

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

Станок токарный патронно-центровой с ЧПУ по типу модели 1740РФЗ

ПГУ 15.03.02.01.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 17МС1

(подпись, дата)

Алиев Х.Х.

(фамилия, инициалы)

Руководитель

(подпись, дата)

Большаков Г.С.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

(подпись, дата)

Кочетков Д.В.

(фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой

(подпись)

Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой

(протокол заседания ГЭК от 29.06.2021, № _____)

Секретарь ГЭК

(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2021

Лист

ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ

4

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« » 2021 г.

ЗАДАНИЕ на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 17МС1 Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Алиев Хамзали Хакималиевич

2. Руководитель бакалаврской работы Большаков Г.С., к.т.н., доцент кафедры ТОМ

3. Время проектирования с 27 мая 2021 г. по 08 июля 2021 г.

4. Место преддипломной практики ООО «СтанкоМашСтрой»

5. Тема бакалаврской работы

Станок токарный патронно-центровой с ЧПУ по типу модели 1740РФ3

Тема утверждена приказом ПГУ № 202/о от 22.03.2021

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

Разработать привод главного движения с комбинированным регулированием, а также 12-позиционный резцедержатель с автоматической сменой позиции

7. Объем и содержание основной части работы

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

- 1 Общие сведения о базовой модели станка.....
- 2 График частот вращения шпинделя
- 3 Числа зубьев в передачах
- 4 Кинематическая схема привода главного движения
- 5 Эскизное оформление привода главного движения
- 6 Силовой расчет привода главного движения
- 7 Разработка конструкции резцедержателя

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

Кинематическая схема станка по типу модели 1740РФ3
Общий вид станка

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ

Лист

5

Развертка привода главного движения

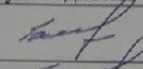
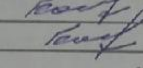
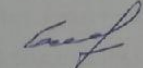
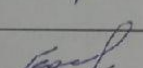
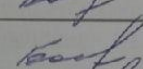
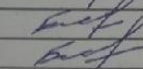
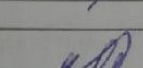
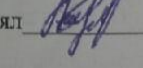
Свертка привода главного движения

Револьверная головка

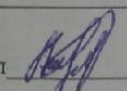
Суппорт

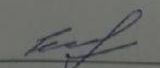
8. Особые требования по выполнению разделов:

9. Календарный график выполнения выпускной работы

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
Общие сведения о базовой модели станка	15	01.06.21	
График частот вращения шпинделя	10	05.06.21	
Числа зубьев в передачах	10	08.06.21	
Кинематическая схема привода главного движения	10	10.06.21	
Эскизное оформление привода главного движения			
Силовой расчет привода главного движения	10	12.06.21	
Разработка конструкции резцедержателя	15	15.06.21	
Оформление чертежей	15	18.06.21	
Оформление пояснительной записки	15	22.06.21	

Дата выдачи задания « 27 » мая 2021 г.

Задание к исполнению принял 

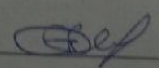
Руководитель работы 

« 27 » мая 2021 г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

Декан Факультет промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

 С.Ю. Киреев

« » 2021 г.

Лист

ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ

6

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: "Станок токарный патронно – центровой с ЧПУ по типу модели 1740РФ3"

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ, СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ВЫБОРА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ИНСТРУМЕНТА.

Пояснительная записка содержит 83 страницу (формата А4), 14 рисунков, 16 источников литературы и 2 приложения.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведен расчет привода главного движения станка по типу базового модели 1740РФ3, выполненный на 83 листах, в котором построен график частот вращения шпинделя, определены числа зубьев в передачах, представлена кинематическая схема привода главного движения, а также определены кинематические и силовые характеристики, модули зубьев в передачах, диаметры валов, межцентровые расстояния между валами, геометрические параметры зубчатых колес и представлена схема установки подшипников шпиндельного узла, силовой расчет привода главного движения и выбора автоматической смены инструмента.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Ла-	Станок токарный патронно-центровой с ЧПУ по типу модели 1740РФ3 Пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Алиев Х.Х				В.К.Р	3	83
Провер.		Большаков Г.С						
Н. контр.		Кочетков Д.В						
Утв.		Липов А.В				Каф. «ТОМ», гр. 17МС1		

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ

Лист

7

Графическая часть содержит:

Лист формата А1 – Станок токарный патронно – центровой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная);

Лист формата А1 – Общий вид станок;

Лист формата А0 – Привод главного движения (Сборочный чертеж);

Лист формата А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж);

Лист формата А1 и А1 – Револьверная головка (Сборочный чертеж);

Лист формата А0 – Суппорт (Сборочный чертеж).

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Содержание

Введение.....	7
1 Общие сведения о базовой модели станка.....	9
2 График частот вращения шпинделя.....	13
3 Числа зубьев в передачах.....	20
4 Кинематическая схема привода главного движения.....	22
5 Эскизное оформление привода главного движения.....	23
5.1 Кинематические и силовые характеристики.....	23
5.2 Модули зубьев в передачах.....	24
5.3 Диаметры валов.....	27
5.4 Межцентровые расстояния между валами.....	30
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	31
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	34
6. Силовой расчет привода главного движения.....	35
6.1 Расчет валов на прочность.....	35
6.2 Расчет шпиндельного узла.....	46
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	49
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	50
6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	52
7 .Разработка конструкции резцедержателя.....	53
7.1 Общие сведения выбора автоматической смены инструмента (АСИ).....	53
7.2 Выбор приводного двигателя.....	55
7.3 Разработка кинематической схемы привода автоматической смены инструмента (АСИ).....	55
7.4 Предварительный выбор мощности приводного двигателя.....	56
Заключение.....	72
Список использованной литературы.....	73
Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы.....	75

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Введения

В современном машиностроении автоматизация производственных процессов является главной задачей любого машиностроительного производства. К сожалению, не каждое предприятие может позволить себе приобретение современного автоматизированного оборудования, работающего без непосредственного участия человека, что создает потребность в модернизации имеющихся станков с ЧПУ.

Модернизация станков с ЧПУ позволяет не только закрыть необходимость в закупке нового оборудования, но и создаёт возможность расширить функционал и возможности станка. Это позволяет значительно сократить трудоемкость производственного процесса, увеличить производительность труда, а также вернуть в эксплуатацию морально устаревшего оборудования за счет обновления системы ЧПУ, внедрения современных решений в области эргономики и конструкции станка.

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

Целью данной выпускной квалификационной работы является модернизация станка по типу базового мод. 1740РФЗ.

Преимущества модернизации:

- точность перемещения;
- повышение степени автоматизации за счет увеличения числа инструментов с автоматической сменой;
- повышение надежности станка;

- повышение надежности работы станка;
- возможность увеличения диапазона регулирования;
- улучшение ремонтпригодности.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 Общие сведения о базовой модели станка



Рисунок 1 – Общий вид станка модели 1740РФ3.

Токарный станок с ЧПУ 1740РФ3 предназначен для токарной обработки в патроне или центрах деталей сложной конфигурации с большим количеством технологических переходов в условиях различных видов производств.

Наклонная станина

Токарный станок с ЧПУ 1740РФ3 имеет компоновку с наклонной станиной. Она обеспечивает удобный доступ к инструментам, облегчает установку обрабатываемого изделия и создает хорошие условия схода и уборки стружки. Высокая жесткость полуавтомата, большая мощность главного привода и высокая частота вращения шпинделя обеспечивает использование как твердосплавного, так и минералокерамического режущего инструмента.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Токарный станок с ЧПУ 1740РФ3 позволяет за один установ изделия производить черновую и чистовую обработку.

Приводы

Главный привод станка оснащен регулируемым электродвигателем постоянного тока. Переключение частот вращения шпинделя во всех диапазонах полностью автоматизировано и осуществляется от команды устройства ЧПУ. Привод подачи суппорта в продольном и поперечном направлениях осуществляется от серводвигателей постоянного или переменного тока с датчиками обратной связи и высокоточных шариковых винтовых пар, что позволяет достичь высокую точность и чистоту обработки.

Неподвижная шпиндельная бабка с горизонтальным шпинделем установлена на станине с наклонными направляющими, по которым перемещается крестовый суппорт с револьверной головкой.

Шпиндель изделия получает вращение от регулируемого электродвигателя М1 через четырехступенчатую коробку диапазонов.

Устройство ЧПУ обеспечивает автоматическое управление исполнительными органами полуавтомата по двум координатам и бесступенчатое регулирование частоты вращения шпинделя в четырех автоматически переключающихся диапазонах.

Привод подачи по координатам X и Z осуществляется от высокомоментных электродвигателей постоянного тока с датчиками обратной связи и высокоточных шариковых пар, что позволяет достичь высокой точности и чистоты обработки.

Переключение частот вращения шпинделя во всем диапазоне скоростей полностью автоматизировано и осуществляется от команд устройства числового программного управления.

Полуавтомат снабжен двенадцатипозиционной инструментальной головкой, которая имеет на планшайбе базовые отверстия под крепление резцедержавок с цилиндрическим хвостовиком и обеспечивает автоматическую смену инструмента в цикле обработки. Для обработки нежестких деталей станок

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

оснащен автоматическим люнетом с двумя быстросменными головками с диапазоном зажимаемых диаметров 40÷160 или 120÷250 мм.

Задняя бабка и кронштейн люнета перемещаются суппортом при помощи устройства захвата, это позволяет производить наружную обработку деталей типа вала в центрах, а затем, зажав правый конец детали люнетом и отведя заднюю бабку, можно осуществлять расточные работы за одну установку детали.

Наклонная компоновка полуавтомата обеспечивает удобный доступ к инструментам, облегчает установку обрабатываемого изделия и создает хорошие условия для схода и уборки стружки. Для обработки нежестких деталей полуавтомат оснащается по заказу кронштейном люнета, на котором закрепляется быстросменный автоматический люнет с диапазоном зажимаемых диаметров 40...160 или 120...250 мм.

Задняя бабка и кронштейн люнета перемещаются суппортом, это позволяет производить наружную обработку деталей типа вала в центрах, а затем, зажав правый конец детали люнетом и отведя заднюю бабку, можно осуществлять расточные работы за один установ детали.

Система охлаждения режущего инструмента обеспечивает подачу охлаждающей жидкости к каждому инструменту. Для удаления стружки станок снабжен шнековым транспортером. Выход стружки – сзади станка. Смазка шпиндельной бабки циркуляционная и осуществляется с помощью специальной станции. Смазка направляющих станины и суппорта автоматическая и осуществляется от отдельной станции с помощью дозаторов.

Технические характеристики станок 1740РФЗ

Наибольший диаметр устанавливаемого изделия над станиной, мм	680
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над станиной, мм	630
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над суппортом, мм	400
Наибольшая длина устанавливаемой в патрон заготовки, мм	400
Наибольшая длина устанавливаемой в центрах заготовки, мм	1500
Наибольшая масса устанавливаемой заготовки, кг	850
Наибольший диаметр сверления, мм	40

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Количество позиций в револьверной головке, шт.	12
Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹	10 – 2500
Частота вращения шпинделя с поджимом задней бабкой, мин ⁻¹	1600
Наибольший поперечный ход суппорта, мм	385
Наибольший продольный ход суппорта, мм	1520
Пределы продольных подач, мм/об	0,1 – 10000
Скорость быстрых продольных перемещений, мм/мин	10000
Конус в шпинделе задней бабки по ГОСТ 25557 – 82 Морзе	6
Наибольший ход пиноли задней бабки, мм	200
Расстояние от основания полуавтомата до оси центров, мм	1160
Мощность электродвигателя главного движения, кВт	51
Класс точности по ГОСТ 8-82	Н
Длина станка без гидростанции, мм	4490
Ширина станка без гидростанции, мм	2490
Высота станка без гидростанции, мм	3100
Масса станка без гидростанции, кг	15000

2 График частот вращения шпинделя

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

Диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

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

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

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

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

где $R_{\Pi} = 250$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

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

Тогда,

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

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

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

η – КПД привода.

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

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{8}{0,80} = 10 \text{ кВт} .$$

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

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

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

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

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{250}{4} = 62,5 .$$

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

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

$$z = \frac{\lg 250}{\lg 4} = 3,98 .$$

Принимаем $z = 4$.

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

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

$$m = \frac{\lg 62,5}{\lg 8} = 1,9 .$$

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$$R_m = R_r = R_a = R_b = \sqrt[3]{62,5} = 7,90.$$

Принимаем $R_m = R_r = R_a = R_b = 7,90$.

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

Принимаем $\phi = 1,26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

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

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

Принимаем $c = 6$.

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

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

$$K_m = \frac{\lg 7,90}{\lg 1,26} = 8,94.$$

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

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

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

где R_j — диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

$$R_{n(\Phi)} = R_{дв (P)} R_{к(\Phi)} .$$

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

$$R_{к(\Phi)} = R_a \varphi^{K_b} ,$$

$$R_{к(\Phi)} = 7,90 \cdot 1,26^6 = 31,61 ,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{n(\Phi)} = 4 \cdot 31,61 = 126,44 .$$

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

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

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg (3000 / 2500)}{\lg 1,26} = 0,788 ,$$

принимаем $K_1 = 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 126,44}{\lg 1,26} = 20,94 ,$$

принимаем $K_2 = 21$.

