

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

15.04.05 Конструкторско-
технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Магистерская программа

Металлообрабатывающие станки

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему

Исследование показателей динамического качества САУ вертикально-фрезерного
станка с ЧПУ

ПГУ 15.04.05.07.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 19ММм2


(подпись, дата)

Линник В.Г.

(фамилия, инициалы)

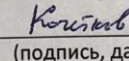
Научный руководитель


(подпись, дата)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер


(подпись, дата)

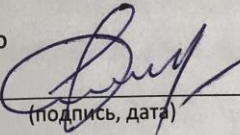
Кочетков Д.В.

(фамилия, инициалы)

Рецензент

к.т.н., начальник конструкторского бюро
АО «ПО «Электроприбор» (г. Пенза)

(должность, место работы)

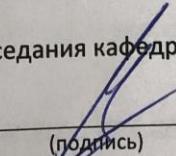

(подпись, дата)

Белашов М.В.

(фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой


(подпись)

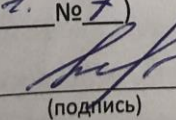
Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 01.07.21г. № 7)

Секретарь ГЭК


(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2021

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« 10 » июля 2021 г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент гр. 19ММм2 Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта, направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Линник Вероника Геннадьевна

2. Научный руководитель магистерской диссертации доцент Истомина Ю. В.

3. Время проектирования с 10 июня 2021 г. по 08 июля 2021 г.

4. Место преддипломной практики ФГБОУ ВО «ПГУ», кафедра «ТОМ»

5. Тема магистерской диссертации

Исследование показателей динамического качества САУ вертикально-фрезерного станка с ЧПУ

Тема утверждена приказом ПГУ № 1056/о от 30.12.2020 г.

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

спроектировать систему автоматического управления приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ, выполнить исследование показателей динамического качества разработанной САУ

7. Объем и содержание основной части работы

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

должна содержать обоснование актуальности темы диссертации, цель, объект и методы исследования, научную новизну и практическую ценность работы, описание основных узлов и технические характеристики вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу модели 6Р13ФЗ-37, кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка, функциональную схему разработанной системы автоматического управления приводом продольной подачи стола станка, математическую модель САУ, переходные характеристики

и показатели динамического качества системы управления, полученные при различных значениях параметров САУ, выводы по работе

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

1. Цель работы, объект исследования, научная новизна и практическая ценность

2. Технические характеристики вертикально-фрезерного станка с ЧПУ

3. Кинематическая схема станка

4. Функциональная схема САУ приводом продольной подачи стола станка

5. Математическая модель САУ

6. Структурная схема САУ

7. Переходные характеристики САУ

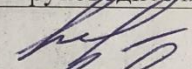
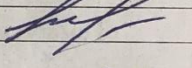
8. Показатели динамического качества САУ

9. Выводы по работе

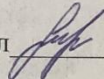
8. Особые требования по выполнению разделов:

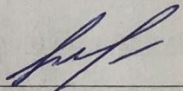
нет

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Оформление пояснительной записки	85	до 24.06.2021 г.	
2. Оформление презентации	15	до 28.06.2021 г.	

Дата выдачи задания 10 июня 2021 г.

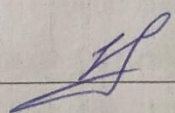
Задание к исполнению принял 

Руководитель работы 

10 июня 2021 г.

Магистерскую диссертацию к защите допустить

Декан Факультета промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

 С.Ю. Киреев

ОПОН освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

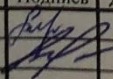
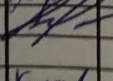
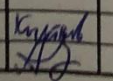
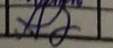
«___» _____ 2021 г.

Реферат

Пояснительная записка магистерской диссертации содержит 141 страницу формата А4, 49 рисунков, 10 таблиц, 16 источников литературы и 3 приложения.

ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫЙ СТАНОК С ЧПУ, СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ, ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, СТРУКТУРНАЯ СХЕМА, ПЕРЕХОДНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА, СТАТИЧЕСКАЯ ОШИБКА, ДИНАМИЧЕСКАЯ ОШИБКА, ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА.

В пояснительной записке приведены обоснование актуальности использования систем автоматического управления (САУ) приводами металлообрабатывающего оборудования, цель и объект исследования, научная новизна и практическая ценность; представлены технические характеристики вертикально-фрезерного станка с ЧПУ, спроектированного по типу мод. 6Р13ФЗ-37; выполнены кинематический и силовой расчеты привода главного движения. Кроме того, разработаны функциональная схема САУ приводом продольной подачи стола станка и ее математическая модель; получены переходные характеристики системы управления; определены диапазоны изменения значений конструктивных и эксплуатационных параметров САУ, обеспечивающие наилучшие показатели динамического качества (быстродействие, запас и степень устойчивости); даны выводы по работе.

					ПГУ 15.04.05.07.00.00 ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Исследование показателей динамического качества САУ вертикально-фрезерного станка с ЧПУ	Лит.	Лист	Листов	
Разраб.		Линник В.Г.							
Провер.		Истомина Ю.В.					3	141	
Н. контр.		Кочетков Д.В.				Кафедра «ТОМ», гр. 19ММм2			
Утв.		Липов А.В.							

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	6
1 ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА С ЧПУ	9
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ	12
2.1 ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ	12
2.2 ЧИСЛА ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ	19
2.3 КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	22
2.4 ЭСКИЗНОЕ ОФРМЛЕНИЕ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	23
2.4.1 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ	23
2.4.2 МОДУЛИ ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ	28
2.4.3 ДИАМЕТРЫ ВАЛОВ	33
2.4.4 МЕЖЦЕНТРОВЫЕ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ВАЛАМИ	36
2.4.5 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	37
2.4.6 СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА.....	42
3 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	44
3.1 РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ	44
3.2 РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА	59
3.3 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ОПОР ШПИНДЕЛЯ.....	63
3.4 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	64
3.5 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	64

3.6 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ.....	66
4 СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ ПРОДОЛЬНОЙ ПОДАЧИ СТОЛА ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА С ЧПУ	72
4.1 ПЕРЕДАТОЧНАЯ ФУНКЦИЯ САУ	75
4.2 ПЕРЕХОДНАЯ ФУНКЦИЯ САУ	79
4.3 ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА САУ	93
ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ	107
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ И ЛИТЕРАТУРЫ.....	108
ПРИЛОЖЕНИЕ А. НАУЧНАЯ СТАТЬЯ	110
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ПРЕЗЕНТАЦИЯ	111
ПРИЛОЖЕНИЕ В. ПРОГРАММА РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ САУ	112

ВВЕДЕНИЕ

Современное развитие машиностроительного производства предлагает существенное повышение уровня автоматизации производственного процесса и управления с целью обеспечения выпуска продукции требуемого качества в заданный срок при минимальных затратах. Автоматизация производств неизменно связана с созданием различных систем управления, которые выполняют функции контроля и регулирования производственных процессов, заменяя человека. Сегодня автоматизация процессов производства лежит в основе развития всех отраслей техники. С каждым годом автоматизация охватывает все новые звенья производственного процесса и становится комплексной, вызывая кардинальные изменения в технологии и организации производства [1].

Одним из способов повышения точности обработки при сохранении или даже снижении трудоемкости является автоматизация металлообрабатывающего оборудования путем создания и внедрения САУ, обеспечивающих управление объектами и процессами в автоматическом режиме. Системы автоматического управления (САУ) доказали свою эффективность и нашли широкое применение в машиностроении. Важной задачей в любом используемом оборудовании является повышение показателей динамического качества САУ. К таким показателям относят запас и степень устойчивости, а также быстродействие.

Целью диссертационной работы является исследование показателей динамического качества системы автоматического управления приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу мод. 6Р13Ф3-37.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились с использованием основных положений теории автоматического управления с

применением средств вычислительной техники. Моделирование САУ и ее элементов выполнялось с помощью математического пакета MathCAD 15.

Объектом исследования является система автоматического управления приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу мод. 6P13Ф3-37.

Научная новизна.

Предложена математическая модель САУ, позволяющая на стадии проектирования определять диапазон изменения конструктивных и эксплуатационных параметров системы, обеспечивающих заданный характер переходного процесса, и требуемые показатели динамического качества.

Практическая ценность.

Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу мод. 6P13Ф3-37.

На защиту выносятся: технические характеристики вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу мод. 6P13Ф3-37, кинематическая схема станка, функциональная схема САУ приводом продольной подачи стола станка, математическая модель САУ, структурная схема САУ, переходные характеристики САУ, результаты исследования, показатели динамического качества САУ, выводы по работе.

Апробация работы: основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на XII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Системы проектирования, моделирования, подготовки производства и управления проектами CAD/CAM/CAE/PDM» (Пенза, 2021) и на XXXI конференции «Актуальные проблемы науки образования» (Пенза, 2021).

Публикация. По теме диссертации опубликована 1 научная статья в сборнике, входящем в РИНЦ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, основных результатов, выводов, списка использованных источников и литературы, содержит 112 страниц основного текста, 10 таблиц и 49 рисунков.

1 Технические характеристики вертикально-фрезерного станка с ЧПУ

Вертикально-фрезерный станок 6Р13Ф3-37 предназначен для обработки плоских или пространственных изделий сложного профиля типа штампов, пресс-форм, кулачков из легированных сталей, чугуна и цветных металлов в серийном и мелкосерийном производствах.

Станок оснащён устройством числового программного управления типа «НЗЗ-2М», позволяющим вести обработку изделий в режиме программного управления одновременно по трем координатам: продольной, поперечной и вертикальной.

Продольное перемещение стола осуществляется от двигателя постоянного тока через одноступенчатый редуктор с передаточным отношением $i=1:2$ и передачу «винт-гайка качения».

Управление электродвигателем привода продольной подачи стола происходит от УЧПУ (устройства числового программного управления) через тиристорный преобразователь.

Обратная связь по скорости осуществляется через встроенный в двигатель тахогенератор с возбуждением от постоянных магнитов. А обратная связь по положению – через вращающийся трансформатор типа ВТМ-1В.

Для обработки криволинейных поверхностей станок оснащён специальным копировальным устройством. Обработка криволинейных поверхностей производится по копирам, контур которых ощупывается наконечником электроконтактного датчика перемещения стола.

Шпиндельная головка имеет свой кинематический узел главного движения с отдельным приводом от асинхронного двигателя. Шпиндель имеет 18 различных скоростей. Шпиндельная головка состоит из трех основных элементов: салазка, редуктор и ползун со шпинделем. Салазка центрируется в кольцевой выточке горловины станины и крепится к ней

четырьмя болтами. Редуктор служит для передачи шпинделю основного движения от коробки скоростей через пару конических и три цилиндрических колеса. Перемещение ползуна со шпинделем по программе осуществляется от высокомоментного двигателя через редуктор из пары цилиндрических колес и передачу «винт-гайка качения».

Коробка переключения скоростей обеспечивает получение 18 скоростей шпинделя и позволяет выбирать требуемую скорость без последовательного прохождения промежуточных ступеней. Смазка коробки переключения скоростей осуществляется от плунжерного насоса коробки скоростей.

Консоль является базовым узлом, объединяющим приводы вертикального и поперечного перемещения стола. В глубине консоли смонтирован двухступенчатый редуктор поперечного перемещения стола с передаточным отношением $i=1:2$ [2,3].

Таблица 1.1 – Технические характеристики вертикально-фрезерного станка с ЧПУ

Размеры рабочей поверхности стола, мм	400x1600
Наибольшее перемещение стола (продольное), мм	1000
Наибольшее перемещение стола (поперечное), мм	400
Наибольшее перемещение стола (вертикальное), мм	420
Пределы подач стола, ползуна, мм/мин	3-4800
Количество частот вращения шпинделя	18
Пределы частоты вращения шпинделя, об/мин	40-2000

Габаритные размеры станка, мм	2595x3200x3060
-------------------------------	----------------

Продолжение таблицы 1.1

Масса станка без электрооборудования, кг	4450
Скорость быстрого перемещения стола и ползуна мм/мин	4800
Устройство ЧПУ - контурное типа	НЗЗ-2М

2 Кинематический расчет привода главного движения

2.1 График частот вращения шпинделя

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

Диапазон регулирования привода R_{Π} при постоянной мощности [4, с. 31]:

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

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

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

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\phi_{\text{к}} = R_{\text{дв}} \phi$ [4, с. 31].

Определяем мощность электродвигателя [4, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 7,5 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания;

η – КПД привода.

Для расчета мощности электродвигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$ [4, с. 12], принимаем $\eta = 0,85$.

Тогда,

$$P_{\text{дв}} = \frac{7,5}{0,85} = 8,82 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель типа 2ПФ180L [5, с. 142–143, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(мах)}} = 3500 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем диапазон регулирования электродвигателя при постоянной мощности [4, с. 32]:

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

где $n_{\text{дв(мах)}}$ и $n_{\text{дв(ном)}}$ – соответственно максимальная и номинальная частоты вращения электродвигателя при постоянной мощности.

Следовательно,

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

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [4, с. 32]:

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

где $R_{\text{п}} = 90$ – диапазон регулирования привода при постоянной мощности.

Тогда,

$$R_{\text{к}} = \frac{90}{3,5} = 25,7.$$

Определяем число скоростей коробки [4, с. 36]:

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

$$z = \frac{\lg 90}{\lg 3,5} = 3,59.$$

Это значение можно округлить до 3 или 4.

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

Чтобы выбрать знаменатель ряда ϕ можно воспользоваться следующими рекомендациями [4, с. 20]: для фрезерных станков всех типов – $\phi = 1,26$.

Принимаем $\phi = 1,26$.

Определяем величину c [4, с. 33]:

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

$$c = \frac{\lg 3,5}{\lg 1,26} = 5,420.$$

принимаем $c = 5$.

Определяем число интервалов $\lg \phi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы [4, с. 33]:

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

где R_m , R_r – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то [4, с. 37]:

$$K_m = \frac{\lg R_k}{\lg \phi};$$

$$K_m = \frac{\lg 25,7}{\lg 1,26} = 14,04.$$

Округляем до $K_m = 14$.

Однако при $\varphi = 1,26$ число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи группы, не может превышать 9 [4, с. 22, т. 4]. Поэтому принимаем $K_m = 9$. Оставшиеся 5 интервалов можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [4, с. 33]:

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

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

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

Фактический диапазон регулирования коробки $R_{\kappa(\varphi)} = R_a \varphi^{K_m}$; в нашем случае $R_a = 1$, $\varphi = 1,26$, $K_m = 9$; следовательно,

$$R_{\kappa(\varphi)} = 1 \varphi^9 = 1 \cdot 1,26^9 = 8 \text{ [4, с. 23, т. 5].}$$

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{\pi(\varphi)} = 3,5 \cdot 8 = 28.$$

Определяем число K_1 интервалов между максимальной частотой вращения шпинделя и максимальной частотой вращения электродвигателя, а

также число K_2 интервалов между максимальной и минимальной частотами вращения шпинделя [4, с. 33]:

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

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

где $n_{\text{шп(мак)}}$ – максимальная частота вращения шпинделя.

Рассчитанные значения K_1 и K_2 округляем до ближайшего большего целого [4, с. 33].

