основе теории массового обслуживания, расчет механизма схвата робота. Также была разработана соответствующая конструкторская документация

Список использованной литературы

1. Довбня Н.М. и др. Роботизированные технологические комплексы в ГПС/ Н.М. Довбня, А.Н. Кондратьев, Е.И. Юревич. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 303 с.: ил.

2. 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.

3. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Аврамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М. : Машиностроение, 2011. – 608 с.

4. 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.

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

6. 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.

7. 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.

8. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Аврамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М. : Машиностроение, 2011. – 608 с.

9. 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.

10. 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.

11. 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.

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

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

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

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

Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы

Приложение Б – Спецификации