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

$$K_{общ} = K_1 + K_2 ,$$

$$K_{общ} = 1 + 21 = 22 .$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 20 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63; 50; 40,31, 25, 20, 16, 12,5, 10 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп}}(\text{max}) = 2500 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 18$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 10 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 160 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки A проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 160 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки A откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку B. Из точки B проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки A. Далее из точки B откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку C. Из точки C проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки B (графическая част: лист формата A1 – Станок токарный патронно центровой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная).

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

Затем точки D и E соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. 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

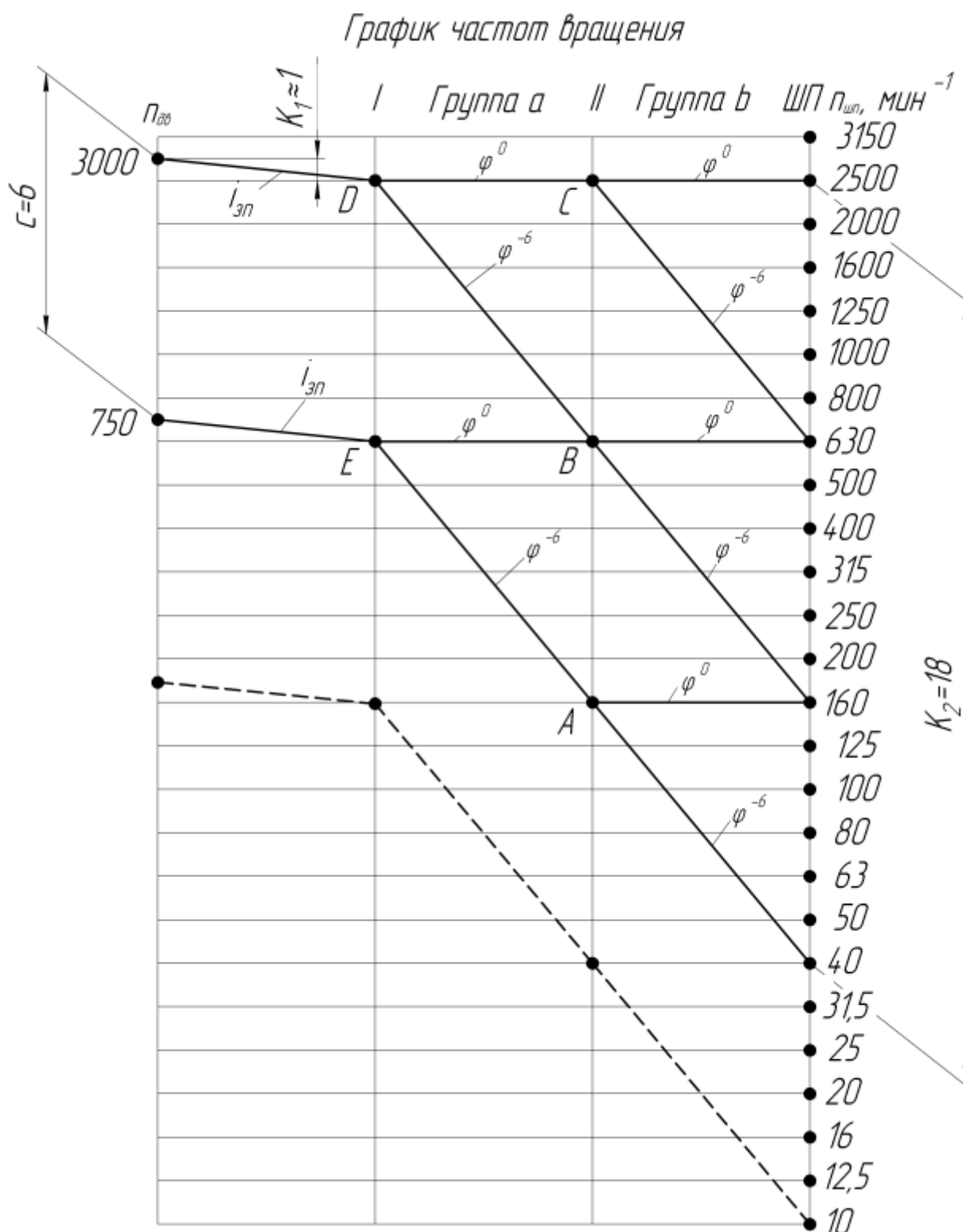
$$n_{\text{шп}} = 20 \text{ мин}^{-1}, n_{\text{шп}} = 16 \text{ мин}^{-1}, n_{\text{шп}} = 12,5 \text{ мин}^{-1}, n_{\text{шп}} = 10 \text{ мин}^{-1})$$


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

На рисунке 3 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 1740РФ3 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

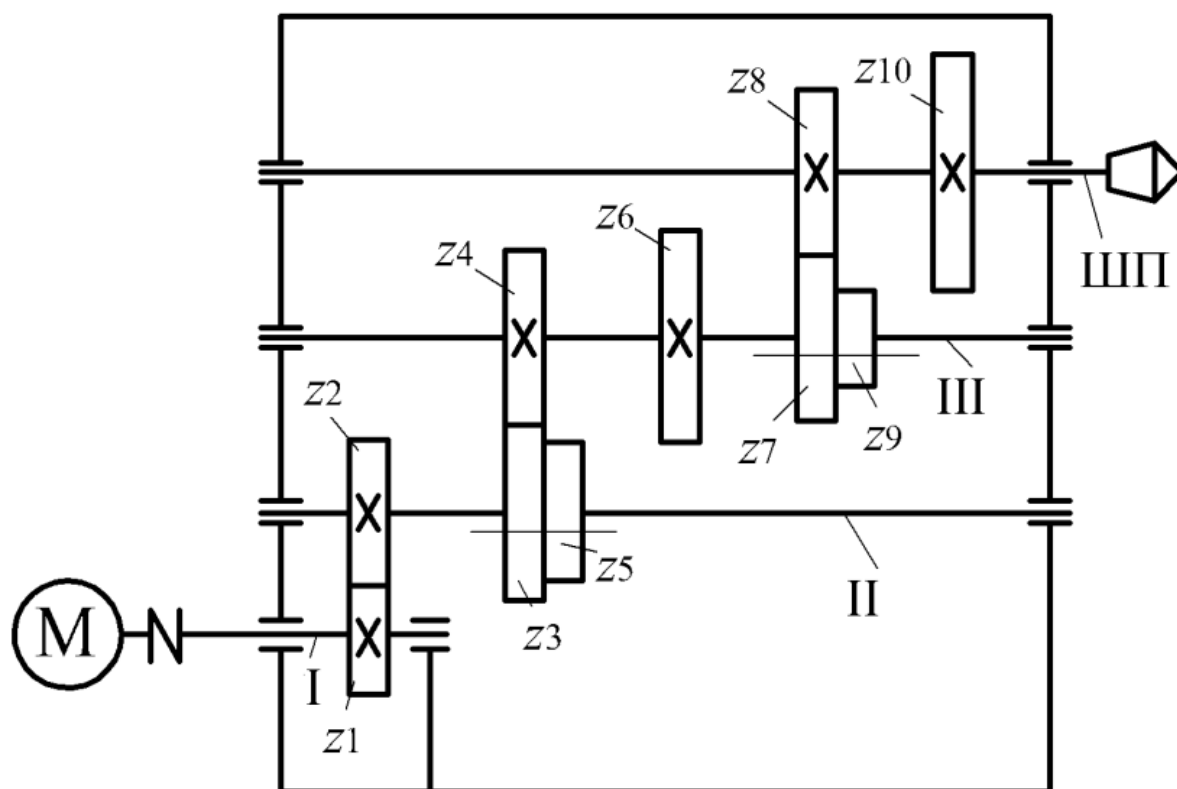


Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка.

3 Числа зубьев в передачах

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

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

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

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

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{750}{630} = 1,19 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}),$$

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

$$z_2 = \Sigma z - z_1 = 77 - 35 = 42.$$

2) переборная группа а:

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

$$i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{630}{630} = 1 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^0 = 1 - \text{по}$$

таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1$, $\Sigma z = 94$, $z_3 = 47$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_4 = \Sigma z - z_3 = 94 - 47 = 47.$$

$$z_5 - z_6 : \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{630} = 3,96 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{630}{160} = 3,93 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^{-6} = 4$$

– по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = 3,98$, $\sum z = 94$, $z_1 = 19$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно
 $z_6 = \sum z - z_5 = 94 - 19 = 75$.

3) переборная группа b:

$$z_7 - z_8 : \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{2500} = 1 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{630}{630} = 1, \quad \text{или} \quad i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{160}{160} = 1, \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения}$$

шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

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

$$z_9 - z_{10} : \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2500}{630} = 3,96 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{630}{160} = 3,93, \quad \text{или} \quad i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{160}{40} = 4, \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот}$$

вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

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

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

4 Кинематическая схема привода главного движения

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

На рисунке 4 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 1740РФ3 (z – числа зубьев колес) (графическая часть: лист формата А1 – Станок токарный патрно центровой с ЧПУ (Схема кинематическая принципиальная).

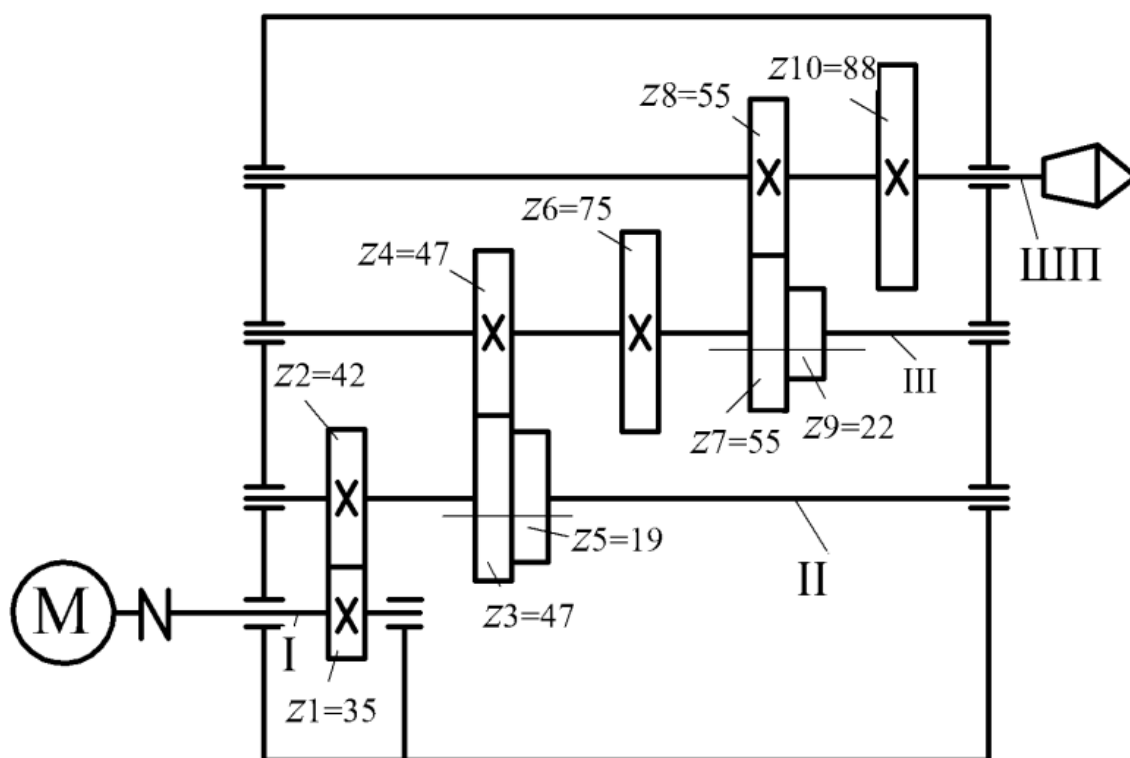


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

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

$$n_{\text{шп. расч}} = n_{\text{min}} \left(R_{\text{п}}^{1/3} \dots R_{\text{п}}^{1/4} \right),$$
$$n_{\text{шп. расч}} = 10 \left(250^{1/3} \dots 250^{1/4} \right) = (62,9 \dots 39,7) \text{ мин}^{-1}.$$

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

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

$$n_{\text{шп. расч}} = 63 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_{\text{III}} = 250 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_{\text{II}} = 1000 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_{\text{I}} = 1190,47 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт},$$
$$P_{\text{I}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пн}},$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД соединительной муфты [3, с. 8, т. 1.1];