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [4, с. 13, 20]:

$$n_{\text{шп(мак)}} = R_{\text{п}} n_{\text{шп(мин)}},$$

где $n_{\text{шп(мин)}} = 40 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя,

$R_{\text{п}} = 90$ – диапазон регулирования привода.

Тогда,

$$n_{\text{шп(мак)}} = 90 \cdot 40 = 3600 \text{ мин}^{-1};$$

$$K_1 = \frac{\lg(3500 / 3600)}{\lg 1,26} = 0,121;$$

принимаем $K_1 = 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 28}{\lg 1,26} = 14,418;$$

принимаем $K_2 = 14$.

Определяем общее число интервалов [4, с. 33]:

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2 ;$$

$$K_{\text{общ}} = 1 + 14 = 15 .$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 15 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

Для того чтобы регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне выполнялось при постоянной мощности, необходимо при построении графика частот вращения следить за тем, чтобы диапазон регулирования в последующей группе был всегда меньше, чем на предыдущем валу [4, с. 33–34].

По таблице 3 [4, с. 14–18] выбираем ряд: 4000; 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; и строим график частот вращения (рисунок 2.1) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 14$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 160 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 630 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 9. Поэтому из точки A проводим луч на три ($9 - 6 = 3$) интервала вверх в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 1250 \text{ мин}^{-1}$. Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в нашем случае это четыре и пять интервалов), т. е. из точки A проводим луч в точку $n_{\text{шп}} = 500 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки A откладываем величину $c = 5$ интервалам вверх по линии II, получаем точку B . Из точки B проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки A [4].

Затем точки A и B соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам электродвигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов электродвигателя откладываем шесть интервалов и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точки A . Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шп}} = 125 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 100 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 80 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 63 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 50 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 40 \text{ мин}^{-1}$).

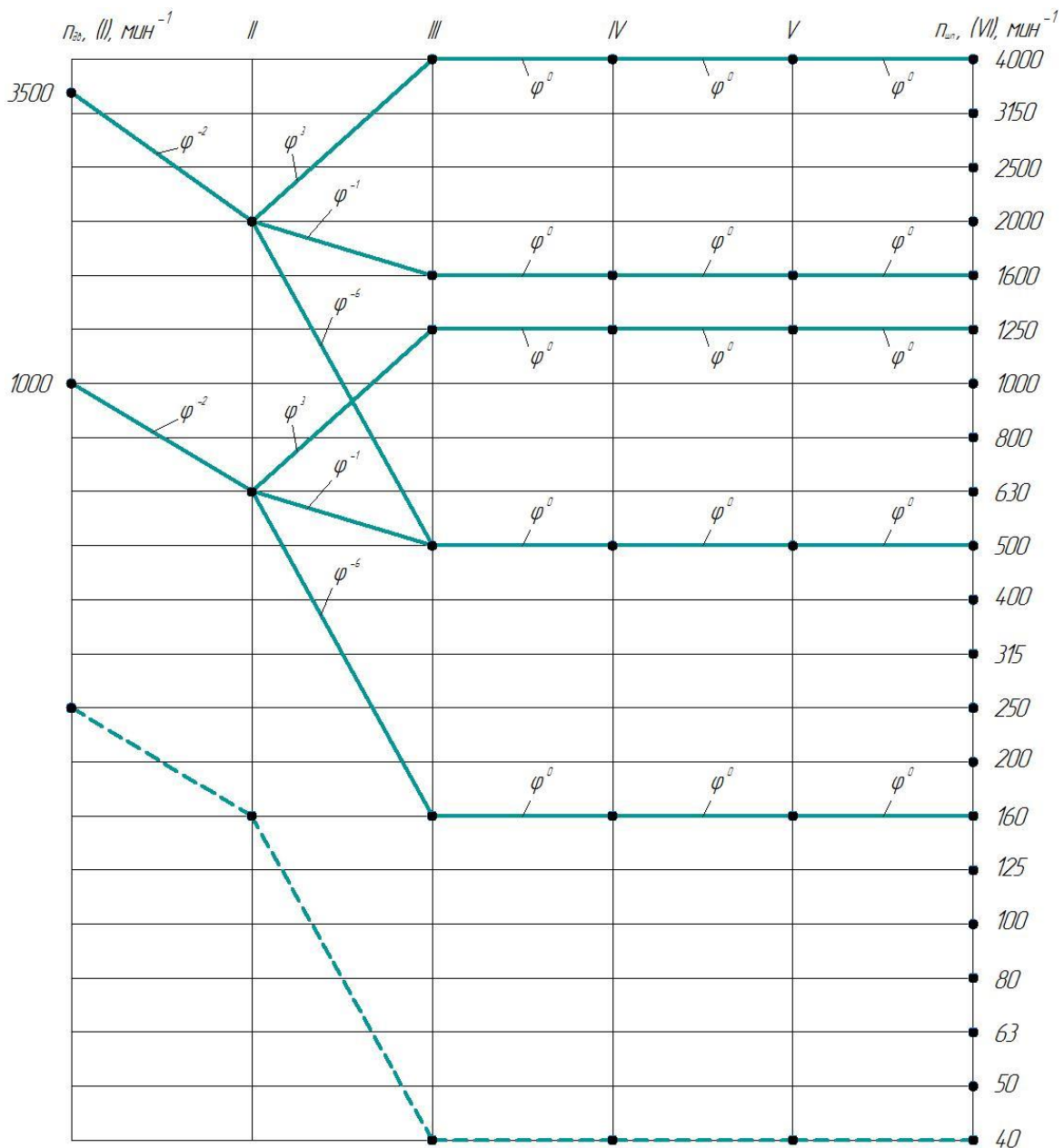


Рисунок 2.1 – График частот вращения шпинделя

На рисунке 2.2 показана кинематическая схема привода главного движения станка (z – числа зубьев колес).

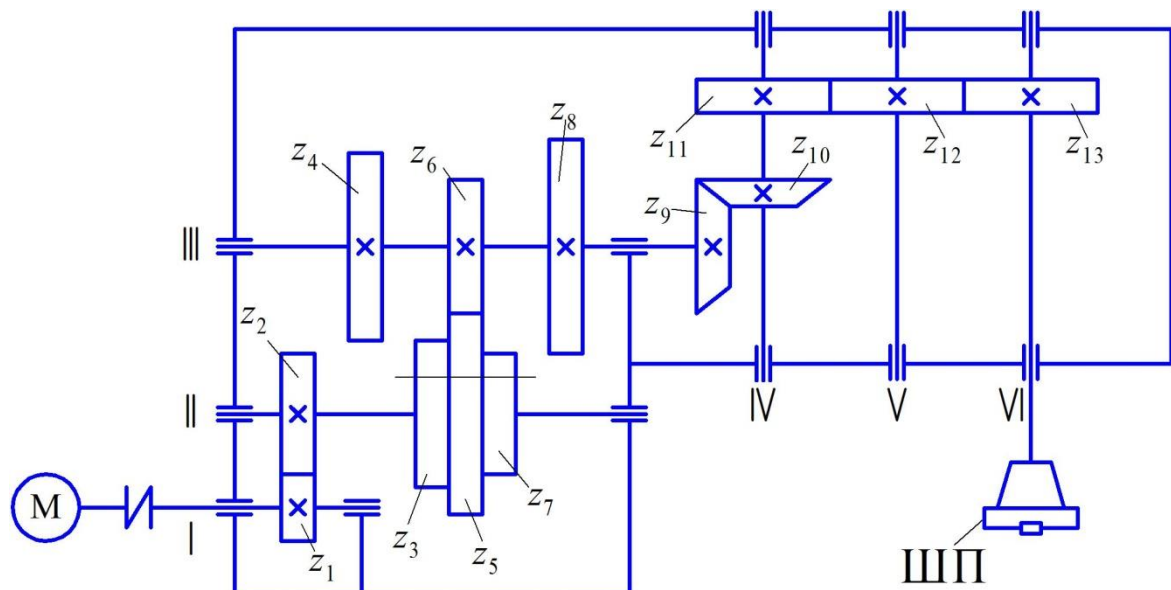


Рисунок 2.2 – Кинематическая схема привода главного движения станка (предварительный вариант)

2.2 Числа зубьев в передачах

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

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода, используя таблицу 7 [4, 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 $\sum z$ и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

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

$$z_1 - z_2: \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{II}}} = \frac{3500}{2000} = 1,75 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{1000}{630} = 1,58 \quad (\text{см. рисунок 2.1 – График частот вращения шпинделя}),$$

$$\varphi^{-2} = 1,58 - \text{по таблице 5 [4, с. 23]},$$

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,58$, $\sum z = 80$, $z_1 = 31$ [4, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_2 = \sum z - z_1 = 80 - 31 = 49.$$

2) переборная группа:

$$z_3 - z_4: \quad \text{передаточное отношение} \quad - \quad i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2000}{1600} = 1,25 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{630}{500} = 1,26 \quad (\text{см. рисунок 2.1 – График частот вращения шпинделя}),$$

$$\varphi^{-1} = 1,26 - \text{по таблице 5 [4, с. 23]},$$

принимаем $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1,26$, $\sum z = 113$, $z_3 = 50$ [4, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_4 = \sum z - z_3 = 113 - 50 = 63;$$

$$z_5 - z_6: \text{ передаточное отношение} - i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{II}}} = \frac{4000}{2000} = 2 \quad \text{или} \quad i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = \frac{1250}{630} = 1,98$$

(см. рисунок 2.1 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^3 = 2$ – по таблице 5 [4, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_5-z_6)} = 2$, $\sum z = 113$, $z_6 = 38$ [4, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_5 = \sum z - z_6 = 113 - 38 = 75;$$

$z_7 - z_8$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{III}}} = \frac{2000}{500} = 4$ или

$$i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = \frac{630}{160} = 3,9375 \text{ (см. рисунок 2.1 – График частот вращения шпинделя),}$$

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

принимаем $i_{\text{зн}(z_7-z_8)} = 3,98$, $\sum z = 113$, $z_7 = 23$ [4, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_8 = \sum z - z_7 = 113 - 23 = 90.$$

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

$z_9 - z_{10}$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{n_{\text{III}}}{n_{\text{IV}}} = \frac{4000}{4000} = 1$ или $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{1600}{1600} = 1$

$$\text{или } i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{1250}{1250} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{500}{500} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = \frac{160}{160} = 1 \text{ (см. рисунок 2.1}$$

– График частот вращения шпинделя), $\varphi = 1,00$ – по таблице 5 [4, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_9-z_{10})} = 1,00$, $\sum z = 80$, $z_9 = 40$ [4, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_{10} = \sum z - z_9 = 80 - 40 = 40.$$

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

$z_{11} - z_{12}$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z_{11}-z_{12})} = \frac{n_{\text{IV}}}{n_{\text{V}}} = \frac{4000}{4000} = 1$ или

$$i_{\text{зн}(z_{11}-z_{12})} = \frac{1600}{1600} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_{11}-z_{12})} = \frac{1250}{1250} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_{11}-z_{12})} = \frac{500}{500} = 1 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_{11}-z_{12})} = \frac{160}{160} = 1 \text{ (см. рисунок 2.1 – График частот вращения шпинделя),}$$

$\varphi = 1,00$ – по таблице 5 [4, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_{11}-z_{12})} = 1,00$, $\sum z = 110$, $z_{11} = 55$ [4, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_{12} = \sum z - z_{11} = 110 - 55 = 55.$$

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

$z_{12} - z_{13}$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z_{12}-z_{13})} = \frac{n_{\text{V}}}{n_{\text{III}}} = \frac{4000}{4000} = 1$ или

$$i_{\text{зн}(z_{12}-z_{13})} = \frac{1600}{1600} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_{12}-z_{13})} = \frac{1250}{1250} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z_{12}-z_{13})} = \frac{500}{500} = 1 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_{12}-z_{13})} = \frac{160}{160} = 1 \quad (\text{см. рисунок 2.1 – График частот вращения шпинделя}),$$

$\varphi = 1,00$ – по таблице 5 [4, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_{12}-z_{13})} = 1,00$, $\sum z = 110$, $z_{13} = 55$ [4, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_{13} = \sum z - z_{12} = 110 - 55 = 55.$$

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [4, с. 47].

2.3 Кинематическая схема привода главного движения

Полученные колеса (шкивы) следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение, т. е. если идет повышающая передача, то ведущим является колесо (шкив) с большим числом зубьев (большого диаметра) и наоборот [4, с. 47].

На рисунке 2.3 представлена кинематическая схема привода движения станка (окончательный вариант).

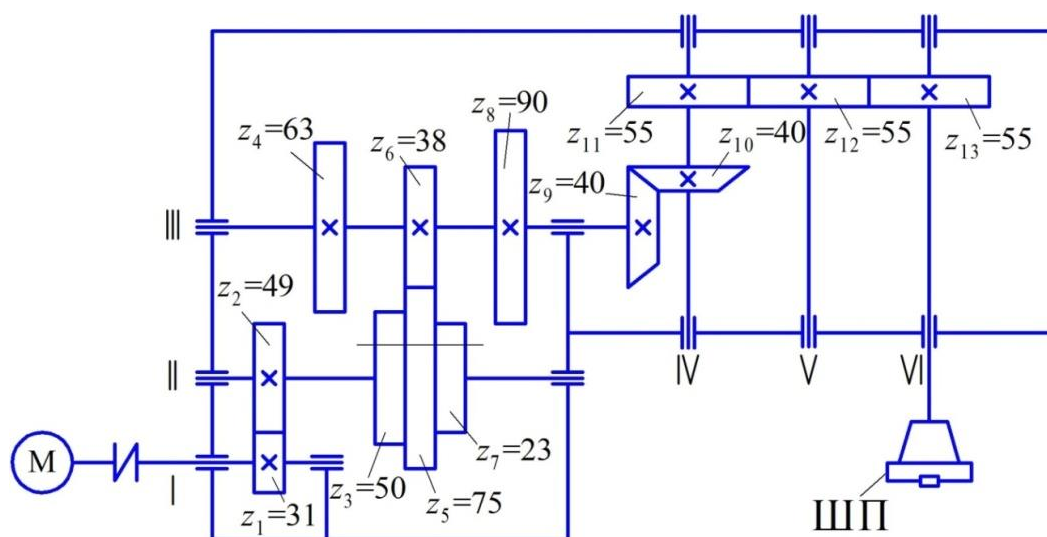


Рисунок 2.3 – Кинематическая схема привода главного движения станка (окончательный вариант)

2.4 Эскизное оформление привода главного движения

2.4.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем фактические передаточные отношения коробки скоростей [6, с. 25]:

$$i_{\text{зп}(z1-z2)} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{49}{31} = 1,58 \text{ (передача понижающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z3-z4)} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{63}{50} = 1,26 \text{ (передача понижающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z5-z6)} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{38}{75} = 0,5 \text{ (передача повышающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z7-z8)} = \frac{z_8}{z_7} = \frac{90}{23} = 3,91 \text{ (передача понижающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z9-z10)} = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{40}{40} = 1;$$

$$i_{\text{зп}(z11-z12)} = \frac{z_{12}}{z_{11}} = \frac{55}{55} = 1;$$

$$i_{\text{зп}(z12-z13)} = \frac{z_{13}}{z_{12}} = \frac{55}{55} = 1.$$

Определяем максимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей (фактические) [6, с. 26]:

$$n_{\text{дв(пмх)I}} = 3500 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}(z1-z2)} = \frac{n_I}{i_{\text{зп}(z1-z2)}} = \frac{3500}{1,58} = 2215,19 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z3-z4)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{3п}(z3-z4)}} = \frac{2215,19}{1,26} = 1758,08 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z5-z6)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{3п}(z5-z6)}} = \frac{2215,19}{0,5} = 4430,38 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z7-z8)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{3п}(z7-z8)}} = \frac{2215,19}{3,91} = 566,54 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{IV}(z9-z10)} = \frac{n_{\text{III}(z3-z4)}}{i_{\text{3п}(z9-z10)}} = \frac{1758,08}{1} = 1758,08 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{IV}(z9-z10)} = \frac{n_{\text{III}(z5-z6)}}{i_{\text{3п}(z9-z10)}} = \frac{4430,38}{1} = 4430,38 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{IV}(z9-z10)} = \frac{n_{\text{III}(z7-z8)}}{i_{\text{3п}(z9-z10)}} = \frac{566,54}{1} = 566,56 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{V}(z11-z12)} = \frac{n_{\text{IV}}}{i_{\text{3п}(z11-z12)}} = \frac{1758,08}{1} = 1758,08 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{V}(z11-z12)} = \frac{n_{\text{IV}}}{i_{\text{3п}(z11-z12)}} = \frac{4430,38}{1} = 4430,38 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{V}(z11-z12)} = \frac{n_{\text{IV}}}{i_{\text{3п}(z11-z12)}} = \frac{566,54}{1} = 566,54 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z12-z13)} = \frac{n_{\text{V}}}{i_{\text{3п}(z12-z13)}} = \frac{1758,08}{1} = 1758,08 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z12-z13)} = \frac{n_{\text{V}}}{i_{\text{3п}(z12-z13)}} = \frac{4430,38}{1} = 4430,38 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z12-z13)} = \frac{n_{\text{V}}}{i_{\text{3п}(z12-z13)}} = \frac{566,54}{1} = 566,54 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей (фактические) при номинальной частоте вращения двигателя [6, с. 26]:

$$n_{\text{дв(ном)I}} = 1000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II(z1-z2)}} = \frac{n_{\text{I}}}{i_{\text{зп(z1-z2)}}} = \frac{1000}{1,58} = 632,91 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III(z3-z4)}} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп(z3-z4)}}} = \frac{632,91}{1,26} = 502,3 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III(z5-z6)}} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп(z5-z6)}}} = \frac{632,91}{0,5} = 1265,82 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III(z7-z8)}} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп(z7-z8)}}} = \frac{632,91}{3,91} = 161,86 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{IV(z9-z10)}} = \frac{n_{\text{III(z3-z4)}}}{i_{\text{зп(z9-z10)}}} = \frac{502,3}{1} = 502,3 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{IV(z9-z10)}} = \frac{n_{\text{III(z5-z6)}}}{i_{\text{зп(z9-z10)}}} = \frac{1265,82}{1} = 1265,82 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{IV(z9-z10)}} = \frac{n_{\text{III(z7-z8)}}}{i_{\text{зп(z9-z10)}}} = \frac{161,86}{1} = 161,86 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{V(z11-z12)}} = \frac{n_{\text{IV}}}{i_{\text{зп(z11-z12)}}} = \frac{502,3}{1} = 502,3 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{V(z11-z12)}} = \frac{n_{\text{IV}}}{i_{\text{зп(z11-z12)}}} = \frac{1265,82}{1} = 1265,82 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{V(z11-z12)}} = \frac{n_{\text{IV}}}{i_{\text{зп(z11-z12)}}} = \frac{161,86}{1} = 161,86 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ШП}(z_{12}-z_{13})} = \frac{n_V}{i_{\text{зп}(z_{12}-z_{13})}} = \frac{502,3}{1} = 502,3 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ШП}(z_{12}-z_{13})} = \frac{n_V}{i_{\text{зп}(z_{12}-z_{13})}} = \frac{1265,82}{1} = 1265,82 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ШП}(z_{12}-z_{13})} = \frac{n_V}{i_{\text{зп}(z_{12}-z_{13})}} = \frac{161,86}{1} = 161,86 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре [6, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 10,0 \text{ кВт};$$

$$P_I = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{шп}};$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД муфты [6, с. 8, т. 1.1];

$\eta_{\text{шп}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения [6, с. 8, т. 1.1],

Тогда,

$$P_I = 10 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,7 \text{ кВт};$$

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

где $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [6, с. 8, т. 1.1],

Тогда,

$$P_{II} = 9,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,31 \text{ кВт};$$

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

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

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{шп}};$$

где $\eta_{\text{кп}} = 0,96$ – КПД зубчатой конической передачи [6, с. 8, т. 1.1],

Тогда,

$$P_{IV} = 8,94 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 8,49 \text{ кВт} ;$$

$$P_V = P_{IV} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{шп}} ;$$

$$P_V = 8,49 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,15 \text{ кВт} ;$$

$$P_{\text{шп}} = P_V \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{шп}} ;$$

$$P_{\text{шп}} = 8,15 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,82 \text{ кВт} .$$

Определяем крутящие моменты на валах, при максимальных частотах вращения валов коробки скоростей [6, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{9,7}{3500} = 26,46 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кII}(z1-z2)} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II(z1-z2)}} = 9550 \frac{9,31}{2215,19} = 40,13 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIII}(z3-z4)} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III(z3-z4)}} = 9550 \frac{8,94}{1758,08} = 48,56 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIII}(z5-z6)} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III(z5-z6)}} = 9550 \frac{8,94}{4430,38} = 19,27 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIII}(z7-z8)} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III(z7-z8)}} = 9550 \frac{8,94}{566,54} = 150,69 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIV}(z9-z10)} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV(z9-z10)}} = 9550 \frac{8,49}{4430,38} = 18,3 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кV}(z11-z12)} = 9550 \frac{P_V}{n_{V(z11-z12)}} = 9550 \frac{8,15}{4430,38} = 17,56 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIII}(z12-z13)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z12-z13)}} = 9550 \frac{7,82}{4430,38} = 16,85 \text{ Нм} .$$

Определяем крутящие моменты на валах, при минимальных частотах вращения валов коробки скоростей [6, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{9,7}{1000} = 92,63 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кII}(z1-z2)} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}(z1-z2)}} = 9550 \frac{9,31}{632,91} = 140,47 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIII}(z3-z4)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z3-z4)}} = 9550 \frac{8,94}{502,3} = 169,97 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIII}(z5-z6)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z5-z6)}} = 9550 \frac{8,94}{1265,82} = 67,44 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIII}(z7-z8)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z7-z8)}} = 9550 \frac{8,94}{161,86} = 527,47 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIV}(z9-z10)} = 9550 \frac{P_{\text{IV}}}{n_{\text{IV}(z9-z10)}} = 9550 \frac{8,49}{161,86} = 500,92 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кV}(z11-z12)} = 9550 \frac{P_{\text{V}}}{n_{\text{V}(z11-z12)}} = 9550 \frac{8,15}{161,86} = 480,86 \text{ Нм} ;$$

$$M_{\text{кIII}(z12-z13)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z12-z13)}} = 9550 \frac{7,82}{161,86} = 461,39 \text{ Нм} .$$

2.4.2 Модули зубьев в передачах

Эскизная проработка развертки коробки скоростей, кинематический расчет которой был проведен ранее, начинается с предварительного определения диаметров валов и модулей зубчатых колес [4, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям с проверкой по напряжениям изгиба [4, с. 82, ф. 3]:

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

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

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

m_k – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

d_w – 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, Нм;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [4, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяемое по таблице 17 [4, 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 [4, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [4, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [4, с. 83–85].

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:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 31$, $i_{31(z1-z2)} = 1,58$, $M_{kl(z1-z2)} = 92,63 \text{ Нм}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,79$,

$$m_k = \frac{770}{31} \cdot \sqrt[3]{\frac{92,63 \cdot 1,12 \cdot (1,58 + 1)}{1,58 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,87 \text{ мм};$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{92,63 \cdot 1,2 \cdot 3,79}{31^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 2,1 \text{ мм};$$

принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$.

переборная группа (тройной блок):

$z_3 - z_4$: $z_3 = 50$, $i_{31(z3-z4)} = 1,26$, $M_{kl(z1-z2)} = 140,47 \text{ Нм}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,65$,

$$m_k = \frac{770}{50} \cdot \sqrt[3]{\frac{140,47 \cdot 1,12 \cdot (1,26 + 1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,37 \text{ мм};$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{140,47 \cdot 1,2 \cdot 3,65}{50^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 1,74 \text{ мм} ;$$

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

$$z_5 - z_6: \quad z_6 = 38, \quad i_{3п(z5-z6)} = 2, \quad M_{кIII(z5-z6)} = 67,44 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,71,$$

$$m_k = \frac{770}{38} \cdot \sqrt[3]{\frac{67,44 \cdot 1,12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,33 \text{ мм} ;$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{67,44 \cdot 1,2 \cdot 3,71}{38^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 1,64 \text{ мм} ;$$

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

$$z_7 - z_8: \quad z_7 = 23, \quad i_{3п(z7-z8)} = 3,91, \quad M_{кII(z1-z2)} = 140,47 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,96,$$

$$m_k = \frac{770}{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{140,47 \cdot 1,12 \cdot (3,91+1)}{3,91 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,6 \text{ мм} ;$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{140,47 \cdot 1,2 \cdot 3,96}{23^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 3,002 \text{ мм} .$$

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

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

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_9 - z_{10}: \quad z_9 = 40, \quad i_{3п(z9-z10)} = 1, \quad M_{кIII(z5-z6)} = 527,47 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,70,$$

$$m_k = \frac{770}{40} \cdot \sqrt[3]{\frac{527,47 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,76 \text{ мм};$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{527,47 \cdot 1,2 \cdot 3,70}{40^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 3,15 \text{ мм};$$

принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_{11} - z_{12}: \quad z_{11} = 55, \quad i_{зп(z11-z12)} = 1, \quad M_{кIV(z9-z10)} = 500,92 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,63,$$

$$m_k = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{500,92 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,97 \text{ мм};$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{500,92 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{55^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 2,49 \text{ мм};$$

принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$.

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_{12} - z_{13}: \quad z_{12} = 55, \quad i_{зп(z12-z13)} = 1, \quad M_{кIII(z12-z13)} = 480,86 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,63,$$

$$m_k = \frac{770}{55} \cdot \sqrt[3]{\frac{480,86 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,95 \text{ мм};$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{480,86 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{55^2 \cdot 0,4 \cdot 320}} = 2,45 \text{ мм};$$

принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$.

2.4.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [4, 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,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,7}{1000}} = 34,52 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,31}{632,91}} = 38,3 \text{ мм},$$

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

$$d_{III \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,94}{161,89}} = 53,3 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{III \min} = 55 \text{ мм}$,

$$d_{IV \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,49}{161,86}} = 52,6 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{I \min} = 55 \text{ мм}$,

$$d_{V \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,15}{161,86}} = 52,1 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{V \min} = 55 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{III \min}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 2.4) [4, с. 87]:

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

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

Тогда,

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

принимаем (ориентировочно) $d_{III \min} = 65 \text{ мм}$.

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 2.4) 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 [4, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{пк} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{III \min}$ или по таблице 19 [4, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

$$d_{\text{ПК}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 65 = (65 \dots 78) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{ПК}} = 75 \text{ мм}$.

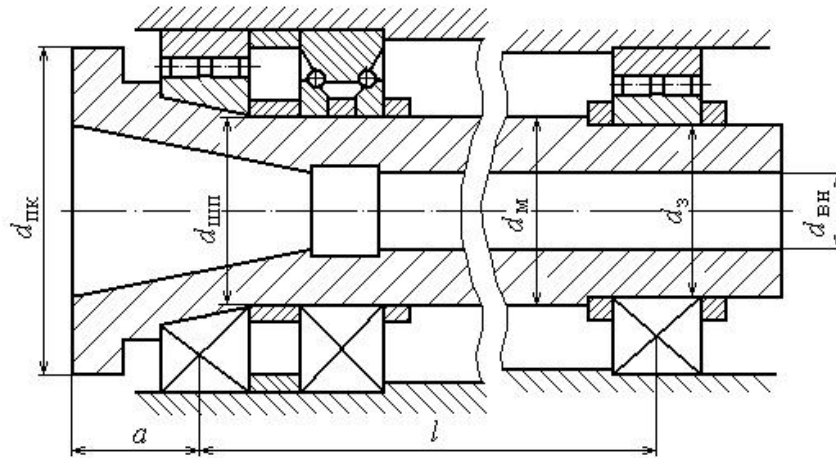


Рисунок 2.4 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 2.4) [4, с. 88]:

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

$$d_{\text{М min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 65 = (58,5 \dots 65) \text{ мм};$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{М min}} = 60 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 2.4) [4, с. 88]:

$$d_{\text{З min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{\text{ШП min}};$$

$$d_{\text{З min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 65 = (52 \dots 58,5) \text{ мм};$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{З min}} = 55 \text{ мм}$.

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [4, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [5, с. 145–146] диаметр вала выбранного электродвигателя типа 2ПФ180L – $d_{\text{дв}} = 42 \text{ мм}$.

2.4.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 2.5) и [4, 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.