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

тогда,

$$P_{\text{I}} = 10 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,70 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{II} = 9,70 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,31 \text{ кВт} ,$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{зи} \cdot \eta_{ми} ,$$

$$P_{III} = 9,31 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,94 \text{ кВт} ,$$

$$P_{III} = P_{III} \cdot \eta_{зи} \cdot \eta_{ми} ,$$

$$P_{III} = 8,94 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,58 \text{ кВт}$$

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

тогда,

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

$$M_{к I} = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{9,70}{1190,47} = 77,81 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{к II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{9,31}{1000} = 88,91 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{к III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{8,94}{250} = 341,50 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{к шп} = 9550 \frac{P_{шп}}{n_{шп \text{ расч}}} = 9550 \frac{8,58}{63} = 1300,61 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

5.2 Модули зубьев в передачах

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

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

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

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

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

m_k – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

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

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

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

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

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

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

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

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

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой: закалкой ТВЧ поверхностная с охватом дна впадины, твердость (50...56)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2 : \quad z_1 = 35, \quad i_{\text{эл}}(z_1 - z_2) = 1,19, \quad M_{\text{кл}} = 77,81 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,70,$$

$$m_k = \frac{770}{35} \cdot \sqrt[3]{\frac{77,81 \cdot 1,12 \cdot (1,19 + 1)}{1,19 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,62 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{77,81 \cdot 1,2 \cdot 3,70}{35^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 1,92 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2 \text{ мм}$,

Переборная группа а:

$$z_3 - z_4 : \quad z_4 = 47, \quad i_{\text{эл}}(z_3 - z_4) = 1, \quad M_{\text{клII}} = 341,50 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,67,$$

$$m_k = \frac{770}{47} \cdot \sqrt[3]{\frac{341,50 \cdot 1,12 \cdot (1 + 1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,03 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{341,50 \cdot 1,2 \cdot 3,67}{47^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 2,58 \text{ мм},$$

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

$$z_5 - z_6 : \quad z_5 = 19, \quad i_{\text{эл}}(z_5 - z_6) = 3,98, \quad M_{\text{клI}} = 88,91 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,11,$$

$$m_k = \frac{770}{19} \cdot \sqrt[3]{\frac{88,91 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,47 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{88,91 \cdot 1,2 \cdot 4,11}{19^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 3,13 \text{ мм},$$

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

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

Переборная группа b:

$$z_7 - z_8 : \quad z_8 = 55, \quad i_{\text{эл}}(z_7 - z_8) = 1, \quad M_{\text{клIII}} = 1300,61 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,63,$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$m_k = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{1300,61 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,71 \text{ мм} ,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1300,61 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{55^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 3,62 \text{ мм} ,$$

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

$$z_9 - z_{10} : z_9 = 22 , i_{зп(z_9 - z_{10})} = 3,98 , M_{кш} = 341,50 \text{ Н} \cdot \text{м} , K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3} , \psi_{bd} = 0,4 ,$$

$$K_{H\beta} = 1,12 , K_{F\beta} = 1,2 , \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа} , \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа} , Y_F = 4 ,$$

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{341,50 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 3,72 \text{ мм} ,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{341,50 \cdot 1,2 \cdot 4}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 4,41 \text{ мм} ,$$

предварительно принимаем $m = 4,5 \text{ мм}$.

Следовательно, для переборной группы b принимаем $m = 4,5 \text{ мм}$ [3, с. 41].

5.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [1, с. 86]:

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

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

P_i — мощность, передаваемая валом, кВт;

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

Следовательно,

$$d_{i \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,70}{1190,47}} = 33,04 \text{ мм} ,$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,31}{1000}} = 34,16 \text{ мм} ,$$

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

$$d_{III \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,94}{250}} = 47,83 \text{ мм} ,$$

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

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

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

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

Тогда,

$$d_{шп \min} = 10 / (0,15 \dots 0,35) = (66,6 \dots 28,57) \text{ мм} ,$$

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

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 – Компонировка привода главного движения станка по типу базового модели 1740РФ3) [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{пк} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{шп \min}$ или по таблице 19 [1, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

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

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

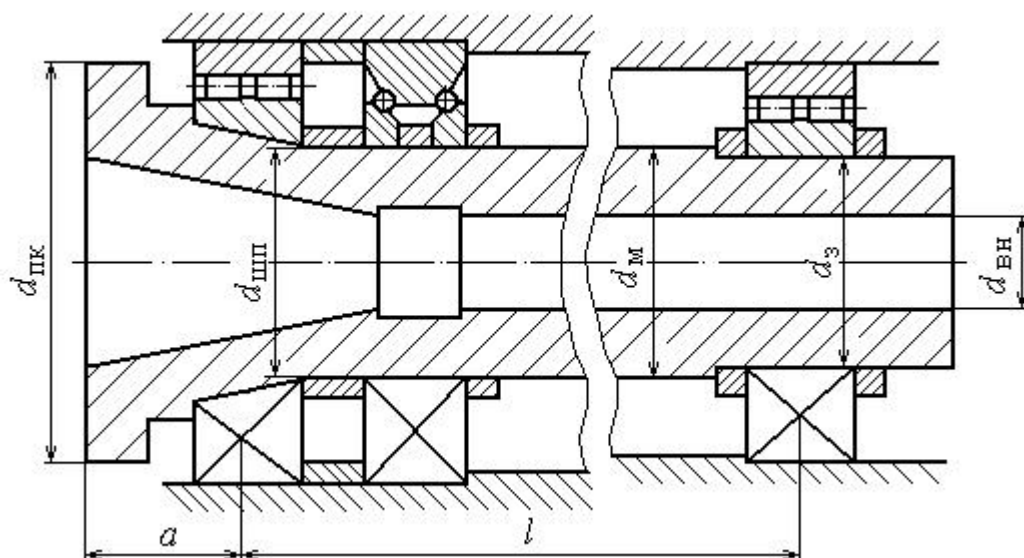


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Принимаем по таблице Ж2 [2, с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПФ180L – $d_{\text{1дв}} = 42 \text{ мм}$.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

5.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 6) [1, с. 86]:

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

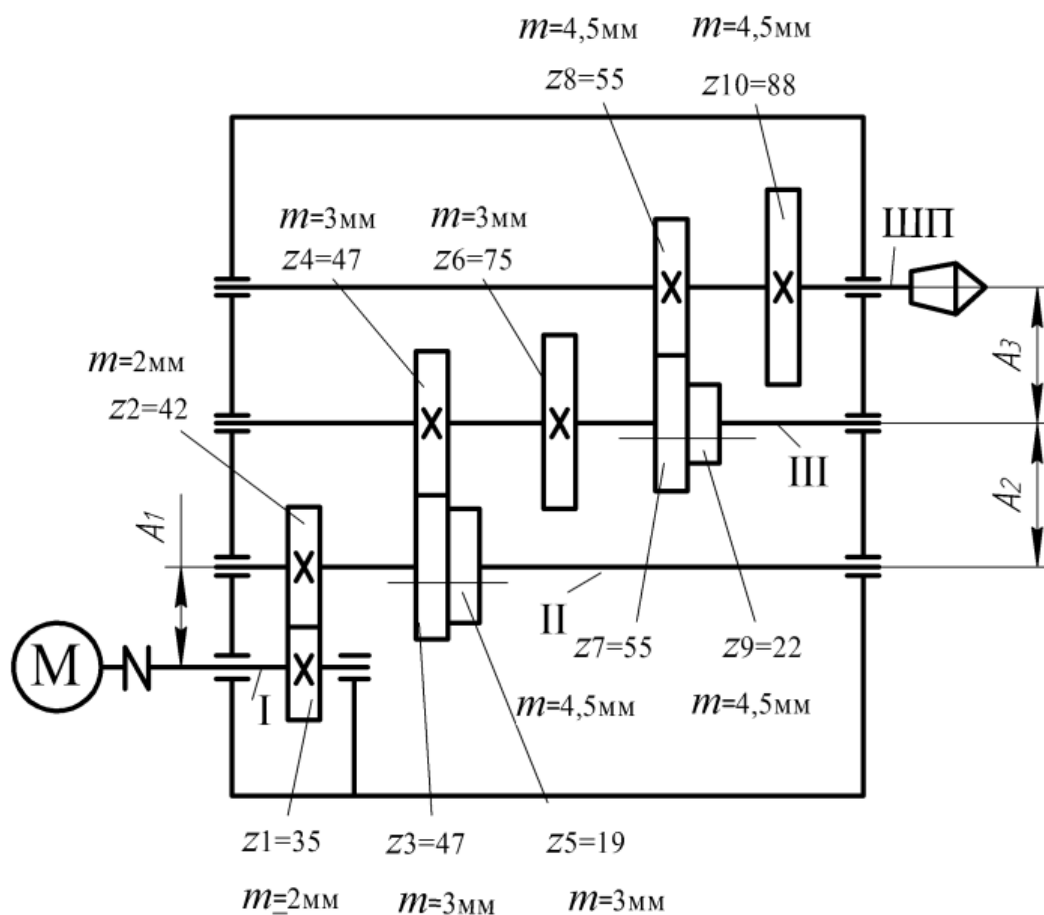


Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

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

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

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

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

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

$$A_2 = \frac{3}{2}(47 + 47) = \frac{3}{2}(19 + 75) = 141.$$

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

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

$$A_3 = \frac{4,5}{2}(55 + 55) = \frac{4,5}{2}(22 + 88) = 247,5.$$

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

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

– ширина венца колес [4]:

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

Тогда,

$$z_1 = 35 , m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм} ,$$

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

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

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_2 = 42 , m = 2 \text{ мм} ,$$

$$d = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм} ,$$

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

$$d_f = 88 - 2,5 \cdot 2 = 83 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$z_3 = 47 , m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 47 = 141 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 141 + 2 \cdot 3 = 147 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 141 - 2,5 \cdot 3 = 133,5 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_4 = 47 , m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 47 = 141 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 141 + 2 \cdot 3 = 147 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 141 - 2,5 \cdot 3 = 133,5 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_5 = 19 , m = 3 \text{ мм} ,$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d = 3 \cdot 19 = 57 \text{ мм} ,$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_6 = 75 , m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 75 = 225 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 225 + 2 \cdot 3 = 231 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 225 - 2,5 \cdot 3 = 217,5 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_7 = 55 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 55 = 247,5 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 247,5 + 2 \cdot 4,5 = 256,5 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 247,5 - 2,5 \cdot 4,5 = 236,25 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

$$z_8 = 55 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 55 = 247,5 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 247,5 + 2 \cdot 4,5 = 256,5 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 247,5 - 2,5 \cdot 4,5 = 236,25 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

$$z_9 = 22 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 22 = 99 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 99 + 2 \cdot 4,5 = 108 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 99 - 2,5 \cdot 4,5 = 87,75 \text{ мм} ,$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

$$z_{10} = 88 , m = 4,5 \text{ мм} ,$$

$$d = 4,5 \cdot 88 = 396 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 396 + 2 \cdot 4,5 = 405 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 396 - 2,5 \cdot 4,5 = 384 ,75 \text{ мм} ,$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4,5 = (36 \dots 45) \text{ мм} ,$$

принимаем $b = 45 \text{ мм}$.

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

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

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

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

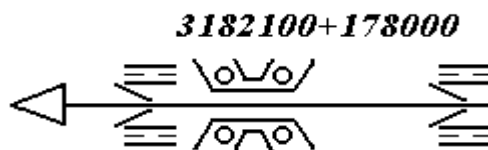


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

6 Силовой расчет привода главного движения

6.1 Расчет валов на прочность

I) Расчет вала I (рисунок 8)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}=185,27$ Нм; делительный диаметр колеса z_1 , $d=85$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,039$ м; $b=0,039$ м; $c=0,1$ м; (графическая часть: лист формата А0 – Привод главного движения (Сборочный чертеж), лист формата А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)).