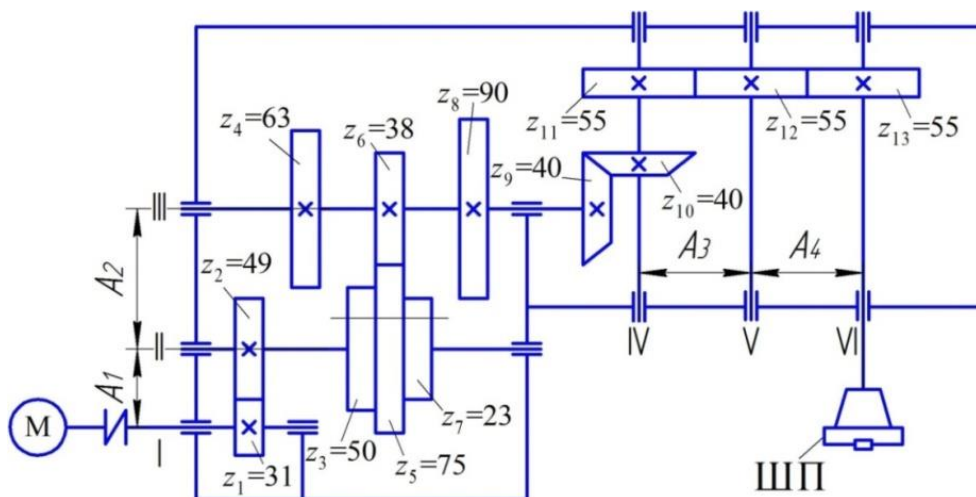


Рисунок 2.5 – Кинематическая схема привода
главного движения станка

Определяем межцентровое расстояние A_1 между валом I и II (см. рисунок 2.5):

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

$$A_1 = \frac{2,5}{2}(31 + 49) = 100 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом II и III (см. рисунок 2.5):

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

$$A_2 = \frac{3}{2}(50 + 63) = \frac{3}{2}(75 + 38) = \frac{3}{2}(23 + 90) = 169,5 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом IV и V (см. рисунок 2.5):

$$A_3 = \frac{m}{2}(z_{11} + z_{12});$$

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

Определяем межцентровое расстояние A_4 между валом V и VI (см. рисунок 2.5):

$$A_4 = \frac{m}{2}(z_{12} + z_{13});$$

$$A_4 = \frac{2,5}{2}(55 + 55) = 137,5 \text{ мм}.$$

2.4.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [6]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [6]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [6]:

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

– ширина венца колес [6]:

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

Тогда,

$$z_1 = 31, \quad m = 2,5 \text{ мм},$$

$$d = 2,5 \cdot 31 = 77,5 \text{ мм};$$

$$d_a = 77,5 + 2 \cdot 2,5 = 82,5 \text{ мм};$$

$$d_f = 77,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 71,25 \text{ мм};$$

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

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

$$z_2 = 49, \quad m = 2,5 \text{ мм},$$

$$d = 2,5 \cdot 49 = 122,5 \text{ мм};$$

$$d_a = 122,5 + 2 \cdot 2,5 = 127,5 \text{ мм};$$

$$d_f = 122,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 116,25 \text{ мм};$$

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

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

$$z_3 = 50, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 50 = 150 \text{ мм};$$

$$d_a = 150 + 2 \cdot 3 = 156 \text{ мм};$$

$$d_f = 150 - 2,5 \cdot 3 = 142,5 \text{ мм};$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_4 = 63, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 63 = 189 \text{ мм};$$

$$d_a = 189 + 2 \cdot 3 = 195 \text{ мм};$$

$$d_f = 189 - 2,5 \cdot 3 = 181,5 \text{ мм};$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_5 = 75, \quad m = 3 \text{ мм},$$

$$d = 3 \cdot 75 = 225 \text{ мм};$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_6 = 38, \quad m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 38 = 114 \text{ мм} ;$$

$$d_a = 114 + 2 \cdot 3 = 120 \text{ мм} ;$$

$$d_f = 120 - 2,5 \cdot 3 = 112,5 \text{ мм} ;$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_7 = 23, \quad m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 23 = 69 \text{ мм} ;$$

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

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

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_8 = 90, \quad m = 3 \text{ мм} ,$$

$$d = 3 \cdot 90 = 270 \text{ мм} ;$$

$$d_a = 270 + 2 \cdot 3 = 276 \text{ мм} ;$$

$$d_f = 270 - 2,5 \cdot 3 = 262,5 \text{ мм} ;$$

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

принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

$$z_9 = 40, \quad z_{10} = 40, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d''_{e9,10} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot T_{10} u}{[\sigma_H]^2 \cdot \nu_H}} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,08 \cdot 1,18 \cdot 500,92 \cdot 1}{1000^2 \cdot 0,85}} = 149,98 \text{ мм};$$

$$\delta_{9,10} = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{40}{40} = 45^\circ;$$

$$m_{e9,10} = \frac{d''_{e9,10}}{z_2} = \frac{149,98}{40} = 3,7 \text{ мм};$$

$$R_{e9,10} = \frac{m_{e9,10}}{2} \cdot \sqrt{z_9^2 + z_{10}^2} = \frac{3,7}{2} \cdot \sqrt{40^2 + 40^2} = 104,65 \text{ мм};$$

$$b = b_9 = b_{10} = 0,285 R_{e9,10} = 0,285 \cdot 104,65 = 29,8 \text{ мм};$$

принимаем $b = 30 \text{ мм}$,

$$d_{e9,10} = m_{e9,10} \cdot z_{9,10} = 3,7 \cdot 40 = 148 \text{ мм};$$

$$d_{ae9,10} = d_{e9,10} + 2 \cdot (1 + x_{e9,10}) m_{e9,10} \cdot \cos \delta_{9,10} = 148 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 3,7 \cdot \cos 45^\circ = 153,2 \text{ мм};$$

$$m_{m9,10} = m_{e9,10} \cdot (1 - 0,5 K_{be}) = 3,7 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 3,17 \text{ мм};$$

$$d_{m9,10} = m_{m9,10} \cdot z_{9,10} = 3,17 \cdot 40 = 126,8 \text{ мм};$$

$$z_{11} = 55, \quad m = 2,5 \text{ мм},$$

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

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

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

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

принимаем $b = 25\text{мм}$.

$$z_{12} = 55, m = 2,5\text{мм},$$

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

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

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

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

принимаем $b = 25\text{мм}$.

$$z_{13} = 55, m = 2,5\text{мм},$$

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

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

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

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

принимаем $b = 25\text{мм}$.

2.4.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп min}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(max)}}$, определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [4, с. 89–90, т. 20].

Меньшее значение быстроходности d_n принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [1-8].

Выбираем предварительно следующую схему установки подшипников [4, с. 89–90, т. 20]:

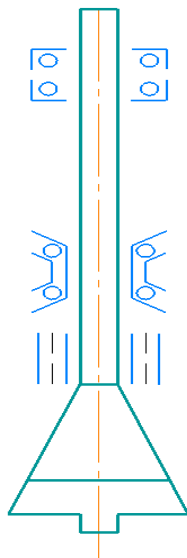


Рисунок 2.6 – Схема установки подшипников шпиндельного узла

3 Силовой расчет привода главного движения

3.1 Расчет валов на прочность

На вал от зубчатого колеса, подшипников и других деталей передаются окружные, радиальные и осевые силы, создающие в поперечных сечениях продольные и поперечные силы, изгибающие и вращающие моменты. Таким образом, вал испытывает сложную деформацию – изгиба (растяжения – сжатия) и кручения. Продольные силы создают в сечениях вала нормальные напряжения растяжения или сжатия небольшой величины, поэтому они в расчетах не учитываются.

Действующие на вал силы распределены по длине ступицы, ширине подшипника. При проектном расчете считаем эти силы сосредоточенными и приложенными на середине ширины зубчатого венца или подшипника. Эти сечения принимаем за расчетные. По длине вала место приложения нагрузки зависит от расположения зубчатого колеса и опор. Муфта создает силу, лежащую в плоскости, перпендикулярной к оси вала. После приведения этих сил к оси вала последний оказывается нагруженным поперечными силами и вращающим моментом. Косозубая цилиндрическая передача, кроме сил, лежащих в плоскостях, вызывает появление осевой силы, приложенной на зубьях. Приведение этой силы к оси вала дает осевую (сжимающую или растягивающую) силу и сосредоточенный изгибающий момент.

Расчет на прочность 1 вала

Исходные данные:

Вращающий момент на валу – $M_{кр} = 92,63 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

Частота вращения вала – $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$;

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу – $d_2 = 77,5 \text{ мм}$;

Диаметр вала под колесо – $d_k = 33 \text{ мм}$.

Расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяем по эскизной компоновке привода главного движения: $a = 36 \text{ мм}$;
 $b = 36 \text{ мм}$; $c = 85 \text{ мм}$.

Выходной вал редуктора соединен с приводным валом упругой муфтой.

Последовательность расчета:

Определяем силы в зацеплении, необходимые для расчета валов и подшипников [6, с.44]:

– окружная (действует в вертикальной плоскости) [6, с. 44, ф. 2.30]:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\text{кр}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\text{кр}}}{d_2} ;$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 92,63}{77,5} = 2390,45 \text{ Н} ;$$

– радиальная (действует в горизонтальной плоскости) [6, с. 44, ф. 2.31]:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \text{tg} 20^\circ}{\cos \beta} ;$$

$$F_r = 2390,45 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2390,45 \cdot 0,3639 = 869,88 \text{ Н}.$$

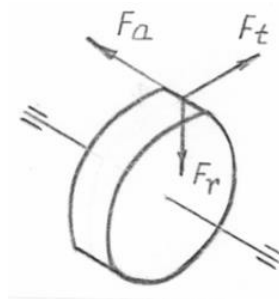


Рисунок 3.1 – Схема сил, действующих на вал от зубчатых колес
в цилиндрической передаче

Определяем радиальную силу от муфты, действующую на консольный участок вала по формуле [6, с. 91, ф. 4.2]:

$$F_M = 50 \cdot \sqrt{T} = 50 \cdot \sqrt{92,63} = 481,22 \text{ Н}.$$

Принимаем действие этой силы в вертикальной плоскости (как и силы F_t) направленной на увеличение деформации вала от силы F_t .

Используя эскизную компоновку привода главного движения, составляем расчетную схему вала (см. рисунок 3.2, а).

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (см. рисунок 3.2, б):

$$\sum M_A = 0; F_r \cdot a - R_{BX} \cdot (a + b) = 0.$$

Откуда,

$$R_{BX} = \frac{F_r \cdot a}{a + b} = \frac{869,88 \cdot 0,036}{0,036 + 0,036} = 434,93 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; R_{AX} \cdot (a + b) - F_r \cdot b = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_r \cdot b}{a + b} = \frac{869,88 \cdot 0,036}{0,036 + 0,036} = 434,93 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; R_{AX} - F_r + R_{BX} = 434,93 - 869,88 + 434,93 = 0.$$

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (см. рисунок 3.2, в):

$$\sum M_A = 0; F_t \cdot a - R_{BY} \cdot (a + b) = 0.$$

Откуда,

$$R_{BY} = \frac{F_t \cdot a}{a + b} = \frac{2390,45 \cdot 0,036}{0,036 + 0,036} = 1195,22 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; R_{AY} \cdot (a + b) - F_t \cdot b = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_t \cdot b}{a + b} = \frac{2390,45 \cdot 0,036}{0,036 + 0,036} = 1195,22 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; R_{AY} - F_t + R_{BY} = 1195,22 - 2390,45 + 1195,22 = 0.$$

Определяем опорные реакции от силы F_M (см. рисунок 3.2, г):

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

Откуда,

$$R_{BM} = \frac{F_M \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{481,22 \cdot (0,036 + 0,036 + 0,085)}{0,036 + 0,036} = 1049,32 \text{ Н};$$

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

$$R_{AM} = \frac{F_M \cdot c}{a + b} = \frac{481,22 \cdot 0,085}{0,036 + 0,036} = 568,1 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_Y = 0$; $R_{AM} - R_{BM} + F_M = 568,1 - 1049,36 + 481,22 = 0$.

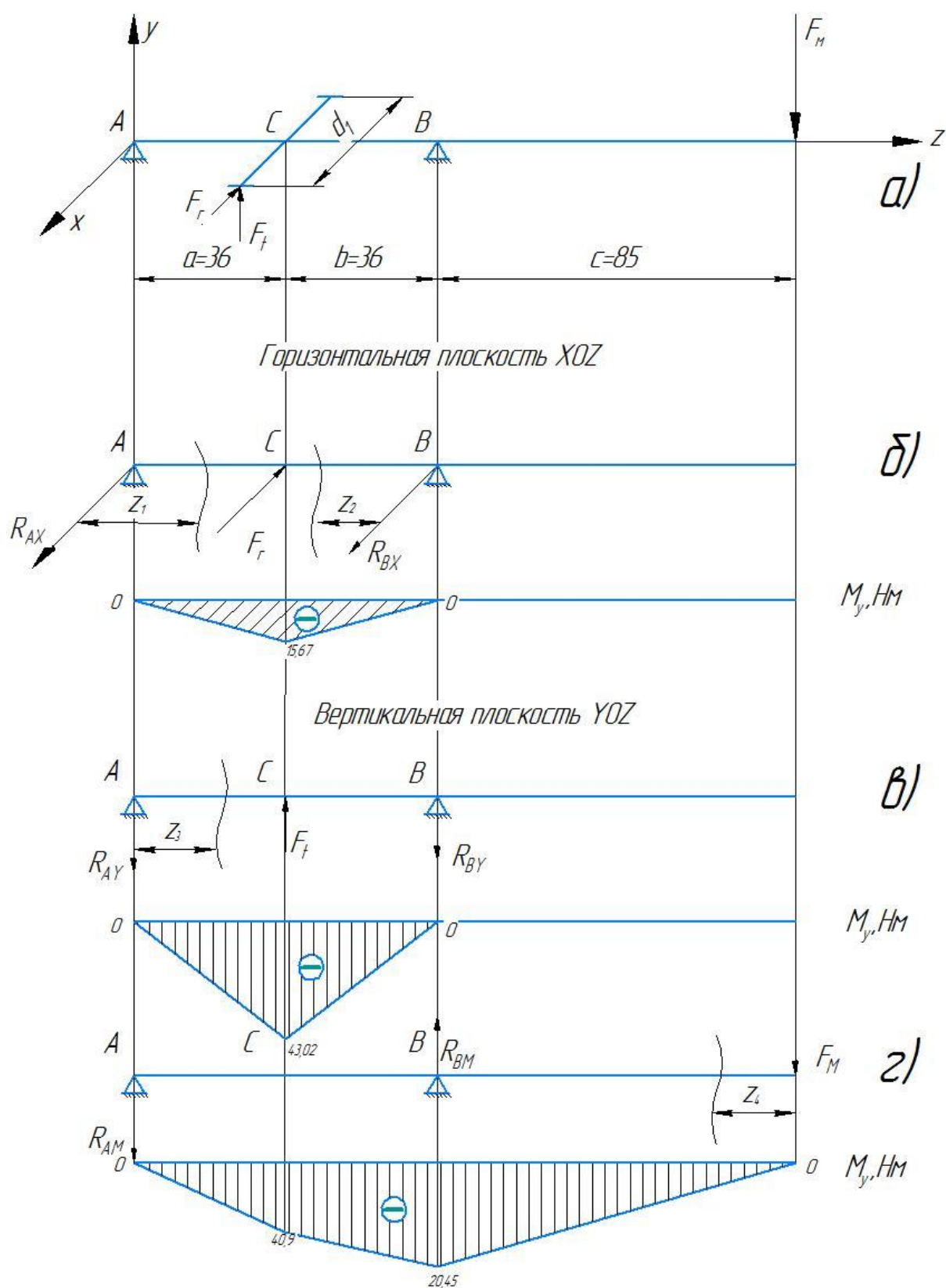


Рисунок 3.2 – Расчетная схема вала

Определяем суммарные реакции в опорах (приведенные в одну плоскость), которые будут использованы в качестве радиальных нагрузок при выборе подшипников качения:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{AM} = \sqrt{435,47^2 + 1195,22^2} + 568,1 = 1840,17 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{BM} = \sqrt{435,47^2 + 1195,22^2} + 1049,32 = 2321,39 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие моменты:

в горизонтальной плоскости (см. рисунок 3.2, б):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot z_1, (0 \leq z_1 \leq a);$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; \quad M_{Z_1=a}^X = -R_{AX} \cdot a = -435,47 \cdot 0,036 = -15,67 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{BX} \cdot z_2, (0 \leq z_2 \leq b);$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; \quad M_{Z_2=b}^X = -R_{BX} \cdot b = -435,47 \cdot 0,0036 = -15,67 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

в вертикальной плоскости (см. рисунок 3.2, в):

$$M_{Z_3}^Y = -R_{AY} \cdot z_3, (0 \leq z_3 \leq a);$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; \quad M_{Z_3=a}^Y = -R_{AY} \cdot a = -1195,22 \cdot 0,036 = -43,02 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

изгибающие моменты от силы F_M (см. рисунок 3.2, г):

$$M_{Z_4}^M = -F_M \cdot z_4, (0 \leq z_4 \leq c);$$

$$M_{Z_4=0}^M = 0; \quad M_{Z_4=c}^M = -F_M \cdot c = -481,22 \cdot 0,085 = -40,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^M = -R_{AM} \cdot a = -568,1 \cdot 0,036 = -20,45 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под колесом (сечение C – это сечение наиболее нагруженное):

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^M = \sqrt{15,67^2 + 43,02^2} + 20,45 = 66,23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем: материал вала – сталь 45 [6, с. 83, т. 4.1];

$$\sigma_B = 560 \text{ МПа}, \sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}, \tau_{-1} = 160 \text{ МПа}; \psi_\sigma = 0, \psi_\tau = 0;$$

механическая обработка вала – тонкая обточка; вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Расчёт на сопротивление усталости.

Для опасного сечения вала (сечение C) расчетный коэффициент запаса прочности определяем по формуле [6, с. 93, ф. 4.8], а коэффициенты S_σ и S_τ по формулам [6, с. 93, ф. 4.10] и [6, с. 93, ф. 4.11] соответственно:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_L}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot K_L}{K_{\tau D} \cdot \tau_a}, \quad \text{т.к. } \psi_\sigma = \psi_\tau = 0.$$

Коэффициент долговечности:

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_E}};$$

т. к. $N_E > 4 \cdot 10^6$, то $K_L = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ определяются по формулам [6, с. 95, ф. 4.20]. В этих формулах значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений K_σ и K_τ зависят от вида концентраторов

напряжений. В месте посадки колеса на вал имеется два типа концентраторов: ступенчатый переход с галтелью и шпоночная канавка. Для этих концентраторов по таблицам 4.3 и 4.4 [6, с. 96–97] находим значения K_σ и K_τ :

для ступенчатого перехода с галтелью ($t = 2,5 \text{ мм}$, $r = 1,5 \text{ мм}$ приняты по рекомендациям [6, с. 96]):

$$\text{при } \frac{r}{d_k} = \frac{1,5}{30} = 0,05; \quad \frac{t}{r} = \frac{2,5}{1,5} = 1,7 \text{ и } \sigma_b = 560 \text{ МПа } K_\sigma = 1,72; \quad K_\tau = 1,52;$$

для шпоночной канавки, выполненной пальцевой фрезой:
 $K_\sigma = 1,69; \quad K_\tau = 1,47.$

Следовательно, большее влияние на прочность вала оказывает шпоночная канавка, выполненная пальцевой фрезой; поэтому для расчета принимаем $K_\sigma = 1,38; \quad K_\tau = 1,4.$

По таблице 4.5 [6, с. 98] находим $K_d = 0,88$; по таблице 4.6 [6, с. 98] – $K_F = 1,116$; коэффициент $K_v = 1$, т. к. вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Таким образом,

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{1,38}{0,88} + 1,116 - 1 \right) \cdot 1 = 1,68;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{1,4}{0,88} + 1,116 - 1 \right) \cdot 1 = 1,7.$$

По формулам [6, ф. 6.14] определяем амплитудные значения напряжений:

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_c}{W_H} = \frac{10^3 \cdot 66,23}{3526} = 18,78 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{10^3 \cdot T}{2W_P} = \frac{10^3 \cdot 92,63}{2 \cdot 7052} = 13,13 \text{ МПа},$$

где моменты сопротивления W_H и W_P определены по формулам [6, с. 94, ф. 4.14]:

$$W_H = \frac{\pi \cdot d_K^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 33^3}{32} = 3526 \text{ мм}^3;$$

$$W_P = \frac{\pi \cdot d_K^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 33^3}{16} = 7052 \text{ мм}^3.$$

Тогда,

$$S_\sigma = \frac{250 \cdot 1}{1,68 \cdot 18,78} = 7,92; \quad S_\tau = \frac{160 \cdot 1}{1,7 \cdot 13,13} = 7,16.$$

Определяем коэффициент запаса прочности [6, с. 93, ф. 4.8]:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{7,92 \cdot 7,16}{\sqrt{7,92^2 + 7,16^2}} = 5,3 > [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

Расчет на прочность 2 вала

Исходные данные:

Вращающий момент на валу – $M_{кр} = 140,47 \text{ Н} \cdot \text{м};$

Частота вращения вала – $n = 632,91 \text{ мин}^{-1};$

Диаметр вала под колесо – $d_k = 42\text{мм}$;

Расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяем по эскизной компоновке привода главного движения: $a = 36\text{мм}$;
 $b = 184\text{мм}$; $c = 145\text{мм}$.

Последовательность расчета:

Определяем силы в зацеплении, необходимые для расчета валов и подшипников [6, с. 44]:

– окружная (действует в вертикальной плоскости) [6, с. 44, ф. 2.30]:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\text{кр}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{\text{кр}}}{d_2} ;$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 140,47}{122,5} = 2293,38 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 140,47}{225} = 1248,62 \text{ Н}.$$

– радиальная (действует в горизонтальной плоскости) [6, с. 44, ф. 2.31]:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \text{tg} 20^\circ}{\cos \beta} ;$$

$$F_{r1} = 2293,38 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2293,38 \cdot 0,3639 = 834,54 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = 1248,62 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1248,62 \cdot 0,3639 = 454,37 \text{ Н}.$$

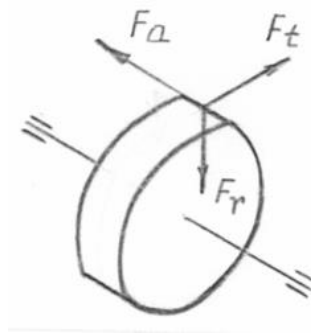


Рисунок 3.3 – Схема сил, действующих на вал от зубчатых колес
в цилиндрической передаче

Используя эскизную компоновку привода главного движения, составляем расчетную схему вала (см. рисунок 3.4, а).

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (см. рисунок 3.4, б):

$$\sum M_A = 0; F_{r1} \cdot a - F_{r2} \cdot (a + b) - R_{BX} (a + b + c) = 0;$$

Откуда,

$$R_{BX} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{r2} \cdot (a + b)}{a + b + c} = \frac{834,54 \cdot 0,036 - 454,37 \cdot (0,036 + 0,184)}{0,036 + 0,184 + 0,145} = -191,55 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; R_{AX} (a + b + c) - F_{r1} \cdot (b + c) + F_{r2} \cdot c = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_{r1} \cdot (b + c) - F_{r2} \cdot c}{a + b + c} = \frac{834,54 \cdot (0,184 + 0,145) - 454,37 \cdot 0,145}{0,036 + 0,184 + 0,145} = 572,52 \text{ Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0;$$

$$R_{AX} - F_{r1} + F_{r2} + R_{BX} = 572,72 - 834,54 + 454,37 - 191,55 = 0.$$

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (см. рисунок 3.4, в):

$$\sum M_A = 0; F_{t1} \cdot a - F_{t2} (a + b) - R_{BY} \cdot (a + b + c) = 0;$$

Откуда,

$$R_{BY} = \frac{F_{t1} \cdot a - F_{t2}(a+b)}{a+b+c} = \frac{2293,38 \cdot 0,036 - 1248,62(0,036 + 0,184)}{0,036 + 0,184 + 0,145} = -526,39 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; R_{AY} \cdot (a+b+c) - F_{t1} \cdot (b+c) + F_{t2} \cdot c = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t1}(b+c) - F_{t2} \cdot c}{a+b+c} = \frac{2293,38(0,184 + 0,148) - 1248,62 \cdot 0,145}{0,036 + 0,184 + 0,145} = 1571,15 \text{ Н.}$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0;$$

$$-R_{AY} + F_{t1} - F_{t2} - R_{BY} = -1571,15 + 2293,38 - 1248,62 + 562,39 = 0.$$

Определяем изгибающие моменты:

в горизонтальной плоскости (см. рисунок 3.4, б):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot z_1, (0 \leq z_1 \leq a);$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; \quad M_{Z_1=a}^X = -R_{AX} \cdot a = -575,62 \cdot 0,036 = -20,61 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{AX} \cdot (a+z_2) + F_{r1} \cdot z_2, (0 \leq z_2 \leq b);$$

$$M_{Z_2=0}^X = -R_{AX} \cdot a; \quad M_{Z_1=b}^X = -R_{AX} \cdot (a+b) + F_{r1} \cdot b;$$

$$M_{Z_2=b}^X = -R_{AX} \cdot (a+b) - F_{r1} \cdot b = -578,66 \cdot (0,036 + 0,184) + 834,54 \cdot 0,184 = 27,77 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_3}^X = -R_{BX} \cdot z_3, (0 \leq z_3 \leq c);$$

$$M_{Z_3=0}^X = 0; \quad M_{Z_3=c}^X = -R_{BX} \cdot c;$$

$$M_{Z_3=c}^X = 191,55 \cdot 0,145 = 27,77;$$

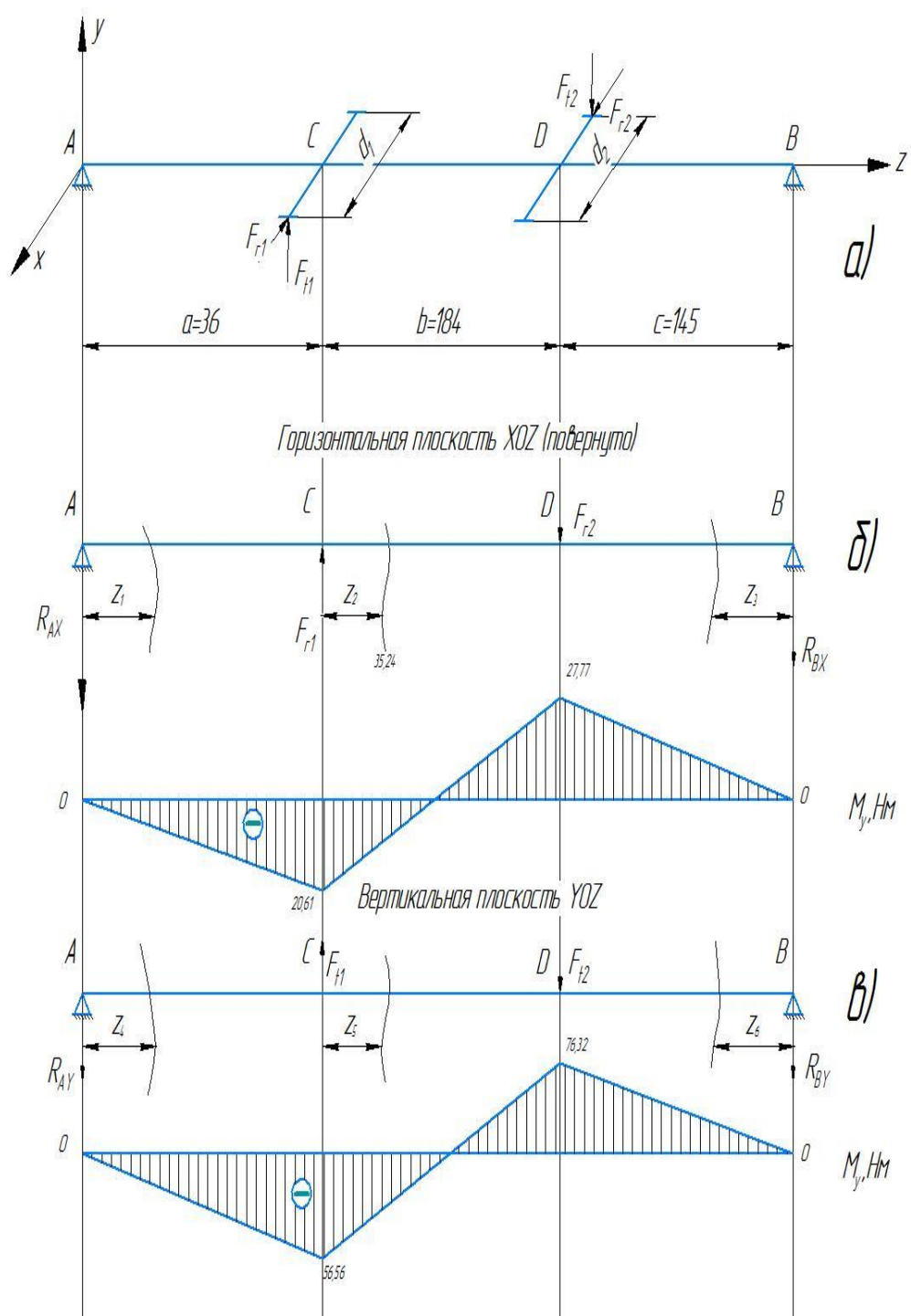


Рисунок 3.4 – Расчетная схема вала

в вертикальной плоскости (см. рисунок 3.4, в):

$$M_{z_4}^Y = -R_{AY} \cdot z_4, (0 \leq z_5 \leq b);$$

$$M_{z_4=0}^Y = 0; \quad M_{z_2=a}^Y = -R_{AY} \cdot a = -1571,15 \cdot 0,036 = -56,56 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{z_5}^Y = -R_{AY} \cdot (a + z_5) + F_{t1} \cdot z_5 = -1571,15 \cdot (0,036 + 0,184) + 2293,38 \cdot 0,184 = 76,32;$$

$$M_{z_6}^Y = -R_{BY} \cdot z_6, \quad (0 \leq z_6 \leq c);$$

$$M_{z_6=0}^Y = 0; \quad M_{z_6=a}^Y = -R_{BY} \cdot c = 526,39 \cdot 0,145 = 76,32 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении под зубчатыми колесами (сечение C, D – это сечения наиболее нагруженные):

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} = \sqrt{20,61^2 + 56,56^2} = 60,19 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_D = \sqrt{(M_D^X)^2 + (M_D^Y)^2} = \sqrt{27,77^2 + 76,32^2} = 81,21 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем: материал вала – сталь 45 [6, с.83, т.4.1];

$$\sigma_b = 560 \text{ МПа}, \quad \sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1} = 160 \text{ МПа}; \quad \psi_\sigma = 0, \quad \psi_\tau = 0;$$

механическая обработка вала – тонкая обточка; вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Расчёт на сопротивление усталости.

Для опасного сечения вала (сечение C, D) расчетный коэффициент запаса прочности определяем по формуле [6, с. 93, ф. 4.8], а коэффициенты S_σ и S_τ по формулам [6, с. 93, ф. 4.10] и [6, с. 93, ф. 4.11] соответственно:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_L}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot K_L}{K_{\tau D} \cdot \tau_a}, \quad \text{т.к. } \psi_\sigma = \psi_\tau = 0.$$

Коэффициент долговечности:

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_E}};$$

т. к. $N_E > 4 \cdot 10^6$, то $K_L = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ определяются по формулам [6, с. 95, ф. 4.20]. В этих формулах значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений K_σ и K_τ зависят от вида концентраторов напряжений. В месте посадки колеса на вал имеется два типа концентраторов: ступенчатый переход с галтелью и шпоночная канавка. Для этих концентраторов по таблицам 4.3 и 4.4 [6, с. 96–97] находим значения K_σ и K_τ .