Определяем окружную силу P_x [1, с. 22]:

$$P_{x1} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d},$$
$$P_{x1} = \frac{2 \cdot 77,81}{0,07} = 2223,14 \text{ Н.}$$

Определяем радиальную силу P_y [1, с. 22]:

$$P_y = 0,5 \cdot P_x = 1111,57 \text{ Н.}$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q = 1,1 \cdot P_x,$$
$$Q = 1,1 \cdot 2223,14 = 2445,45 \text{ Н.}$$

Определяем силу F_m , действующую на вал от муфты [3, с. 119]:

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{T},$$

где $T=77,81$ Н·м – крутящий момент на валу;

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{77,81} = 441,04 \text{ Н.}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,029 \cdot 1111,57}{0,029 + 0,031} = 537,26 \text{ Н},$$
$$A_y = \frac{a \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,029 \cdot 2223,14}{0,029 + 0,031} = 1074,45 \text{ Н};$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,031 \cdot 1111,57}{0,029 + 0,031} = 574,31 \text{ Н},$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,031 \cdot 2223,14}{0,029 + 0,031} = 1148,62 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы F_m :

$$A_m = \frac{F_m \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{441,04 \cdot (0,093 + 0,039 + 0,1)}{0,039 + 0,039} = 5182,33 \text{ Н},$$

$$B_m = \frac{F_m \cdot c}{a + b} = \frac{441,04 \cdot 0,1}{0,039 + 0,039} = 771,84 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_m = \sqrt{537,26^2 + 1074,45^2} + 5182,33 = 6383,62 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_m = \sqrt{574,31^2 + 1148,62^2} + 771,84 = 2056,03 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

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

$$M_{z1}^x = A_x \cdot b = 537,26 \cdot 0,031 = 16,65 \text{ Н·м},$$

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

$$M_{z2}^y = A_y \cdot a = 1074,45 \cdot 0,029 = 31,16 \text{ Н·м},$$

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

$$M_{z3}^m = F_m \cdot c = 441,05 \cdot 0,105 = 46,31 \text{ Н·м},$$

– изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_c^m = B_m \cdot a = 771,84 \cdot 0,029 = 22,38 \text{ Н·м}.$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^m = \sqrt{(16,65)^2 + (46,31)^2} + 22,38 = 57,71 \text{ Н·м}.$$

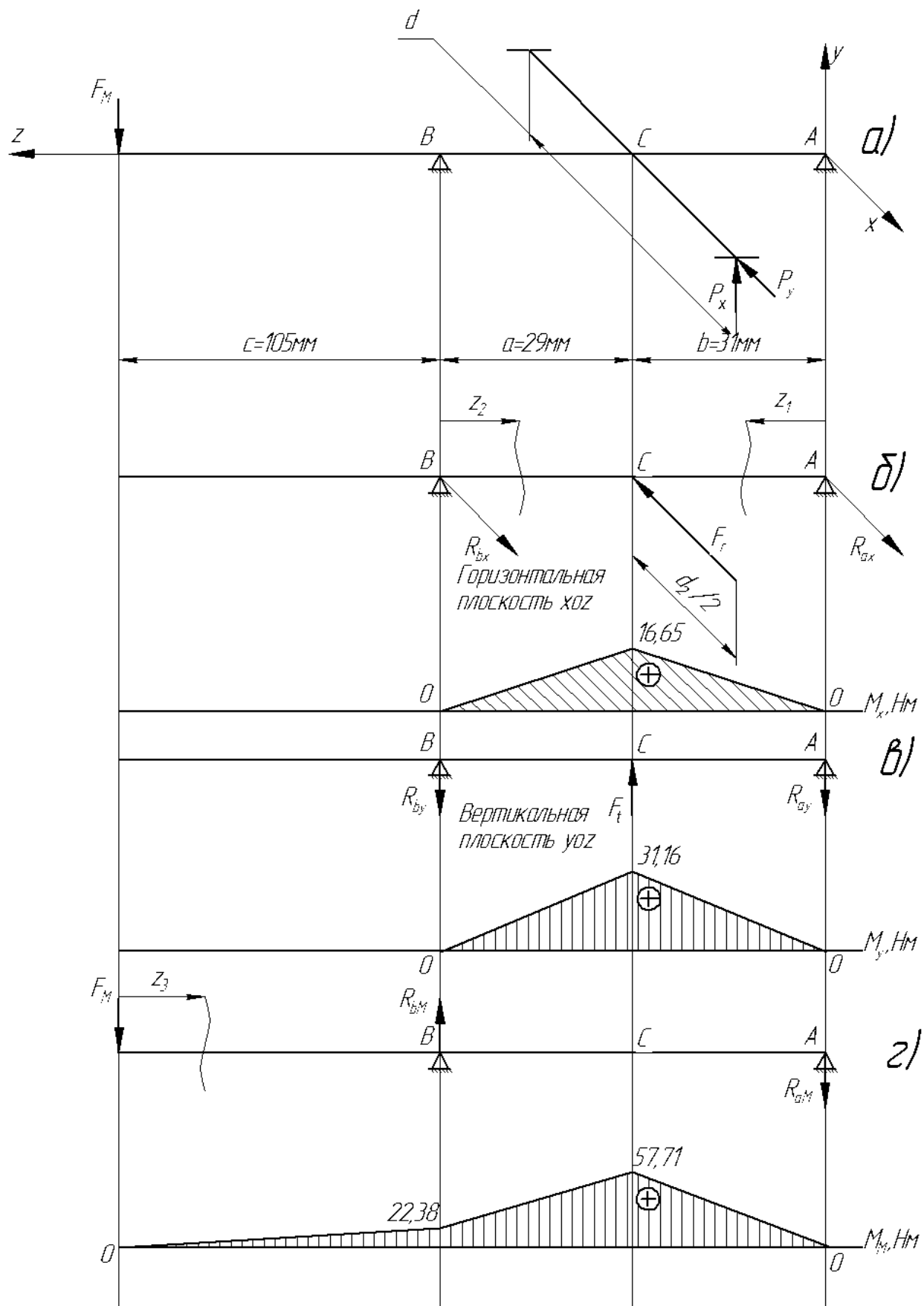


Рисунок 8 – Эпюры моментов для вала I

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

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

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

$$W = \frac{\sqrt{57,71^2 + 0,5 \cdot 185,27^2}}{195 \cdot 10^6} = \frac{143,15}{195 \cdot 10^6} = 7,34 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3 ; $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

Тогда

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,74}{3,14}} = 19,61 \text{ мм},$$

следовательно, условие выполняется.

II) Расчет вала II.

I) Расчет вала II (рисунок 9)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}=88,91$ Н·м; делительный диаметр колеса z_1 $d=141$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,01095$ м; $b=0,144$ м; $c=0,0305$ м, (графическая часть: лист формата А0 – Привод главного движения (Сборочный чертеж), лист формата А1 – Привод главного движения (Сборочный чертеж)).

Определяем окружную силу P_x [1, с. 22]:

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 88,91}{0,141} = 1261,13 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу P_y [1, с. 22]:

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 1261,13 = 630,56 \text{ Н}.$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q_2 = 1,1 \cdot 630,56 = 693,61 \text{ Н}$$

Определяем силу F_I , действующую на II вал от зубчатой передачи z_1-z_2 [3, с. 118]:

$$F_I = \sqrt{P_{x1}^2 + P_{y1}^2},$$

$$F_I = \sqrt{2223,14^2 + 1111,57^2} = 2485,54 \text{ Н}.$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y2} - c \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,1095 \cdot 630,56 - 0,0305 \cdot 1111,57}{0,1095 + 0,144} = 138,63 \text{ Н} ,$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x2} - c \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,1095 \cdot 1261,13 - 0,0305 \cdot 2223,14}{0,1095 + 0,144} = 277,27 \text{ Н} ,$$

Опора B :

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y2} - c \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,144 \cdot 630,56 - 0,042 \cdot 1111,57}{0,1095 + 0,144} = 174,02 \text{ Н} ,$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x2} - c \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,144 \cdot 1261,13 + 0,0305 \cdot 1111,57}{0,1095 + 0,144} = 491,93 \text{ Н} .$$

Определяем опорные реакции от силы F_I :

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{2485,54 \cdot (0,1095 + 0,144 - 0,0305)}{0,1095 + 0,144} = 2186,49 \text{ Н} ,$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a + b} = \frac{2485,54 \cdot 0,042}{0,1095 + 0,144} = 411,8 \text{ Н} .$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{138,63^2 + 277,27^2} + 2186,49 = 2496,48 \text{ Н} ,$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{174,02^2 + 491,93^2} + 411,8 = 933,6 \text{ Н} .$$

Определяем изгибающие моменты:

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

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 138,63 \cdot 0,1095 = 15,18 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 174,02 \cdot 0,144 = 25,06 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

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

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 277,27 \cdot 0,1095 = 30,36 \text{ Н} ,$$

$$M_{z2}^y = B_y \cdot c = 491,93 \cdot 0,0305 = 15,01 \text{ Н} ;$$

– изгибающий момент от силы F_I (рис. 9, г):

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -2485,54 \cdot 0,0305 = -75,81 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

– изгибающий момент в сечении C (под колесом)

$$M_C^I = A_I \cdot a = 2186,49 \cdot 0,1095 = 239,42 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} + M_C^I = \sqrt{25,06^2 + 30,36^2} + 239,42 = 278,78 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

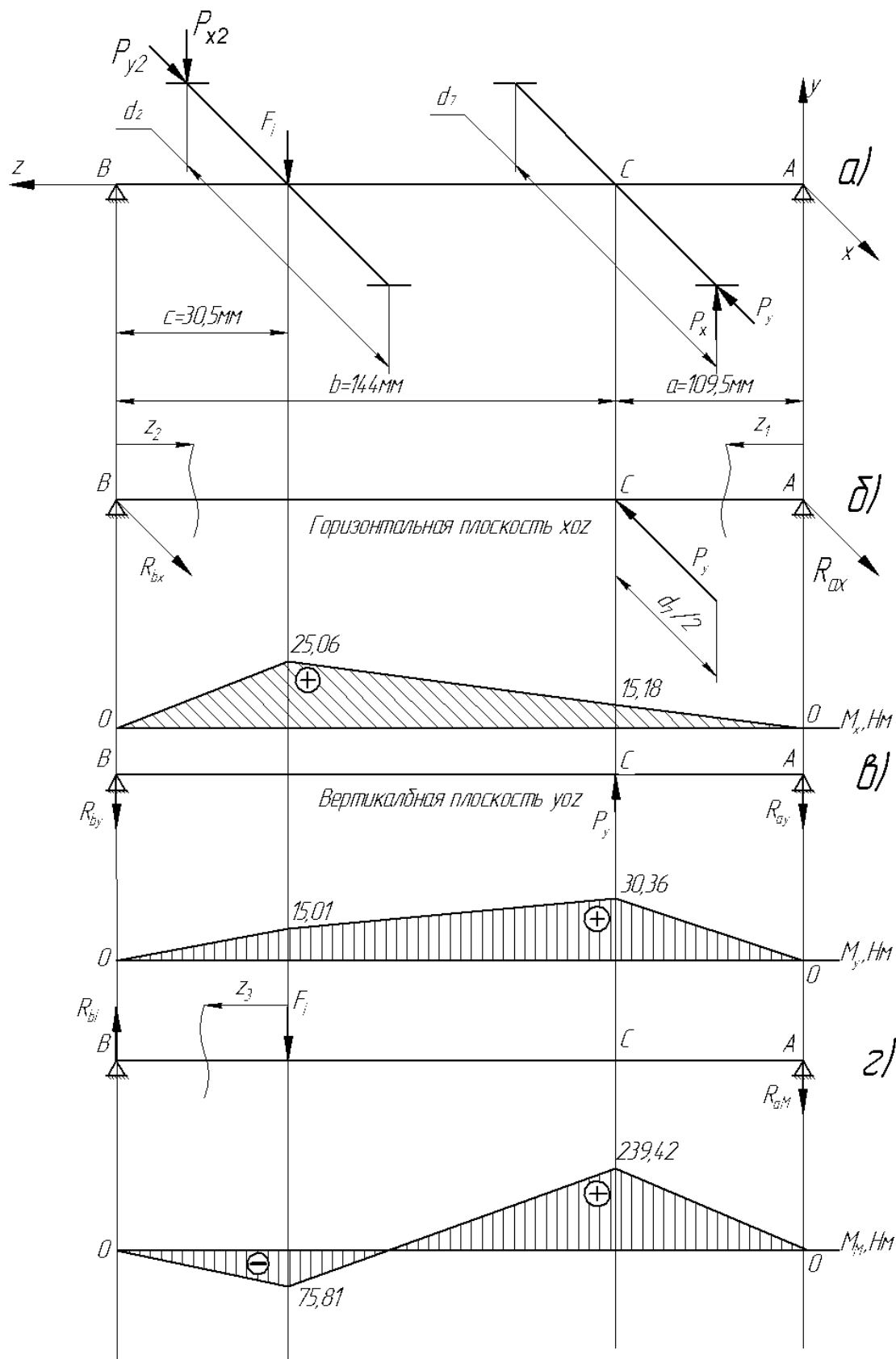


Рисунок 9 – Эпюры моментов для вала II

Принимает материал вала – сталь 40ХН: $\sigma = 195 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ

Лист

45

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

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

$$W = \frac{\sqrt{278,78^2 + 0,5 \cdot 88,91^2}}{195 \cdot 10^6} = 14,65 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3 ; $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения на изгиб, МПа .

Тогда,

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,14}{3,14}} = 11,2 \text{ мм},$$

следовательно, условие выполняется.

III) Расчет вала III.