Принимаем $K_\sigma = 1,45$; $K_\tau = 2,25$.

По таблице 4.5 [6, с.98] находим $K_d = 0,76$; по таблице 4.6 [6, с. 98] – $K_F = 1,11$; коэффициент $K_v = 1$, т. к. вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Таким образом,

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{1,45}{0,76} + 1,11 - 1 \right) \cdot 1 = 1,90;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{2,25}{0,76} + 1,11 - 1 \right) \cdot 1 = 3,07.$$

По формулам [6, ф. 6.14] определяем амплитудные значения напряжений:

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_c}{W_H} = \frac{10^3 \cdot 60,19}{8410} = 7,15 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_D}{W_H} = \frac{10^3 \cdot 81,21}{8410} = 9,65 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{10^3 \cdot M_{кр}}{2W_p} = \frac{10^3 \cdot 140,47}{2 \cdot 16820} = 8,35 \text{ МПа};$$

где моменты сопротивления W_H и W_p определены по формулам [6, с. 94, ф. 4.14]:

$$W_H = 8410 \text{ мм}^3;$$

$$W_p = 2W_H = 2 \cdot 8410 = 16820 \text{ мм}^3.$$

Тогда,

$$S_\sigma = \frac{250 \cdot 1}{1,90 \cdot 7,15} = 18,4;$$

$$S_\sigma = \frac{250 \cdot 1}{1,90 \cdot 9,65} = 13,63;$$

$$S_\tau = \frac{160 \cdot 1}{3,07 \cdot 8,35} = 6,24.$$

Определяем коэффициент запаса прочности [6, с. 93, ф. 4.8]:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{18,4 \cdot 6,24}{\sqrt{18,4^2 + 6,24^2}} = 5,9 > [S] = 1,5 \dots 2,5;$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{13,63 \cdot 6,24}{\sqrt{13,63^2 + 6,24^2}} = 5,67 > [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

3.2 Расчет шпиндельного узла

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

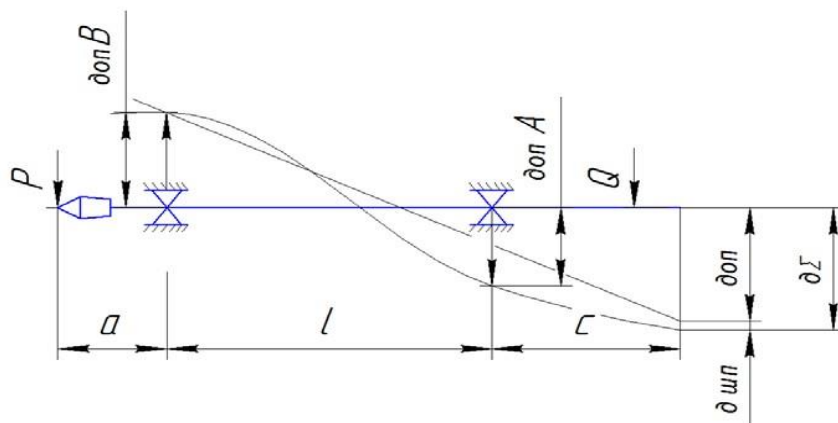


Рисунок 3.5 – Шпиндельный узел

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

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

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

где a – вылет переднего конца шпинделя, $a = 116$ мм;

b – расстояние от приводного элемента до передней опоры, $b = 295$ мм;

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

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

l – длина межопорного участка шпинделя, $l = 350$ мм;

j_A, j_B – радиальная жесткость передней и задней опоре (принимая по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [5, с. 38]); $j_A=0,85 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}$, $j_B= 0,65 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}$;

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, $N_v = 8 \text{ кВт}$;

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

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

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

n_p – расчетная частота вращения заготовки, $n_p = 179,2 \text{ мин}^{-1}$.

Тогда,

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 179,2}{1000} = 90,03 \text{ м/мин};$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 8}{90,03} = 5331,55 \text{ Н}.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_2 = 0,9 J_1;$$

$$J_2 = \frac{3,14 \cdot d}{64} \cdot \left(1 - \frac{d_1^4}{d^4}\right) = \frac{3,14 \cdot 75}{64} \cdot \left(1 - \frac{69^4}{75^4}\right) = 7,46 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

$$J_1 = \frac{7,46 \cdot 10^5}{0,9} = 8,28 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Определяем составляющую силы Q , силы действующей от II вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{4071,59^2 + 2035,79^2} = 4552,17 \text{ Н}.$$

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

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

$$- Q(1-\xi) \cdot \left[\frac{j_B (l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right];$$

$$\delta_\Sigma = 5331,55 \cdot$$

$$\cdot \left[\frac{116^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8,28 \cdot 10^5} + \frac{350 \cdot 116^2 (1-0,15)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,46 \cdot 10^5} + \frac{0,85 \cdot 10^6 \cdot 116^2 \cdot (1-0,45) + 0,65 \cdot 10^6 (350 + 116 \cdot (1-0,45))^2}{0,85 \cdot 10^6 \cdot 0,65 \cdot 10^6 \cdot 350^2} \right] -$$

$$- 4552,17 \cdot (1-0,45) \cdot$$

$$\cdot \left[\frac{0,65 \cdot 10^6 \cdot (350 + 116)(350 - 295) - 0,85 \cdot 10^6}{0,85 \cdot 10^6 \cdot 0,65 \cdot 10^6 \cdot 350^2} - \frac{116}{(3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7,46 \cdot 10^5 \cdot 350)} \cdot (295^3 + 2 \cdot 350^2 \cdot 295 - 3 \cdot 350 \cdot 295^2) \right]$$

$$= 5331,55 \cdot [0,0000034 + 0,0000809 + 0,0000192] - 4552,17 \cdot (1-0,45) \cdot [-0,000021] = 0,0546 \text{ мм} = 54,6 \text{ мкм}.$$

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

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

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7,46 \cdot 10^6} \cdot \left(4552,17 \cdot 116 \cdot 350 - \frac{5331,55}{2 \cdot 350} \cdot (295^3 - 2 \cdot 350^2 \cdot 295 - 3 \cdot 350 \cdot 295^2) \right)$$

$$= 0,00026 \text{ рад}$$

3.3 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,

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

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

где a – длина консоли, мм;

J_2, J_1 – моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм⁴.

Тогда,

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{116}{3 \cdot 116} = 0,33;$$

$$\chi = \frac{7,46 \cdot 10^5}{8,28 \cdot 10^5} = 0,9;$$

$$j_{\text{max}} = \frac{0,85 \cdot 10^6}{1 + 0,33 + 0,33 \cdot (3 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,33) \left(1 + 0,33 + 0,33 \cdot \frac{0,85 \cdot 10^6}{0,65 \cdot 10^6} \right)} = 2,05 \cdot 10^5 \text{ Н/мм.}$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$2,05 \cdot 10^5 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0,85 \cdot 10^6}{1 + 0,33} = 1,35 \cdot 10^5.$$

Условие выполняется.

3.4 Динамический расчет

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

$$\omega_c = \gamma \sqrt{\frac{EJ_1}{m(1-\lambda)^3 \cdot a^2}} ;$$

где m – масса шпинделя, кг;

$\lambda = l/a$ – относительное расстояние между опорами;

$\gamma = f(\lambda)$ – коэффициент для $\lambda = 2,5 \dots 3,5$ берется в пределах $2,3 \dots 2,4$;

J_1 – осевой момент инерции сечения шпинделя на консольной части, мм².

Тогда,

$$\lambda = \frac{350}{116} = 3,07 ;$$

$$\omega_c = 2,3 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 8,28 \cdot 10^5}{(1-3,07)^3 \cdot 116^2}} = 8,03 \text{ Гц.}$$

3.5 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений [5, с. 49]:

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

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

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, Нм;

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

d – делительный диаметр ведущего колеса, мм;

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

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

ϵ_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right].$$

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:

$$z_1 - z_2: z_1 = 31, z_2 = 49 \quad i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 1,58, \quad M_{\text{кII}(z_1-z_2)} = 92,63 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{HP} = 1,12, \quad K_{FP} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,80, \quad d = 77,5 \text{ мм},$$

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{49} \right) \right] = 1,72;$$

$$Y_e = 0,2 + \frac{0,8}{1,72} = 0,66;$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{77,5} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 92,63 \cdot (1,58 + 1)}{25 \cdot 1,58}} = 874,85 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 92,63 \cdot 3,86 \cdot 1 \cdot 0,67}{25 \cdot 3^2 \cdot 31} = 82,42 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 320 \text{ МПа}$$

$$z_7 - z_8: z_7 = 23, z_8 = 90 \quad i_{3n(z7-z8)} = 3,91, \quad M_{кII(z1-z2)} = 140,47 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1000 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4, \quad d = 69 \text{ мм},$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{90} \right) \right] = 1,7;$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{69} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 140,47 \cdot (3,91 + 1)}{30 \cdot 3,91}} = 794,32 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 140,47 \cdot 3,8 \cdot 1 \cdot 0,67}{30 \cdot 3^2 \cdot 23} = 138,21 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 320 \text{ МПа}.$$

3.6 Расчет передачи винт–гайка качения

Требуется спроектировать привод подач, обеспечивающий изменения частоты вращения ходового винта от $n = 1 \text{ мин}^{-1}$ до $n = 60 \text{ мин}^{-1}$ [10]

Принимаются следующие исходные данные для расчета: длина ходового винта $L = 1500 \text{ мм}$; наибольшая осевая нагрузка $Q = 4000 \text{ Н}$; шаг винта $t = 10 \text{ мм}$; наименьшее и наибольшее число оборотов винта $n_{\min} = 60 \text{ мин}^{-1}$.

Выбор передачи осуществляется с учетом отношения:

$$d_0 = \frac{L}{30} ;$$

$$d_0 \frac{1500}{30} = 50.$$

В соответствии с таблицей 8 [6] принимаются следующие параметры $\alpha = 45^\circ$;

$$d_1 = 7 \text{ мм}; \quad r_1 / r_2 = 0,96 \quad ; \lambda = 4^\circ 22 \quad ; \quad z_{\text{ioбщ}} = 22 \quad ; \quad z_{\text{ipaб}} = 17 \quad ; \quad r_1 = 3,5 \text{ мм}, \quad r_0 = 30 \text{ мм};$$

$$d_{\text{KB}} = 4,505 \text{ мм}; \quad Q_{\text{доп.ст}} = 23600 \text{ Н}.$$

Тогда,

$$z_{\text{раб}} = 3 \cdot z_{\text{ipaб}} ;$$

$$z_{\text{раб}} = 3 \cdot 17 = 51.$$

При этом допустимая статическая нагрузка на один шарик при отсутствии предварительного натяга определяется по формуле:

$$P_{\text{доп.ст.}} = 20 \cdot d_1^2 ;$$

$$P_{\text{доп.ст.}} = 20 \cdot 7^2 = 980 \text{ Н}.$$

По рекомендации [6] срок службы $T_1 = 5000$ часов.

Расчет передачи на долговечность.

Необходимые для расчета коэффициенты находятся по формулам:

$$n = \frac{n_{\text{max}} + n_{\text{min}}}{2} ;$$

$$n = \frac{50 + 1}{2} = 25,5;$$

$$c_i = 0,5 \cdot z_{\text{ипра}} \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \cdot \cos \alpha^\circ \right);$$

$$c_i = 0,5 \cdot 17 \cdot \left(1 + \frac{3,5}{30} \cdot \cos 45^\circ \right) = 9,2.$$

Откуда, коэффициент долговечности:

$$K_0 = 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot c_1}{10^7}};$$

$$K_0 = 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5000 \cdot 25,5 \cdot 9,2}{10^7}} = 1,72.$$

Т.к $K_0 > 1$ то необходимо поделить значения $Q_{\text{доп.ст}}$ и $P_{\text{доп.ст.}}$ на коэффициент долговечности.

Тогда,

$$P_{\text{доп}} = \frac{P_{\text{доп.ст.}}}{K_0};$$

$$P_{\text{доп}} = \frac{980}{1,72} = 568,16 \text{ Н};$$

$$Q_{\text{доп.}} = \frac{Q_{\text{доп.ст.}}}{K_0};$$

$$Q_{\text{доп.}} = \frac{23600}{1,72} = 13566,46 \text{ Н}.$$

Максимально допустимая сила натяга на один шарик:

$$P_{\text{ном.мах}} = P_{\text{доп}} \cdot \left(1 - 0,55 \cdot \frac{Q}{Q_{\text{доп}}} \right);$$

$$P_{\text{ном.мах}} = P_{\text{доп}} \cdot \left(1 - 0,55 \cdot \frac{4000}{23600} \right) = 400,64 \text{ Н};$$

$$P_{\text{ном.мин}} = 0,5 \cdot \frac{Q}{z_{\text{расч}} \cdot \sin \alpha};$$

$$P_{\text{ном.мин}} = 0,5 \cdot \frac{4000}{36 \cdot \sin 45^\circ} = 78,6 \text{ Н};$$

$$\text{где } z_{\text{расч}} = 0,7 \cdot z_{\text{раб}},$$

$$z_{\text{расч}} = 0,7 \cdot 51 = 35,7$$

Относительно осевое сближение профилей двух гаек для создания предварительно натяга при его максимальных и минимальных значениях:

$$\delta_{\text{max}} = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{ном.макс}}^2}{d_1}};$$

$$\delta_{\text{max}} = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{400,65}{7}} = 36,66 \text{ мкм};$$

$$\delta_{\text{min}} = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{ном.макс}}^2}{d_1}};$$

$$\delta_{\text{min}} = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{78,6}{7}} = 12,39 \text{ мкм}.$$

Растяжение винта на его рабочем участке:

$$\delta_{\text{в}} = 10^4 \cdot \frac{l}{E \cdot F} \cdot Q;$$

$$\delta_{\text{в}} = 10^4 \cdot \frac{150}{2,1 \cdot 10^7 \cdot 15,93} = 17,93 \text{ мкм};$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости;

F – площадь поперечного сечения.

$$F = \frac{\pi \cdot d_{\text{кв}}^2}{4};$$

$$F = \frac{\pi \cdot 4,505^2}{4} = 15,93 \text{ мм}^2.$$

Осевое максимальное смещение винта относительно гайки из-за контактных деформаций:

$$\delta_{\text{вmax}} = \frac{1,4}{\sqrt[3]{d_1 \cdot P_{\text{нат. max}}}} \cdot \frac{Q}{z_{\text{расч}}};$$

$$Q_{\text{доп. ном.}} = Q_{\text{доп.}} \cdot \frac{P_{\text{доп.}} - P_{\text{нат.}}}{0,55 \cdot P_{\text{доп.}}};$$

$$z_{\text{расч}} = z_{\text{расч}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{Q_{\text{доп. ном.}}}}.$$

Для максимального натяга можно записать:

$$Q_{\text{доп. нат. max}} = 13566,46 \cdot \frac{568,16 - 400,64}{0,55 \cdot 568,16} = 7272,72 \text{ Н};$$

$$z_{\text{расч}} = z_{\text{расч}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{Q_{\text{доп. ном.}}}};$$

$$z_{\text{расч}} = 52 \cdot \sqrt{\frac{4000}{7272,72}} = 26,69;$$

$$\delta_{\text{вmax}} = \frac{1,4}{\sqrt[3]{7 \cdot 400,64}} = 1,49 \text{ мкм}.$$

Для минимального натяга:

$$Q_{\text{доп. нат. max}} = 13566,46 \cdot \frac{568,16 - 78,59}{0,55 \cdot 568,16} = 21254,04 \text{ Н};$$

$$z_{\text{расч}} = z_{\text{расч}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{Q_{\text{доп. ном.}}}};$$

$$z_{\text{расч}} = 52 \cdot \sqrt{\frac{4000}{21254,04}} = 15,61;$$

$$\delta_{\text{в. min}} = \frac{1,4}{\sqrt[3]{7 \cdot 78,59}} \cdot \frac{4000}{15,61} = 4,38 \text{ мм}.$$

Сравнение этих величин показывает, что большая часть смещения гайки относительно винта приходится на деформацию винта. Создание максимального натяга несущественно влияет на общую податливость передачи. Чтобы учесть величину натяга, далее принимается $P_{\text{нат. min}} = 78,59 \text{ Н}$.