I) Расчет вала III (рисунок 10)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}=341,50 \text{ Н} \cdot \text{м}$; делительный диаметр колеса $z_7, d=247,5 \text{ мм}$; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,321 \text{ м}$; $b=0,309 \text{ м}$; $c=0,114 \text{ м}$;

Определяем окружную силу P_x [1, с. 22]:

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot 341,5}{0,2475} = 2759,6 \text{ Н}.$$

Определяем радиальную силу P_y [1, с. 22]:

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 2759,6 = 1379,8 \text{ Н}.$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q_3 = 1,1 \cdot 1379,8 = 1517,78 \text{ Н}.$$

Определяем силу F_{II} , действующую на III вал от зубчатой передачи z_3-z_4 [3, с. 118]:

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

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

$$F_{II} = \sqrt{1261,13^2 + 630,56^2} = 1409,98 \text{ Н}.$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y :

Опора A :

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,321 \cdot 1379,8 - 0,114 \cdot 630,56}{0,321 + 0,309} = 588,94 \text{ Н},$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,321 \cdot 2759,6 - 0,114 \cdot 1261,13}{0,321 + 0,309} = 1177,87 \text{ Н};$$

Опора B :

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,309 \cdot 1379,8 - 0,114 \cdot 630,56}{0,321 + 0,309} = 562,65 \text{ Н},$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,309 \cdot 2759,6 - 0,114 \cdot 1261,13}{0,321 + 0,309} = 1125,28 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции от силы F_{II} :

$$B_{III} = \frac{F_{II} \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{1409,98 \cdot (0,321 + 0,309 + 0,114)}{0,321 + 0,309} = 1665,12 \text{ Н},$$

$$A_{III} = \frac{F_{II} \cdot c}{a + b} = \frac{1409,98 \cdot 0,114}{0,321 + 0,309} = 255,14 \text{ Н};$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_{III} = \sqrt{588,94^2 + 1177,87^2} + 255,14 = 1572,04 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_{III} = \sqrt{562,65^2 + 1125,28^2} + 1665,12 = 2923,22 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

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

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 588,94 \cdot 0,321 = 189,05 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 562,65 \cdot 0,309 = 173,85 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 1177,87 \cdot 0,321 = 378,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{z2}^x = B_y \cdot c = 1125,28 \cdot 0,114 = 128,28 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{z3}^{III} = -F_{II} \cdot c = -1409,98 \cdot 0,114 = -160,73 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

– изгибающий момент в сечении С (под колесом):

$$M_c^{III} = A_{III} \cdot a = 255,14 \cdot 0,321 = 81,9 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^I = \sqrt{189,05^2 + 378,1^2} + (-160,73) = 261,99 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

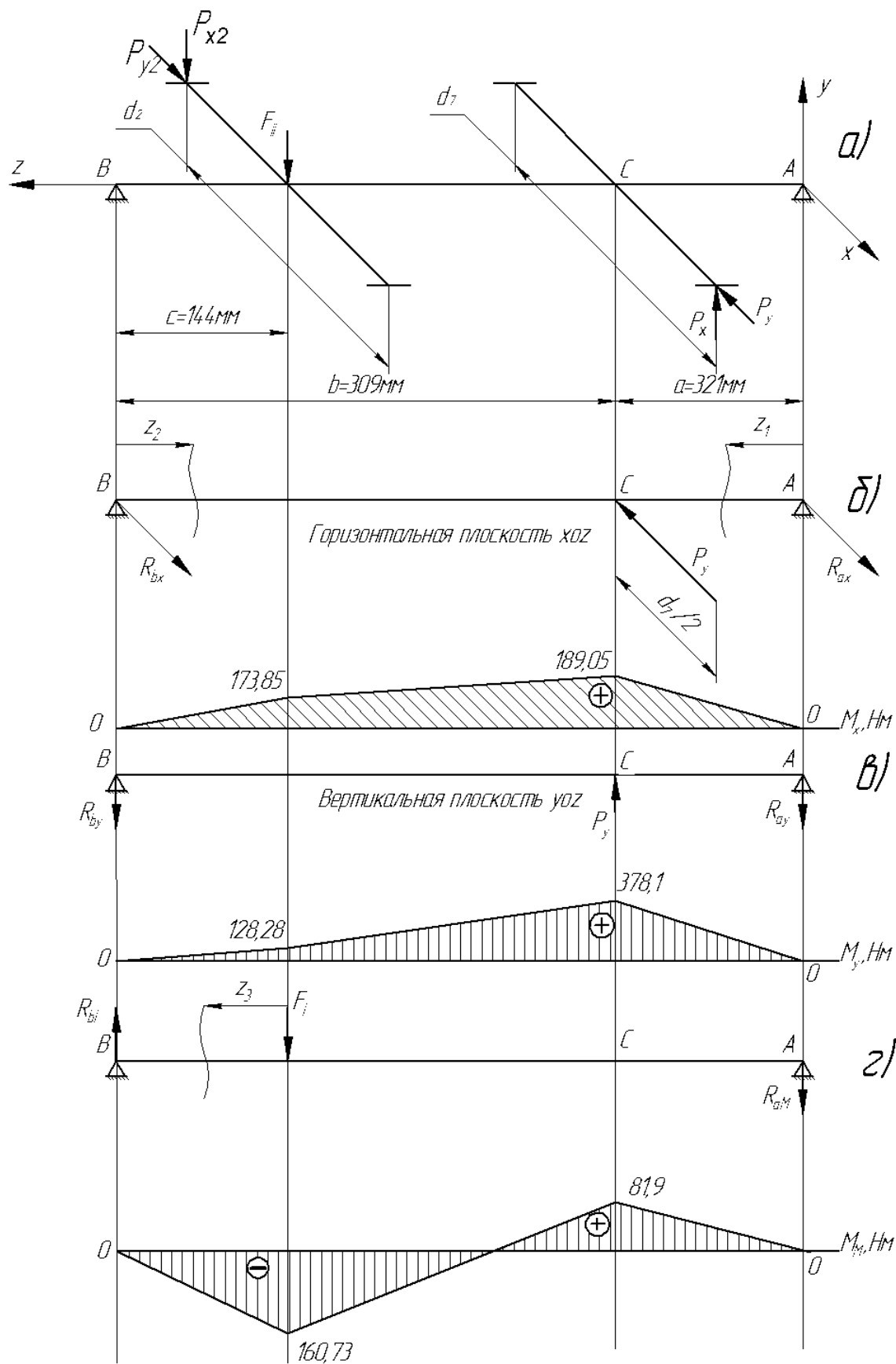


Рисунок 10 – Эпюры моментов для вала Ш

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

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

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

$$W = \frac{\sqrt{261,99^2 + 0,5 \cdot 341,5^2}}{195 \cdot 10^6} = \frac{356,3}{195 \cdot 10^6} = 18,27 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3.$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3 ; $M_{из}$, $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,18}{3,14}} = 12,2 \text{ мм}.$$

следовательно, условие выполняется.

6.2 Расчет шпиндельного узла

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

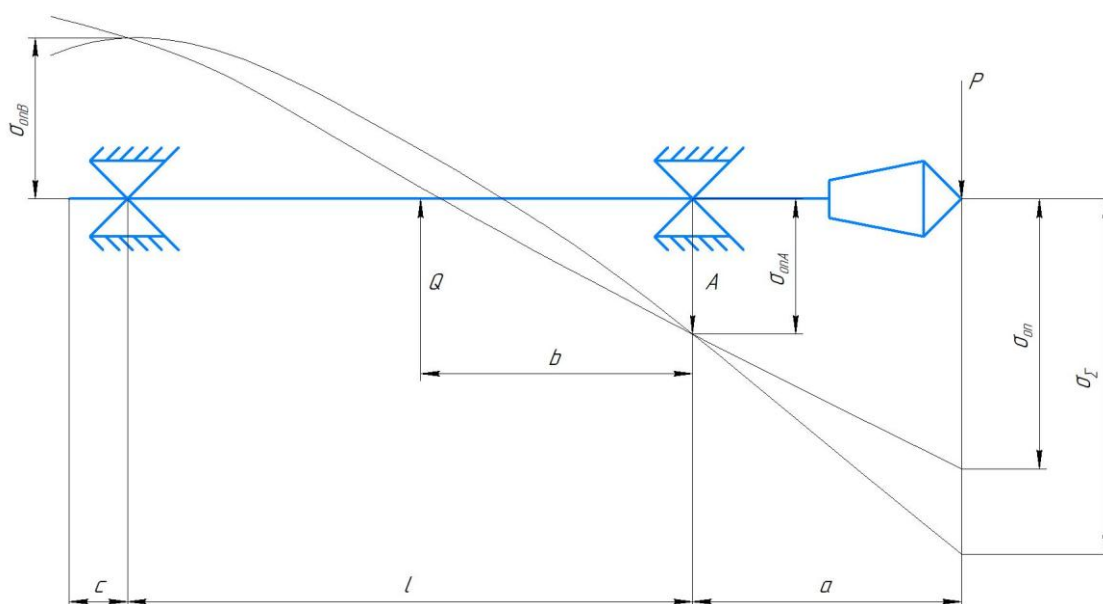


Рисунок 12 – Шпиндельный узел

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:

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

где a – вылет переднего конца шпинделя; $a=135$ мм.

b – расстояние от приводного элемента до передней опоры; $b=307$ мм.

E – модуль упругости материала шпинделя; Материал шпинделя – сталь 40Х. $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа.

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

L – длина межопорного участка шпинделя; $l=637,65$ мм.

j_A, j_B – радиальная жесткость передней и задней опоры (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38]); $j_A=1,4 \cdot 10^6$, $j_B=0,9 \cdot 10^6$;

P и Q – величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания P :

$$P = \frac{6 \cdot 10^{-4} \cdot N_v}{V_p}$$

где N_v – эффективная мощность резания (по заданию) = 8 кВт.

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

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

где $D_{\max}$ – максимальный диаметр обрабатываемой заготовки; $D_{\max}=630$ мм.

n_p – расчетная частота вращения заготовки; $n_p = 63$ об/мин.

Тогда,

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 630 \cdot 63}{1000} = 124,62 \text{ м/мин},$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 8}{124,62} = 3851,71 \text{ Н}.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_2 = 0,9 J_1,$$

$$J_2 = \frac{3,14 \cdot d}{64} \cdot \left(1 - \frac{d_1^4}{d^4} \right) = \frac{3,14 \cdot 92}{64} \cdot \left(1 - \frac{110^4}{90^4} \right) = 4,51 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

$$J_1 = \frac{4,51 \cdot 10^5}{0,9} = 5,01 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q , силы действующей от III вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{2759,6^2 + 1379,8^2} = 3812,26 \text{ Н}$$

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

$$\begin{aligned} \delta_\Sigma = P \cdot & \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2 \cdot (1 - \xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1 - \xi) + j_b (l + a(1 - \xi))^2}{j_A j_B l^2} \right] - \\ & - Q(1 - \xi) \cdot \left[\frac{j_B (l + a)(l - b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right] \\ \delta_\Sigma = 3851,71 \cdot & \left[\frac{135^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,51 \cdot 10^6} + \frac{637,65 \cdot 135^2 \cdot (1 - 0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,51 \cdot 10^6} + \right. \\ & \left. \frac{1,4 \cdot 10^6 \cdot 135^2 \cdot (1 - 0,45) + 0,9 \cdot 10^6 (637,65 + 135 \cdot (1 - 0,45))^2}{1,4 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 637,65^2} \right] - \\ & - 3812,26 \cdot (1 - 0,45) \cdot \left[\frac{0,55 \cdot 10^6 (637,65 + 135)(637,65 - 135) - 0,7 \cdot 10^6}{1,4 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 637,65^2} - \right. \\ & \left. - \frac{135}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,51 \cdot 10^6 \cdot 637,65} (307^3 + 2 \cdot 637,65^2 \cdot 307 - 3 \cdot 637,65 \cdot 307^2) \right] = \\ = 3851,71 \cdot & [0,000000975] - 3812,26 \cdot (1 - 0,45) \cdot [0,00000012] = -0,0035 \text{ мм} = -3,5 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

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

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

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,51 \cdot 10^6} \cdot \left(3851,71 \cdot 135 \cdot 637,65 - \frac{3812,26}{2 \cdot 637,65} \cdot (637,65^3 - 2 \cdot 637,65^2 \cdot 307 - 3 \cdot 637,65 \cdot 307^2) \right) = 0,00012 \text{ рад.}$$

6.3 Уточненный расчет опор шпинделя

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

Н/мм, и оптимальным расстоянием между опорами $l_{\text{опт}}$, мм,

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

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

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

где a – длина консоли, мм; J_2, J_1 – моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм⁴.

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{135}{3 \cdot 135} = 0,33,$$

$$\chi = \frac{4,51 \cdot 10^5}{5,01 \cdot 10^5} = 0,9 \text{ Н/мм},$$

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

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

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

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

следовательно, условие выполняется.

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес

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

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d_3} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{K_1} \cdot (i+1)}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H],$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot Y_{F_1} \cdot Y_{F_2} \cdot Y_{\varepsilon}}{b \cdot m_n^2 \cdot z} \leq [\sigma_F],$$

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

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

d – делительный диаметр ведущего колеса, мм;

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

Y_{ε} – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой:
закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (53...58)HRC,
допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$.