Угол трения ρ находится по зависимости:

$$\delta_{\text{в. min}} = \text{arctg} \left(\frac{f_k}{r_1 \cdot \sin 45^\circ} \right);$$

$$\delta_{\text{в. min}} = \text{arctg} \left(\frac{0,001}{0,35 \cdot \sin 45^\circ} \right) = 0^\circ 20';$$

Чтобы определить коэффициент K_η нужно найти отношение:

$$\frac{Q}{z_{\text{расч}} \cdot \sin \alpha \cdot P_{\text{нат}}} = \frac{4000}{52 \cdot \sin 45^\circ} = 1,99.$$

Тогда по таблице 8 [7] принимается $K_\eta = 0,97$.

КПД передачи:

$$\eta = K_\eta \cdot \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho)};$$

$$\eta = 0,97 \cdot \frac{\text{tg}(4^\circ 22')}{\text{tg}(4^\circ 22' + 0^\circ 22')} = 0,91.$$

Момент холостого хода:

$$M_x = P_{\text{нат}} \cdot z_{\text{расч}} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d_{\text{KB}}}{0,2} \cdot [\sin(\lambda + \rho) - \sin(\lambda - \rho)];$$

$$M_x = 78,59 \cdot 52 \cdot \sin 45^\circ \cdot \frac{4,505}{0,2} \cdot [\sin(4^\circ 22' + 0^\circ 22') - \sin(4^\circ 22' - 0^\circ 22')] = 363,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

4 Система автоматического управления приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ

В вертикально-фрезерном станке с ЧПУ по типу мод. 6P13Ф3-37 продольное перемещение стола (координата X) осуществляется от двигателя постоянного тока через одноступенчатый редуктор с передаточным отношением $i=1:2$ и передачу «винт-гайка качения» (рисунок 4.1).

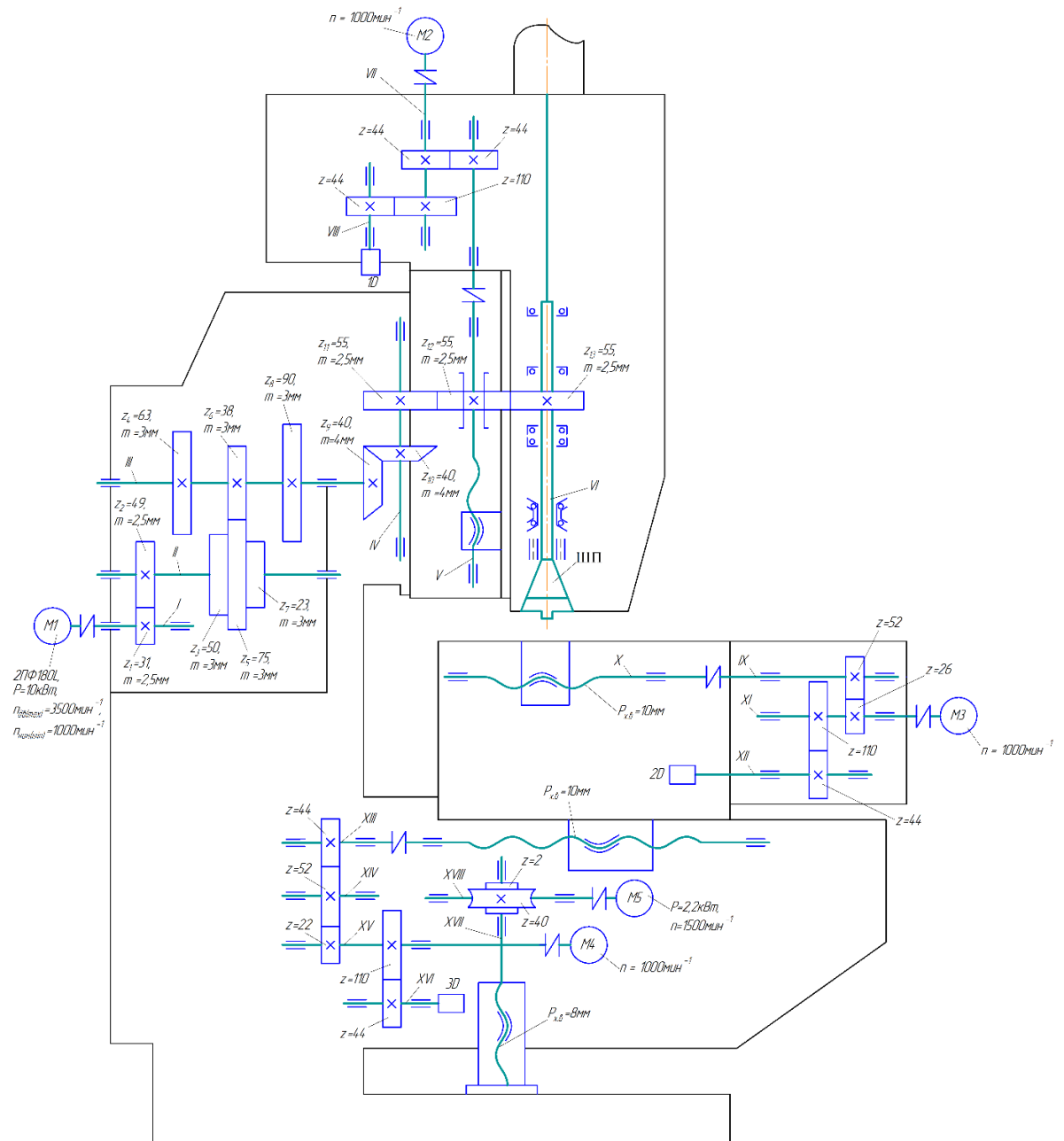


Рисунок 4.1 – Кинематическая схема станка мод. 6P13Ф3-37

Управление электродвигателем привода продольной подачи стола происходит от УЧПУ (устройства числового программного управления) через тиристорный преобразователь.

Обратная связь по скорости осуществляется через встроенный в двигатель тахогенератор с возбуждением от постоянных магнитов, а обратная связь по положению – через вращающийся трансформатор типа ВТМ–1В [12].

Функциональная схема САУ приводом продольной подачи приведена на рисунке 4.2, на котором приняты следующие обозначения: У – усилитель; ТП – тиристорный преобразователь; ДПТ – электродвигатель постоянного тока; Р – редуктор; ШВП – передача «винт-гайка качения» ; ТГ – тахогенератор; ВТ – вращающийся трансформатор; U_z – напряжение, соответствующее заданному перемещению стола станка; ΔU – напряжение, обеспечивающее в установившемся движении угловую скорость (угловое положение) выходного вала двигателя; $U_{вх}$ – напряжение на входе сравнивающего устройства; U – напряжение на выходе сравнивающего устройства; U_d – напряжение на входе электродвигателя; α_d и ω_d – угловое положение и угловая скорость выходного вала двигателя соответственно; α_p и ω_p – угловое положение и угловая скорость выходного вала редуктора; X_Φ – фактическое перемещение (подача) стола станка; $U_{тг}$ – напряжение на выходе тахогенератора; $U_{вт}$ – напряжение на выходе вращающегося трансформатора; СУ – сравнивающее устройство; α_b – угол поворота ходового винта; X_z – заданное перемещение (подача) стола станка.

На рисунке 4.2 устройство ЧПУ показано в упрощенном виде.

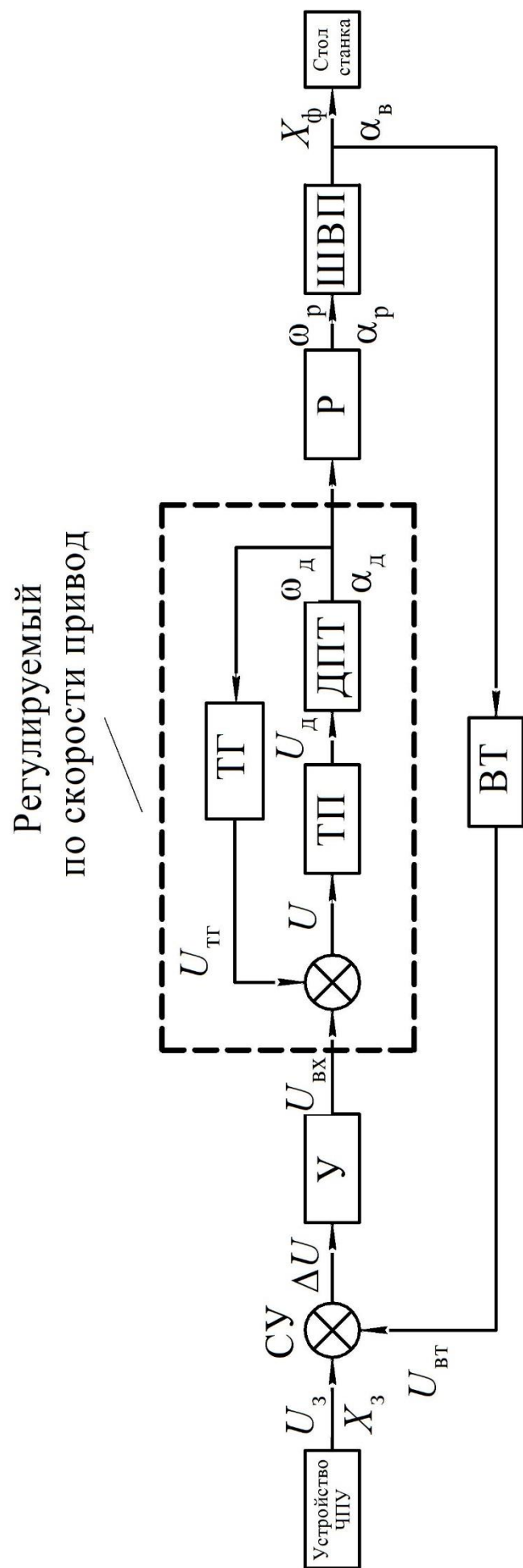


Рисунок 4.2 – Функциональная схема САУ приводом продольной подачи стола

Система автоматического управления работает следующим образом. Вращающийся трансформатор ВТ, который является датчиком обратной связи по положению, измеряет угол поворота $\alpha_{\text{в}}$ ходового винта и преобразует его в электрический сигнал $U_{\text{вт}}$, строго пропорциональный фактическому перемещению $X_{\text{ф}}$ стола станка. Сравнивающее устройство СУ сравнивает сигнал обратной связи $U_{\text{вт}}$ с входным управляющим сигналом $U_{\text{з}}$, получаемым в каком-либо цифро-аналоговом преобразователе и пропорциональным заданной величине продольной подачи $X_{\text{з}}$.

Если эти сигналы не равны, а следовательно, фактическая величина подачи отличается от заданной, то возникает сигнал рассогласования ΔU , пропорциональный разности $U_{\text{з}} - U_{\text{вт}}$, который через усилитель $У$ и тиристорный преобразователь ТП заставляет вращаться выходной вал электродвигателя ДПТ с новой частотой, тем самым, устраняя данное рассогласование.

Использование тахогенератора ТГ в цепи обратной связи по скорости обеспечивает требуемые динамические характеристики регулируемого привода.

Кроме того, наличие встроенного тахогенератора снижает пульсации напряжения, в результате чего обеспечивается большой диапазон регулирования частоты вращения выходного вала электродвигателя [13].

Таким образом, применение в станках с ЧПУ следящих систем позволяет улучшить такие основные параметры приводов, как быстродействие, устойчивость и точность.

4.1 Передаточная функция САУ

Для определения передаточной функции САУ приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ необходимо найти

передаточные функции динамических звеньев, из которых состоит система управления.

Передаточная функция усилителя У:

$$W_1(s) = \frac{U_{\text{вх}}(s)}{\Delta U(s)} = k_1, \quad (1)$$

где k_1 – коэффициент усиления; s – оператор дифференцирования.

Передаточная функция тиристорного преобразователя ТП:

$$W_2(s) = \frac{U_d(s)}{U(s)} = k_2, \quad (2)$$

где k_2 – коэффициент усиления тиристорного преобразователя.

Передаточная функция электродвигателя постоянного тока ДПТ при условии, что входной величиной является напряжение, а выходной величиной – угол поворота ротора:

$$W_d(s) = \frac{\alpha_d(s)}{U_d(s)} = \frac{k_d}{(T_d s + 1)s}, \quad (3)$$

где k_d и T_d – коэффициент передачи и постоянная времени двигателя соответственно.

Передаточная функция редуктора Р:

$$W_3(s) = \frac{\alpha_p(s)}{\alpha_d(s)} = k_3, \quad (4)$$

где k_3 – передаточное отношение редуктора; $k_3 = 0,5$.

Передаточная функция передачи «винт-гайка качения» [7]:

$$W_4(s) = \frac{X_\phi(s)}{\alpha_p(s)} = k_4, \quad (5)$$

где k_4 – коэффициент передачи ШВП.

$$k_4 = \frac{t_{\text{XB}}}{2\pi}, \quad (6)$$

где t – шаг ходового винта; $t=10$ мм.

Передаточная функция вращающегося трансформатора ВТ:

$$W_5(s) = \frac{U_{\text{ВТ}}(s)}{X_{\phi}(s)} = k_5, \quad (7)$$

где k_5 – коэффициент передачи вращающегося трансформатора.

Передаточная функция тахогенератора ТГ:

$$W_6(s) = \frac{U_{\text{ТГ}}(s)}{\omega_d(s)} = k_6, \quad (8)$$

где k_6 – коэффициент передачи тахогенератора.

Составляем структурную схему САУ приводом продольной подачи стола вертикально–фрезерного станка с ЧПУ.