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2 : z_1 = 35, z_2 = 42 \quad i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,19, \quad M_{K_1} = 77,81 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,70,$$

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{35} + \frac{1}{42} \right) \right] = 1,7 ,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{70} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 77,81 \cdot (1,19 + 1)}{20 \cdot 1,19}} = 864,36 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 77,81 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 2^2 \cdot 35} = 165,33 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа} ,$$

УСЛОВИЯ ВЫПОЛНЯЮТСЯ.

$$z_5 - z_6 : z_5 = 19 , z_6 = 75 \quad i_{3n(z5-z6)} = 3,98 , M_{\kappa l} = 88,91 \text{ Н} \cdot \text{м} , K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3} , \psi_{bd} = 0,4 ,$$

$$K_{H\beta} = 1,12 , K_{F\beta} = 1,2 , \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа} , \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа} , Y_F = 3,70 ,$$

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{75} \right) \right] = 1,7 ,$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{57} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 88,91 \cdot (3,98 + 1)}{30 \cdot 3,98}} = 763,93 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 88,91 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 19} = 103,11 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа} ,$$

$$z_9 - z_{10} : z_9 = 22 , z_{10} = 88 \quad i_{3n(z9-z10)} = 3,98 , M_{\kappa l} = 341,5 \text{ Н} \cdot \text{м} , K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3} ,$$

$$\psi_{bd} = 0,4 , K_{H\beta} = 1,12 , K_{F\beta} = 1,2 , \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа} , \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа} , Y_F = 3,70 ,$$

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

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{99} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 341,5 \cdot (3,98 + 1)}{45 \cdot 3,98}} = 703,83 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 341,5 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{45 \cdot 4,5^2 \cdot 22} = 101,34 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа} .$$

УСЛОВИЯ ВЫПОЛНЯЮТСЯ.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

6.5 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:

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

где T – передаваемый вращающий момент, Н·м;

$K_z=0,7...0,8$ – 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 [3, ст. 154]

Шлицы на (I) валу: $T=77,81$ Н·м; $z=7$; $h= 1,2$ мм; $l=20$ мм; $d_{ср}= 38$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 77,81}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 20} = 26,62 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 20...30 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на (II) валу: $T=88,91$ Н·м; $z=8$; $h= 1$ мм; $l=87$ мм; $d_{ср}= 44$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 88,91}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 44 \cdot 87} = 6,05 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 20...30 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на (III) валу: $T=341,5$ Н·м; $z=8$; $h= 1,2$ мм; $l=122$ мм; $d_{ср}=44$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 341,5}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 44 \cdot 122} = 16,57 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 20...30 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

Шлицы на (IV) валу : $T=1300,61$ Н·м; $z=10$; $h= 4,2$ мм; $l=45$ мм; $d_{ср}=87$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 1300,61}{0,8 \cdot 10 \cdot 4,2 \cdot 87 \cdot 45} = 19,75 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 20...30 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

7 Разработка конструкции резцедержателя

В качестве механизмов смены инструментов в станках с ЧПУ используются устройства, построенные по типу автооператоров, т.е. механических манипуляторов с ограниченным числом степеней свободы. Станки, служащие для обработки деталей типа тел вращения, обычно оснащаются механизмами типа «многопозиционный резцедержатель» МПР с двумя степенями свободы. Многооперационные станки чаще всего оснащаются автооператором смены инструмента, имеющим три степени свободы. Выбор и расчёт таких устройств, как правило, осуществляется на базе имеющихся решений, но могут быть предложены и рассчитаны оригинальные конструкции. При этом расчёт заключается в определении мощности приводного двигателя, передаточного отношения между двигателем и исполнительным механизмом, времени смены инструмента, усилия зажима инструмента в шпинделе станка. Могут быть и другие расчёты. Геометрические размеры элементов механизма смены инструмента определяется компоновкой и основными техническими характеристиками станка. Так, диаметр диска многорезцового резцедержателя близок к высоте центов токарного станка, радиус поворотного устройства автооператора в многооперационных станках равен расстоянию между осью инструмента и осью автооператора. При расчётах МПР принимаются допущения о приблизительной уравновешенности вращающихся масс, а в автооператорах многооперационных станков наоборот имеет место значительная неуравновешенность, что приводит к различиям в расчётных зависимостях.

7.1 Общие сведения выбора автоматической смены инструмента (АСИ)

В процессе обработки детали автоматическая смена инструмента (АСИ) периодически поворачивается поворачивается и фиксируется при установке соответствующего инструмента на шпиндель многооперационного станка. Они обеспечивают быструю смену инструмента за 1–3с. Число позиций может

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

варьироваться от 4 до 30, а в некоторых случаях и до 50. Ограничение числа позиций обусловлено увеличением габаритов, снижением жёсткости, уменьшением рабочей зоны станка. В зависимости от назначения станка, ось автоматической смены инструмента (АСИ), может располагаться перпендикулярно или параллельно оси шпинделя (осям шпинделей). Привод автоматической смены инструмента (АСИ) может осуществляться от электродвигателей переменного и постоянного тока или гидродвигателя. В качестве передаточного механизма между двигателем и инструментальным диском (блоком) применяются зубчатые, планетарные, винтовые, ременные, и другие передач; кривошипные, рычажные, мальтийские кресты и другие устройства. Системы управления автоматической смены инструмента (АСИ) оснащены контактными и бесконтактными датчиками положения, силы и т.п. Определение позиций автоматического смены инструмента (АСИ) при повороте осуществляется устройством ЧПУ по сигналам от датчиков. Общим для всех типов автоматической смены инструмента (АСИ) является то, что в качестве фиксирующего устройства, воспринимаемого нагрузки, принимаются торцовые мелкозубые полумуфты, одна из которых связана жёстко с корпусом, другая с инструментальным диском (блоком). В процессе работы автоматическая смена инструмента (АСИ) проходит расфиксация (разжим) полумуфт, поворот подвижной части автоматической смены инструмента (АСИ) на задний угол и фиксация (зажим) полумуфт.

Предварительный выбор габаритных размеров автоматической смены инструмента (АСИ) При выборе габаритных размеров автоматической смены инструментов (АСИ) нужно стремиться к тому, что инструментальный диск (блок) не уменьшал рабочей зоны станка. Корпус автоматической смены инструмента (АСИ) не должен выступать на рабочую зону обработки станка. Размеры инструментального диска (блока), выбираются либо близким к размерам «базового» варианта.

7.2 Выбор приводного двигателя

Как правило, механизм автоматической смены инструмента (АСИ) снабжается электромеханическим приводом, но имеются конструкции, где используют гидродвигатели вращательного и поступательного движения. Причем гидродвигатели вращательного движения применяется для поворота инструментального диска через червячную передачу, а поступательного для его зажима и разжима. При выборе электропривода целесообразно начинать с асинхронного электродвигателя, с короткозамкнутым ротором. Этот вариант соответствует наиболее простому случаю и минимальному количеству установленного электрооборудования. Если данный вариант не обеспечивает необходимый пусковой момент, либо приводит к недопустимому «скачку» пускового тока, либо не позволяет получить необходимую частоту включений, то следует использовать асинхронный двигатель с фазным ротором. Двигатели постоянного тока применяются только в тех случаях, когда двигатели переменного тока не обеспечивают требуемых характеристик механизма, либо не экономичны.

7.3 Разработка кинематической схемы привода автоматической смены инструмента (АСИ)

Кинематическая схема привода позволяет определить количество валов, подшипников, их тип и расположение. Сложность кинематической схемы определяется типом приводного двигателя, его расположением по отношению к корпусу механизма автоматической смены инструмента (АСИ). Так, требование минимальных габаритов корпуса механизма автоматической смены инструмента (АСИ) достигается встроенным электродвигателем, а минимальная длина кинематической цепи при большой редукции обеспечивается применением планетарных или волновых передач с винтовой передачей в качестве

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

замыкающего звена. Минимальная длина кинематической цепи обеспечивается применением гидродвигателей, но в этом случае общие габариты автоматической смены инструмента (АСИ) увеличиваются. При разработке кинематической схемы механизма автоматической смены инструмента (АСИ) нужно стремиться к максимальному использованию готовых решений.

7.4 Предварительный выбор мощности приводного двигателя

Механическая часть привода автоматической смены инструмента (АСИ) представляется собой, как правило, сложную механическую систему, состоящую из инерционных элементов-роторов двигателей вращательного движения, подвижных элементов двигателей вращательно-поступательного движения, соединительных муфт, шкивов, звездочек зубчатых колес и т.п., связанных между собой упругими звеньями, например, валами, ременными передачами и т.п. Связанные между собой элементы привода автоматической смены инструмента (АСИ) могут совершать вращательные или поступательные движения с различными скоростями.

Для предварительного выбора мощности приводного двигателя вращательного движения, что наиболее часто встречается в приводах автоматической смены инструмента (АСИ), можно использовать известную массу и размеры инструментального диска (блока), передаточное отношение звеньев кинематической цепи, связывающий инструментальный диск (блок) и приводной двигатель. Используя предварительно выбранные размеры инструментального диска (блока), определяем его момент инерции. Передаточное отношение звеньев кинематической цепи между инструментальным диском (блоком) и приводным двигателем выбирается в зависимости от частоты вращения вала приводного двигателя и средней частоты вращения инструментального диска (блока). Общее передаточное отношение лежит в пределах $i = 20 \dots 150$. Средняя частота вращения инструментального

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

диска (блока) выбирается в зависимости от времени переключения инструментального диска из 1 позиции в соседнюю или в последнюю.

Это время может изменяться в пределах от 1 до 4 с. В зависимости от типа автоматической смены инструмента (АСИ) и числа позиций.

Частота вращения вала приводного двигателя определяется его видов и принимается для электрических двигателей от 1000 до 3000 об/мин, для гидравлических двигателей (гидромоторов) от 960 до 2500 об/мин.

При предварительном выборе мощности приводного двигателя все вышеперечисленные параметры могут быть выбраны исходя из базового варианта. [13].

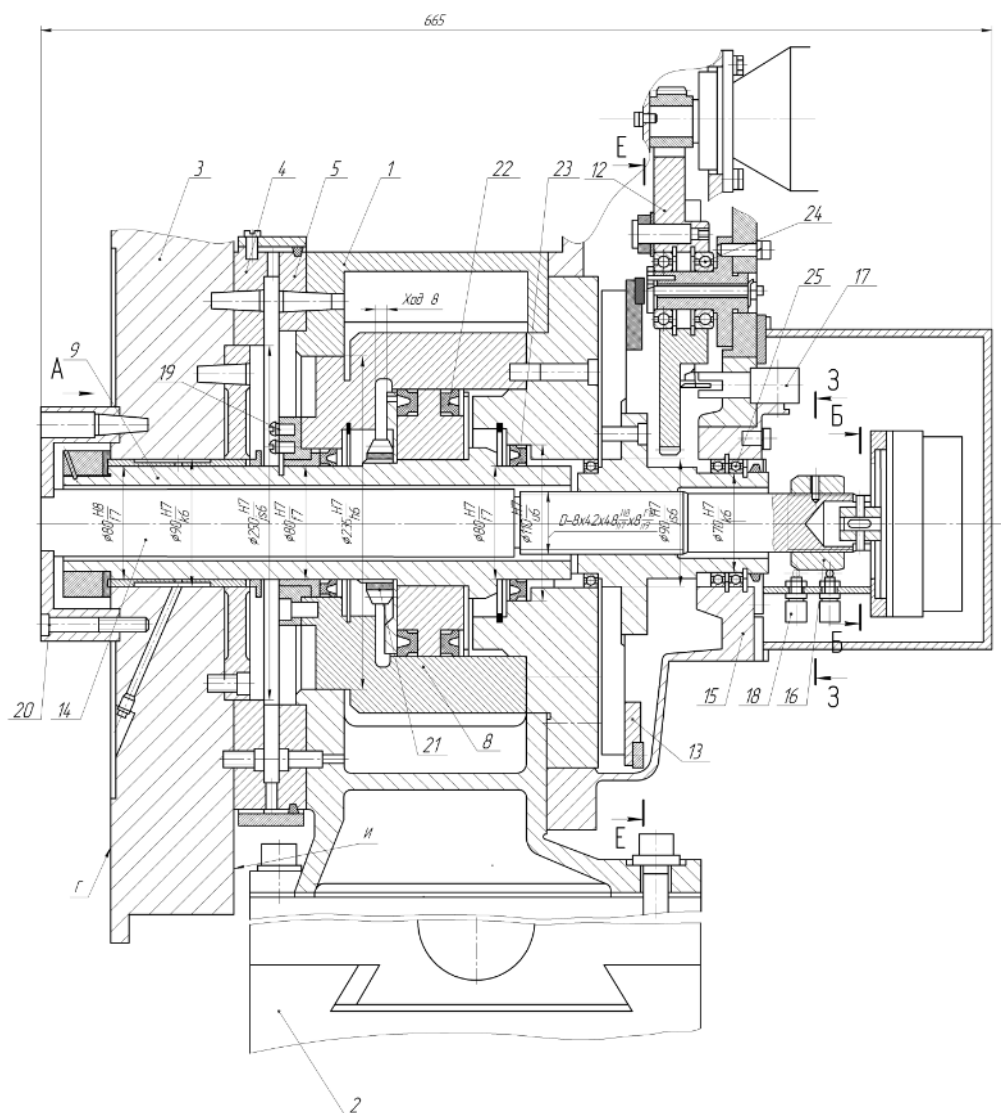


Рисунок 13 – Револьверная головка

Определяем углы поворота мальтийского креста и кривошипа: [4, с. 11];

$$\beta = 180^\circ - \alpha;$$

$$\alpha = \frac{360^\circ}{2};$$

$$\beta = 150^\circ.$$

Определяем конструктивные размеры механизма; длина кривошипа: [4, с. 11];

$$R = A \cdot \sin \frac{\alpha}{2};$$

где $A=147$ межосевое расстояние;

$$R = 147 \sin \frac{30}{2} = 38,04 \text{ мм.}$$

Определяем мальтийского креста: [4, с. 11];

$$R_k = A \cdot \cos \frac{\alpha}{2};$$

$$R_k = 147 \cdot \cos \frac{30}{2} = 141,9 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр ролика: [4, с. 11];

$$d_p \approx \frac{R}{3...4};$$

$$d_p \approx \frac{38,04}{4} = 9,51 \text{ мм.}$$

Длина поза креста определяется по формуле: [4, с. 11];

$$l = R + R_k - A + \frac{d_p}{2};$$

Наружный диаметр креста определяется по формуле: [4, с. 11];

$$D_k = 2 \left\{ \sqrt{R_k^2 + \left(\frac{d_p}{2} \right)^2} + c \right\};$$

где c – фаска, принимается обычно, равной 1,5...4 мм; [4, с. 11];

$$l = 38,04 + 141,9 - 147 + \frac{9,51}{2} = 37,69 \text{ мм.}$$

$$D_k = 2 \cdot \left(\sqrt{141,9^2 + \left(\frac{9,51}{2} \right)^2} + 1,5 \right) = 278,11 \text{ мм.}$$

Диаметр вала креста d выбирают из конструктивных соображений: [4, с. 11];

$$d < 2 \cdot \left(A - R - \frac{d_p}{2} \right);$$

$$d < 2 \cdot \left(147 - 38,04 - \frac{9,51}{2} \right) = 208,41 \text{ мм.}$$

Диаметр вала кривошипа d_k выбирают конструктивно при соблюдении условия: [4, с. 11];

$$d_k < 2 \cdot (A - R_k);$$

$$d_k < 2 \cdot (147 - 141,9) = 10,2.$$

Угловая скорость кривошипа: [5, с. 3];

$$\omega = \frac{z_k - 2}{z_k} \cdot \frac{\pi}{t} [1 / c];$$

где $z_k = 12$, число пазов креста, $t = 2,5$ время поворота револьверной головки на одну позицию: [5, с. 3];

$$\omega = \frac{12 - 2}{12} \cdot \frac{3,14}{2,5} = 1,04 [1 / c].$$

Частота вращения вала кривошипа: [5, с. 3];

$$n = \frac{z_k - 2}{z_k} \cdot \frac{30}{t} \text{ об/мин};$$

$$n = \frac{12 - 2}{12} \cdot \frac{30}{2,5} = 10 \text{ об/мин.}$$

Максимальная угловая скорость креста: [5, с. 3];

$$\omega_{k \max} = \frac{\lambda \cdot \omega}{(1 - \lambda)};$$

где $\lambda = \frac{R}{A}$;

$$\lambda = \frac{38,04}{147} = 0,258 ;$$

$$\omega_{\text{к max}} = \frac{0,258 \cdot 1,04}{(1 - 0,258)} = 0,361 .$$

Ускорение креста в начале и конце поворота:

$$\varepsilon_{\text{к}} = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{z_{\text{к}}} \right) \cdot \omega^2 ;$$

$$\varepsilon_{\text{к}} = \operatorname{tg} \left(\frac{3,14}{12} \right) \cdot 1,04^2 = 0,289$$

Максимальное угловое ускорения креста:

$$\varepsilon_{\text{к max}} = \pm \frac{\lambda (1 - \lambda^2) \cdot \sin \varphi_{\text{з}}}{(1 - 2 \cdot \lambda \cos \varphi_{\text{з}} + \lambda^2)} \cdot \omega_{\text{к}}^2 ;$$

где $\varphi_{\text{з}}$ – угол поворота кривошипа, при к-т угловое ускорение креста максимально: [5, с. 4];

$$\cos \varphi_{\text{з}} = \sqrt{\left(\frac{1 + \lambda}{4 \cdot \lambda} \right)^2 + 2} - \frac{1 + \lambda^2}{4 \cdot \lambda} ;$$

$$\cos \varphi_{\text{з}} = \sqrt{\left(\frac{1 + 0,258}{4 \cdot 0,258} \right)^2 + 2} - \frac{1 + 0,258^2}{4 \cdot 0,258} = 0,833 \text{ рад/с},$$

$$\varepsilon_{\text{к max}} = \pm \frac{0,258 (1 - 0,258^2) \cdot \sin 0,833}{(1 - 2 \cdot 0,258 \cos 0,833 + 0,258^2)} \cdot 0,362^2 = 0,052 .$$

Выполнение силового расчета мальтийского механизма. Силовой расчет мальтийских механизмов заключается в определении моментов и сил, действующих механизме и мощности, необходимой для поворота креста. [5, с. 5];

Статический момент сил трения может быть рассчитан для подшипника качения по формуле: [5, с. 5];

$$M_{\text{ст}} = f_{\text{тр}} \cdot P \cdot \frac{d_m}{2} \cdot k ;$$

$$M_{\text{ст}} = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot \frac{249,6}{2} \cdot 1,5 = 468 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $f_{\text{пр}} = (2 \dots 2,5) \cdot 10^{-3}$ динамический коэффициент трения для шарикового радиально – упорного подшипника. [5, с. 6];

где d_m – диаметр центральной окружности. [5, с. 6];

$k = 1,5 \dots 2$ – коэффициент учитывающий для трения вследствие контактных уплотнений и погрешностей изготовления. [5, с. 7];

$$d_m = d \cdot 1,2;$$

$$d_m = 208,41 \cdot 1,2 = 249,6 \text{ мм.}$$

P – эквивалентная нагрузка на подшипник, выполняется по формулам динамического расчета. При выполнении предварительных расчетов может быть определена по формуле: [5, с. 7];

$$P = \frac{G}{2};$$

$$P = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

где $G = 2000$ – вес поворачиваемого узла и закрепляемых на нем детали:

Максимальна сила действующая на ролик кривошипа:

$$P_{\text{р max}} = \frac{M_{\text{ст}}}{A} \cdot (a + b \cdot B);$$

$$P_{\text{р max}} = \frac{468}{147} \cdot (1,35 + 0,422 \cdot 0,028) = 4,33 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

a и b определяется по таблице в зависимости от число пазов.

$$B = \frac{I_{\text{кр}} \cdot \omega}{M_{\text{ст}}};$$

$$B = \frac{0,183 \cdot 1,04}{468} = 0,004.$$

Момент инерции перемещаемых масс:

$$I_{\text{кр}} = \frac{G}{2 \cdot g} \cdot \gamma, \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{кр} = \frac{2000}{2 \cdot g} \cdot 0,018 = 0,183 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

где $\gamma = R_k \cdot 1,3 \cdot 10^{-4} [\text{м}]$; [5, с. 8];

$$\gamma = 1,3 \cdot 10^{-4} = 0,018$$

Максимальный момент сопротивления на валу креста:

$$M_{с\text{ max}} = M_{ст} \cdot (1 + K_{э\text{ max}} \cdot B);$$

$$M_{с\text{ max}} = 468 \cdot (1 + 0,048 \cdot 0,004) = 468,09 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

где $K_{э\text{ max}} = \epsilon_{\text{max}} / \omega^2$;

$$K_{э\text{ max}} = \frac{\epsilon_{\text{max}}}{\omega^2};$$

$$K_{э\text{ max}} = \frac{0,052}{1,04^2} = 0,048.$$

Средний крутящий момент на валу кривошипа:

$$M_k = \frac{M_{ст}}{\eta_m} \cdot (q + m \cdot B);$$

$$M_k = \frac{468}{0,95} \cdot (0,20 + 0,0465 \cdot 0,004) = 98,61 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

где $\eta_m = 0,95$ коэффициент полезного действия мальтийского механизма; [5, с. 9];

где q и m определяется по таблице в зависимости от число пазов.

Средняя мощность необходимая для поворота кривошипа:

$$N_{ср} = \frac{M_k \cdot \omega}{1000};$$

$$N_{ср} = \frac{98,61 \cdot 1,04}{1000} = 0,102 \text{ Вт}.$$

Определяем максимальный крутящий момент по валу кривошипа:

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

$$M_{\text{к max}} = u \cdot M_{\text{к}};$$

$$M_{\text{к max}} = 1,73 \cdot 0,102 = 0,176 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

где $u = 1,73$ определяется по таблице. [5, с. 9];

Проверка на прочность деталей механизма. Рабочие изготавливаются из стали 40Х закаленной до HRC 50...58, ролики из стали ШХ 15, закаленной до HRC 58...62. [5, с. 36];

Проверка ролика кривошипа на прочность при изгибе: [5, с. 12];

$$d_p \geq \sqrt{\frac{32 \cdot M_u}{\pi \cdot [\delta_u]}};$$

$$M_u = P_{p \text{ max}} \cdot l_1;$$

где M_u изгибающий момент, действующий на ось ролика кривошипа; [5, с. 12];

$l_1 \approx d_p$ расстояние от места заделки до точки прихвата; [5, с. 12];

$[\delta_u]$ – допустимое напряжение при изгибе; $\delta_u = 405$ МПа для стали ШХ 15. [5, с. 13];

$$M_u = 4,33 \cdot 0,191 = 0,82 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$d_p \geq \sqrt{\frac{32 \cdot 0,82}{3,14 \cdot [405]}} = 0,045 \text{ мм}.$$

Проверка вала креста на прочность при кручении:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\text{к max}}}{\pi \cdot [\tau_{\text{кр}}]}};$$

где $[\tau_{\text{кр}}]$ – допустимое напряжение при кручении:

$[\tau_{\text{кр}}] = 100$ МПа для стали 45 до закаленной HRC = 45...55. [5, с. 13];

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,176}{3,14 \cdot [100]}} = 0,207 \text{ МПа}.$$

Проверка вала креста на прочность при кручении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{c \max}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}};$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 468,09}{\pi \cdot [100]}} = 2,78 \text{ мм.}$$

Проверка поверхностей паза креста и ролика на контактные напряжения:

$$[\delta_k] \geq 0,478 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{p \max} \cdot E}{d_p \cdot b_l}};$$

где $[\delta_k]$ – допустимые контактные напряжение $[\delta_k] = 535 \text{ МПа}$, для стали 40Х, закаленной до HRC 50...58; [5, с. 15];

$b_1 = 8 \dots 10 \text{ мм}$, толщина креста, [5, с. 15];

$$[\delta_k] \geq 0,478 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 4,33 \cdot 2 \cdot 10^5}{9,51 \cdot 8}} = 28,34 \text{ МПа.}$$

Определяем модули зубьев в передачах

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

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

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

$$z_1 - z_2 : \quad z_1 = 10, \quad i_{зп(z_1 - z_2)} = 1,9, \quad M_{кл} = 77,81 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 270 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,70,$$

$$m_k = \frac{770}{19} \cdot \sqrt[3]{\frac{77,81 \cdot 1,12 \cdot (1,9 + 1)}{1,9 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,80 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{77,81 \cdot 1,2 \cdot 3,70}{19^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 2,89 \text{ мм}.$$

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

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

Расчетная модель привода может быть представлена в виде дискретного инерционного элемента без упругих связей которые характеризуются моментом инерции: [6, с. 12, ф 3];

$$I_{\Sigma} = I_g + I_{ин},$$

где I_g – момент инерции вращающихся элементов двигателя.

$I_{ин}$ – приведенный к валу двигателя момент инерции инструментального диска, [6, с. 15];

$$I_{ин} = \frac{I_{ин}}{i^2},$$

где I – передаточное отношение звеньев кинематической цепи между инструментальным диском и валом приводного двигателя. [6, с. 15];

Известно, что момент инерции инструментального диска.

$$I_{и} = m r^2,$$

$$I_{и} = 200 \cdot 0,31^2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

В данном случае масса m инструментального диска должна включать и массу режущих и вспомогательных инструментов, последнюю можно принять равной массе инструментального диска; r – радиус инструментального диска (блока).

Момент, развиваемый на валу двигателя M_d , должен быть таким, чтобы преодолеть динамическую нагрузку от сил инерции $M_{и}$ и статическую нагрузку от сил трения в звеньях кинематической цепи привода M_t . Уравнение моментов при пуске двигателя будет иметь вид: [6, с. 17];

$$M_d = M_{и} + M_t,$$

Расчёт сил трения (моментов) весьма сложен и поэтому при проектном расчёте потери учитываются КПД механизма η . [6, с. 17];

Трение в опорах, момент, развиваемый на валу приводного двигателя,

$$M_d = \frac{M_{и}}{\eta},$$

где η – полный КПД передач от инструментального диска до двигателя. В свою очередь, [6, с. 18];

$$M_{и} = I_{ин} \cdot \varepsilon ,$$

или,

$$M_{и} = \frac{I_{ин} \cdot \varepsilon}{r^2} = \frac{m r^2 \varepsilon}{i^2} ,$$

Величина углового ускорения ε определяется из заданного закона изменения угловой скорости ω инструментального диска. При расчётах принимают трапецеидальный закон изменения ω , т.е. разгон и торможение инструментального диска проходит с постоянным ускорением ε , $\alpha_p = \alpha_t$ [6, с. 18];

Это снижает ударные нагрузки и уменьшает мощность двигателя.

Величины путей разгона φ_p и торможения φ_t одинаковы и составляют некоторую часть общего перемещения φ , т.е.

где k_φ – коэффициент характеризующий интенсивность нарастания (снижения) скорости исполнительного звена (инструментального диска) [6, с. 18];

$$k_\varphi = \frac{\varphi_p}{\varphi} = \frac{\varphi_t}{\varphi} ;$$

Коэффициент выбирается исходя из условия ограничения наибольшего линейного ускорения, которое не должно превышать величины $\frac{g}{2}$; т.е. 2...5 м/с², что соответствует: [6, с. 20.];

$$k_\varphi = 0,1 \dots 0,5 ;$$

Путь разгона для принятого закона движения

$$\varphi_p = \frac{\varepsilon t^2}{2} = \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 = \frac{\omega^2}{2\varepsilon} ;$$

где t – время разгона и торможения.

Откуда угловое ускорение ε инструментального диска.

$$\varepsilon = \frac{\omega^2}{2\varphi_p} = \frac{\omega^2}{2k_\varphi\varphi} ;$$

С учётом нижеперечисленного выражения формула принимает вид

$$M_{\text{д}} = \frac{m r^2 \cdot \omega^2}{2 k_{\varphi} \cdot \varphi i^2 \cdot \eta};$$

С учётом момента инерции вращающихся частей двигателя имеем:

$$M_{\text{д}} = \frac{m r^2 \cdot \omega^2}{2 k_{\varphi} \cdot \varphi i^2 \cdot \eta} + I_{\text{д}} \omega^2;$$

Данное выражение получено для статически и динамически уравновешенного инструментального диска (блока). Окончательно мощность приводного двигателя

$$N_{\text{д}} = M_{\text{д}} \cdot \omega_{\text{д}};$$

где $\omega_{\text{д}}$ – выбранная предварительно частота вращения двигателя.

В случае использования треугольного закона изменения скорости поворота механизма автоматической смены инструмента (АСИ) величина φ , как и в случае трапецеидального, определяется в зависимости от числа позиций автоматической смены инструмента (АСИ). В общем случае: [6, с. 21];

$$\varphi = \frac{2\pi}{n}$$

где n – число позиций.

Принимаем, что в пределах переключения соседних позиций укладывается путь разгона и торможения т.е.

$$\varphi_{\text{р}} + \varphi_{\text{н}} \leq \varphi;$$

Учитывая, что наибольшее линейное ускорение в подобных конструкциях не должно превышать $\alpha_{\text{max}} = (2 \dots 5) \text{ м/с}^2$, определим допустимый путь разгона как

$$[\varphi_{\text{р}}] = \frac{\varepsilon_{\text{max}} t_{\text{р}}^2}{2} = \frac{a_{\text{max}} t_{\text{р}}^2}{2r};$$

При $\varphi = 2$ $\varphi_{\text{р}} = 2\varphi_{\text{р}}$ минимально допустимое время переключения инструментального диска $t_{\text{р}}$ от i -й к $(i+1)$ -й позиции определяется как: [6, с. 22];

$$t_n = t_n + t_r = \sqrt{\frac{2\pi r}{a_{max} n}};$$

При этом достигается угловая скорость, равная:

$$\omega_{max} = \frac{a_{max}}{2r} t_p \approx 1,4 \dots 3,5 \text{ рад/с.}$$

Общее время t_Σ переключения от i -й до $(i-1)$ -й позиции найдем по формуле

$$t_\Sigma = \frac{2\pi(n-1)}{n1 / \omega_{max}} + t_n;$$

Время переключения инструментального диска обычно больше расчётного за счет дополнительного времени, необходимого для вывода из зацепления торцовой муфты и для закрепления диска после выполненного поворота.

Исходя из принятых допущений имеем $k_\varphi \leq 0,5$ это равенство достигается при

$$\varphi_p = \varphi_r = 0,5\varphi, \varphi = \frac{2\pi}{n};$$

Тогда,

$$M_d = \frac{m r^2 \omega^2}{2\pi i^2};$$

$$M_d = \frac{19,22^2 \cdot 3^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 8,23} = 0,013 \text{ Н·м.}$$

Примем конструктивные параметры механизма автоматической смены инструмента (АСИ):

Диаметр инструментального диска 620 мм

Ширина инструментального диска 87 мм

Число позиций инструментального диска 12

Радиус гнезд 230мм

Диаметр посадочного отверстия гнезда 60 мм

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

Параметры движения инструментального диска $\omega=3\text{с}^{-1}$, $\varepsilon=50\text{с}^2$

Масса механизма 200 кг.

Определим момент инерции, системы механизма автоматической смены инструмента:

$$I_{\Sigma} = 0,017 + 0,003 = 0,02 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Для этого рассчитаем приведенный к валу двигателя момент инерции инструментального диска,

$$i = \frac{19}{10} = 1,9 ,$$

$$I_{ин} = \frac{19,22}{16^2} = 0,75 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Передаточное отношение звеньев кинематической цепи принимаем с учётом кинематической схемы равной 16. [6, с. 28];

Рассчитаем момент инерции инструментального диска

$$I_{и} = 200 \cdot 0,31^2 = 19,22 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Определим момент при пуске двигателя:

$$M_{д} = \frac{1,55}{0,885} = 1,81 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Перед этим рассчитаем момент преодоления нагрузок и сил трения в цепи:

$$M_{д} = 0,28 \cdot 50 = 14 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

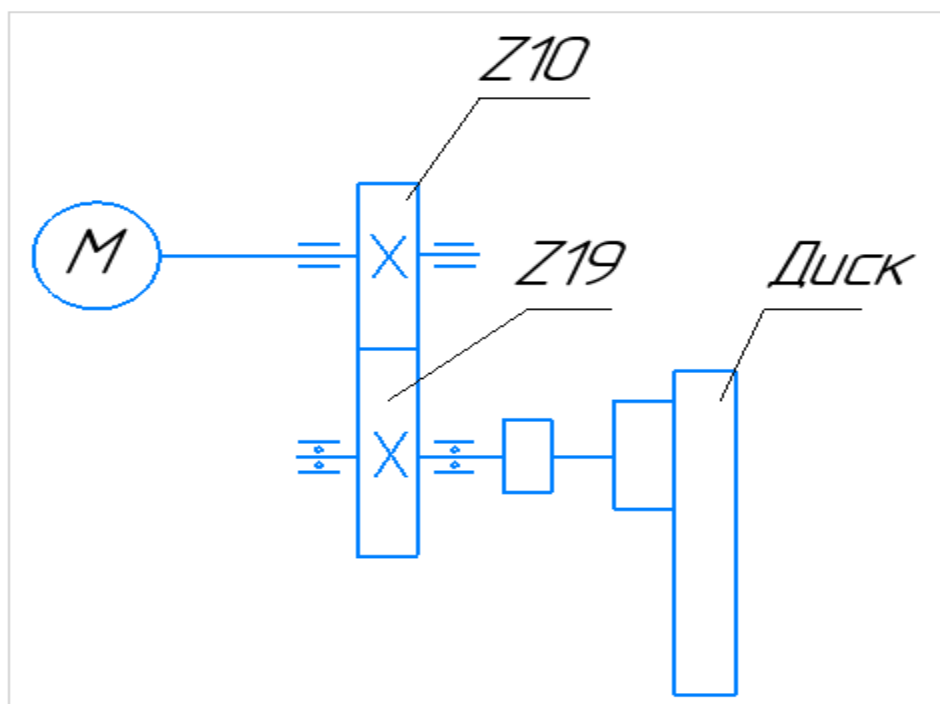


Рисунок 14 – Кинематическая схема привода смены инструмента

При этом полный КПД механизма автоматической смены инструмента (АСИ).

Будет равен:

$$\eta = \eta_{\text{зоп}} \cdot \eta_{\text{пп}} ;$$

где $\eta_{\text{пп}}$ – КПД пары подшипников

где $\eta_{\text{зоп}}$ – КПД зубчатой открытой передачи [6, с. 35];

$$\eta_{\text{пп}} = 0,99 ;$$

$$\eta_{\text{зоп}} = 0,97 ;$$

Тогда;

$$\eta = 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,92 .$$

Далее рассчитаем путь разгона и торможения:

$$\varphi_p = \frac{3^2}{2 \cdot 50} = 0,09 \text{ рад.}$$

Из справочных данных принимаем $k_\varphi = 0,3 \text{ рад.}$ [6, с. 35];

С учётом принятых всех данных и приведенных выше расчётов момент при пуске двигателя находится по формуле:

$$M_{\text{д}} = \frac{m r^2 \omega^2}{2 k_{\phi} \pi i^2 \eta} + I_{\text{д}} \omega^2 ;$$

$$M_{\text{д}} = \frac{200 \cdot 0,3^2 \cdot 3^2}{2 \cdot 0,3 \cdot 45,6^2 \cdot 0,92} + 0,01 \cdot 3^2 = 0,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Мощность привода находится по формуле:

$$\omega_{\text{д}} = \frac{\pi n_{\text{д}}}{30} = 157 \text{ об/мин}.$$

где $n_{\text{д}}=1500$ об/мин, номинальная частота вращения двигателя. [6, с. 35];

Тогда:

$$N_{\text{д}} = 0,6 \cdot 157 = 99,2 \text{ Вт} = 0,099 \text{ кВт}.$$

После проведенных расчётов найдем значение времени переключения инструментального диска от первого инструмента до последующего на $(n+1)$:

$$t_{\text{n}} = \sqrt{\frac{2\pi \cdot 0,05}{2 \cdot 12}} = 0,11.$$

Из этого следует, что общее время переключения позиций найдем по формуле:

$$t_{\Sigma} = \frac{2\pi(12-1)}{12 \cdot 3} \cdot 0,11 = 0,2.$$

По полученным данным и расчётам следует выбрать двигатель постоянного тока серии 2П типа:

2ПБ122L, с техническими характеристиками: [6, с. 36];

$$P_{\text{ном}} = 1 \text{ кВт}$$

$$n_{\text{ном}} = 1500 \text{ об/мин}$$

$$n_{\text{max}} = 4000 \text{ об/мин}$$

$$I = 0,017 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Заключение

При выполнении выпускной квалификационной работы был спроектирован привод главного движения с увеличенным диапазоном регулирования и разработана конструкция револьверной головки, которая позволила расширить функциональные возможности токарного обрабатывающего центра по типу базовой модели 1740РФ3.

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

Также была разработана соответствующая конструкторская документация.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Список использованной литературы

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

2. Михеев И.И. Расчет и конструирование металлорежущих станков : Учеб. пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.Н. Денисов. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 152 с.

3. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков. – Изд. 4-е, доп. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. – 200 с.

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

5. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какоило и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М. : Машиностроение, 2011. – 586 с.

6. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механических приводов машин : метод. указания и задания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2011. – 80 с.

7. Пантелеев В.Ф. Выбор и расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения : метод. указания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2012. – 56 с.

8. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др. ; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.

9. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

13. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник–учебник. В 3-х т.; под общ. ред. А.С. Проникова.–М. : Изд-во МГТУ им. Н. В. Баумана ; Машиностроение, 1995.

14. Металлорежущие станки и автоматы: учебник для машиностроительных вузов / под ред. А.С. Проникова.– М. : Машиностроение, 1981.– 319с.

15. Обработка металлов резанием (справочник технолога) / Под ред. А.А. Панова. – М. : Машиностроение, 1988. – 736 с.

16. Справочник по автоматизированному электроприводу / Под ред. А.А. Елисеева и А.В. Шинянского – М. : Энергоиздат, 1983. – 616 с.

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

Приложение А – Ведомость выпускной
квалификационной работы

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение Б – Спецификации

					ПГУ 15.03.02.01.00.00ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		