Найдем передаточную функцию разомкнутого регулируемого привода:

$$W_{pc}(s) = W_2(s)W_d(s) = \frac{k_2 k_d}{T_d s^2 + s}, \quad (9)$$

Передаточная функция замкнутого регулируемого привода с неединичной обратной связью:

$$W_{zc}(s) = \frac{W_{pc}(s)}{1 + W_{pc}(s)W_6(s)} = \frac{k_2 k_d}{T_d s^2 + s + k_2 k_d k_6}, \quad (10)$$

Передаточная функция разомкнутой по положению следящей системы:

$$W_{rp}(s) = W_1(s)W_{zc}(s)W_3(s)W_4(s) = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_4}{T_d s^2 + s + k_2 k_d k_6}, \quad (11)$$

Передаточная функция замкнутой по положению следящей системы:

$$W_{\text{зп}}(s) = \frac{W_{\text{рп}}(s)}{1 + W_{\text{рп}}(s)W_5(s)} = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_4}{T_d s^2 + s + k_2 k_d k_6 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_5}, \quad (12)$$

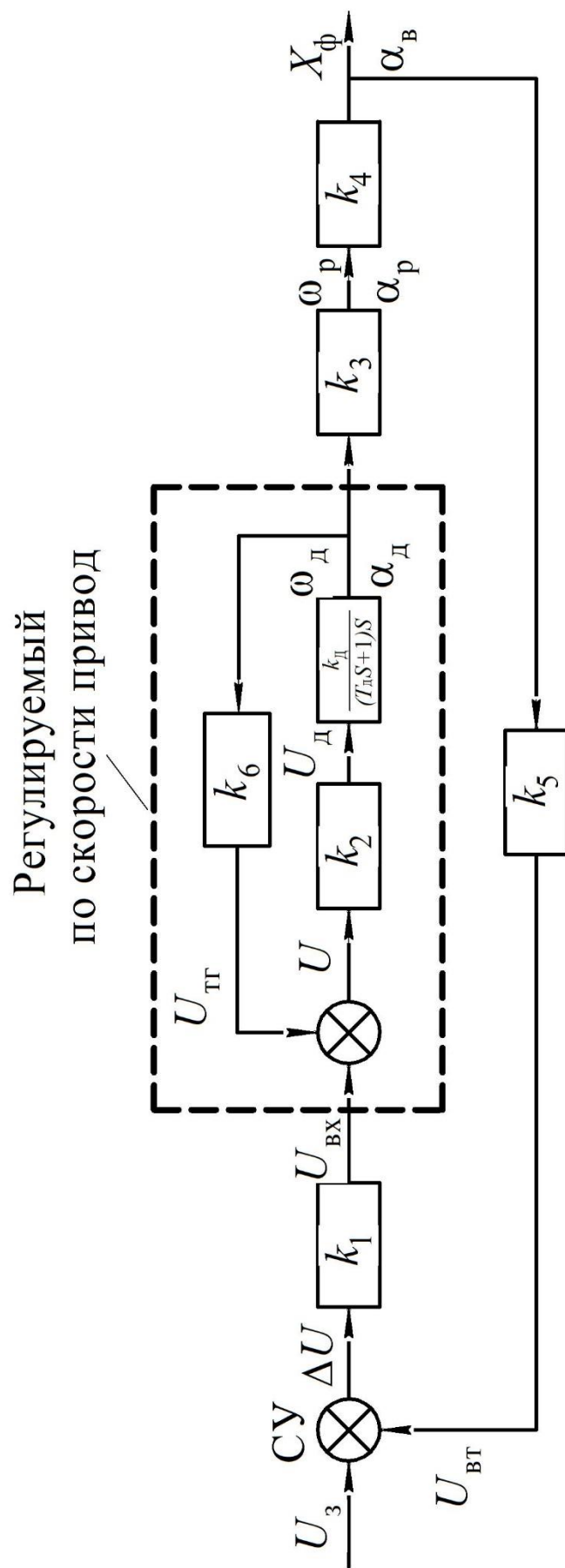


Рисунок 4.3 – Структурная схема САУ приводом продольной подачи стола

Или

$$W_{\text{зп}}(s) = \frac{X_{\text{ф}}(s)}{U_3(s)} = \frac{k_{\text{пр}}}{T_{\text{д}}s^2 + s + C}, \quad (13)$$

где $k_{\text{пр}}$ – коэффициент передачи замкнутой системы;

$$k_{\text{пр}} = k_1 k_2 k_{\text{д}} k_3 k_4;$$

$$C = k_2 k_{\text{д}} k_6 + k_1 k_2 k_{\text{д}} k_3 k_4 k_5$$

Уравнение обратной связи для контура, замкнутого по положению, имеет вид:

$$\Delta U(t) = U_3(t) - U_{\text{вт}}(t), \quad (14)$$

где $\Delta U(t)$ – ошибка работы следящей системы.

Таким образом, полученное выражение (13) представляет собой передаточную функцию САУ приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ.

Составленная математическая модель САУ позволяет определить такие показатели качества системы управления приводом, как быстродействие, устойчивость и точность.

4.2 Переходная функция САУ

Передаточная функция САУ приводом продольной подачи стола согласно выражению (13) имеет вид:

$$W_{\text{зп}}(s) = \frac{k_{\text{пр}}}{T_{\text{д}}s^2 + s + C},$$

Характеристическое уравнение замкнутой САУ:

$$T_{\text{д}}s^2 + s + C = 0 \quad (15)$$

Приведем уравнение (15) к каноническому виду:

$$\frac{T_d}{C} s^2 + \frac{1}{C} + 1 = 0 \quad (16)$$

Введем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_d}{C} &= T_1^2; \\ \frac{1}{C} &= T_2. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Тогда с учетом (17) уравнения (16) примет вид:

$$T_1^2 s^2 + T_2 s + 1 = 0. \quad (18)$$

Характеристическое уравнение (18) имеет два корня. В зависимости от соотношения конструктивных и эксплуатационных параметров САУ корни могут быть действительными, комплексными или мнимыми [14].

После введения новых постоянных времени $T_{3,4} = -\frac{1}{s_1 s_2}$ и учитывая, что $s_1 s_2 = \frac{1}{T_1^2}$, передаточная функция замкнутой САУ будет иметь вид:

$$W_{\text{зп}}(s) = \frac{k_{\text{пр}}}{(T_3 s + 1)(T_4 s + 1)}, \quad (19)$$

где $T_{3,4} = \frac{T_2}{2} \pm \sqrt{\frac{T_2^2}{4} - T_1^2}$.

Тогда переходная функция САУ приводом продольной подачи стола может быть записана следующим образом:

$$\Delta U(t) = k_{\text{пр}} U_3(t) \left(1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_4}} \right). \quad (20)$$

где $U_3(t) = U_3 \cdot 1(t) = \text{const}$. (21)

Выражение (21) описывает внешнее возмущающее воздействие, заданное в виде ступенчатой функции. Такой характер внешнего возмущения

наиболее часто возникает при обработке деталей резанием, например, в момент резного изменения глубины резания.

Переходные характеристики при различных значениях коэффициента усиления k_1 усилителя и постоянной времени $T_d = 0,08$ с электродвигателя представлены на рисунках 4.4 – 4.10.

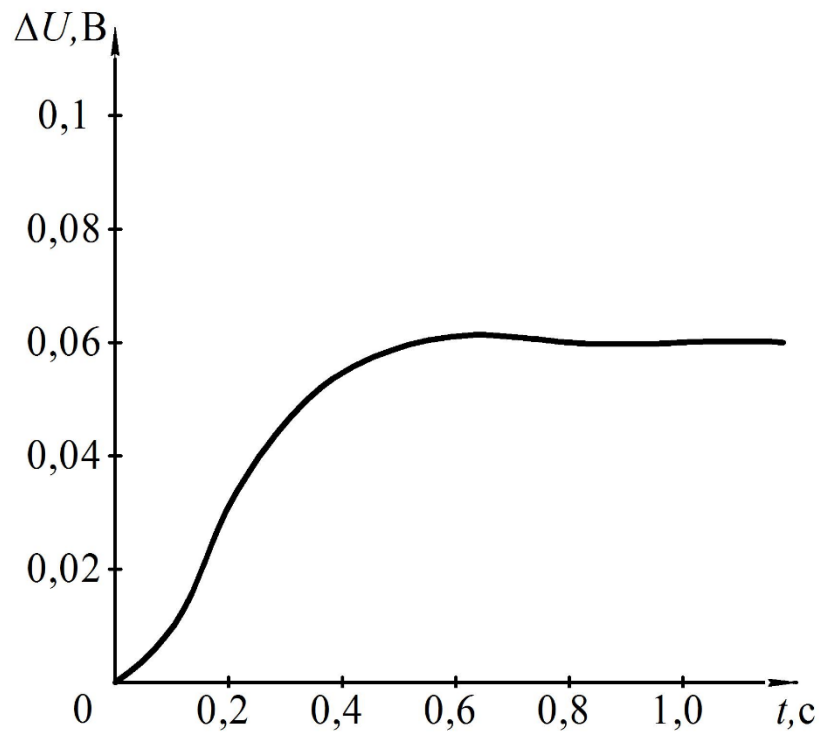


Рисунок 4.4 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 5$

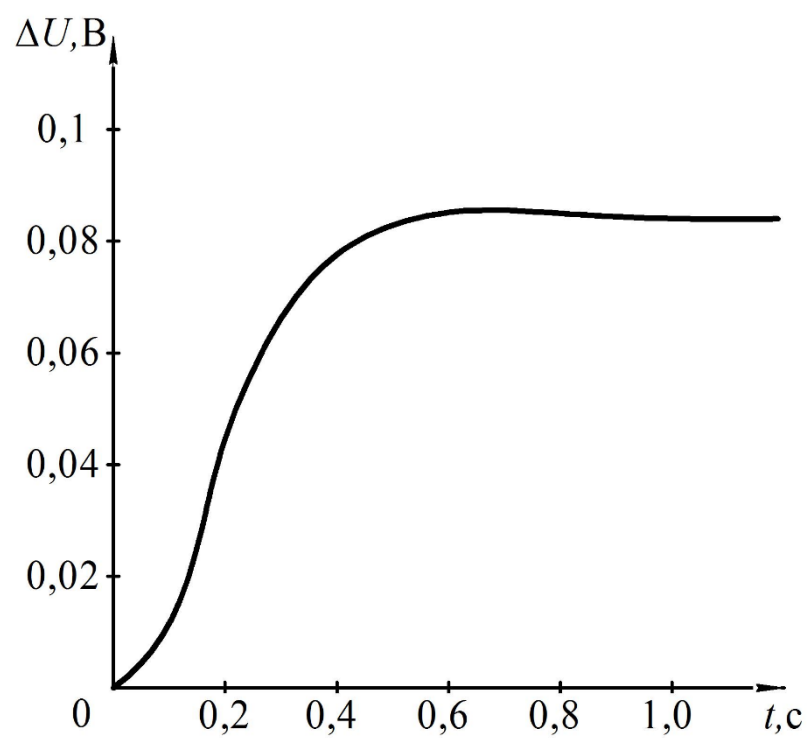


Рисунок 4.5 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 7$

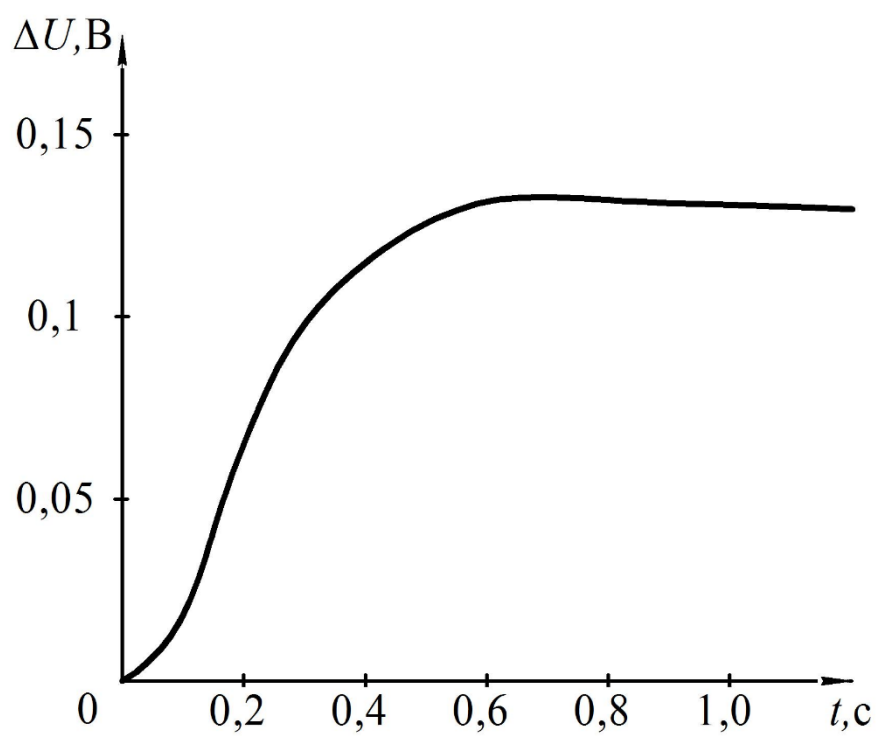


Рисунок 4.6 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 10$

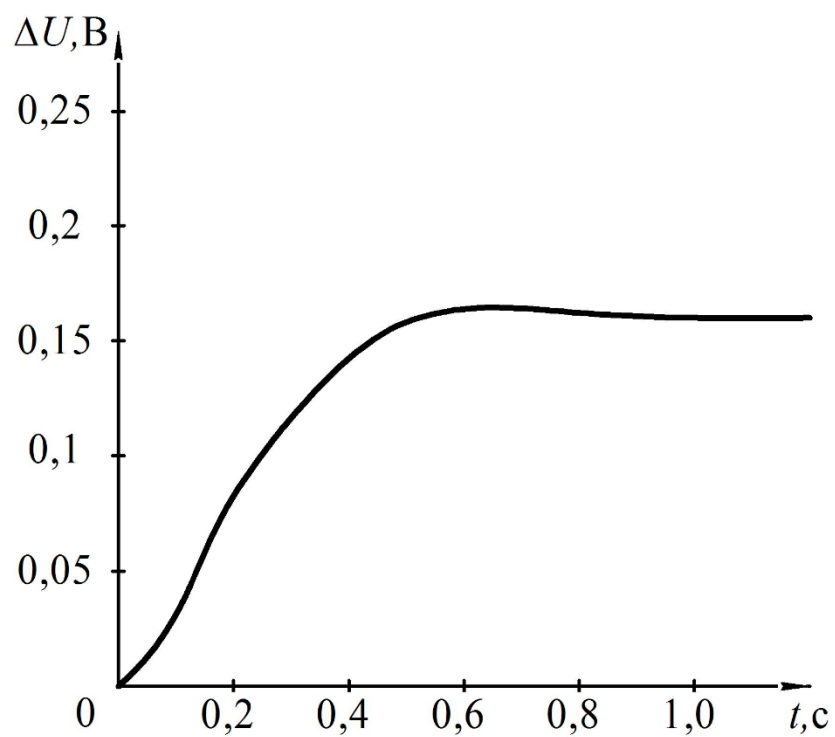


Рисунок 4.7 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 13$

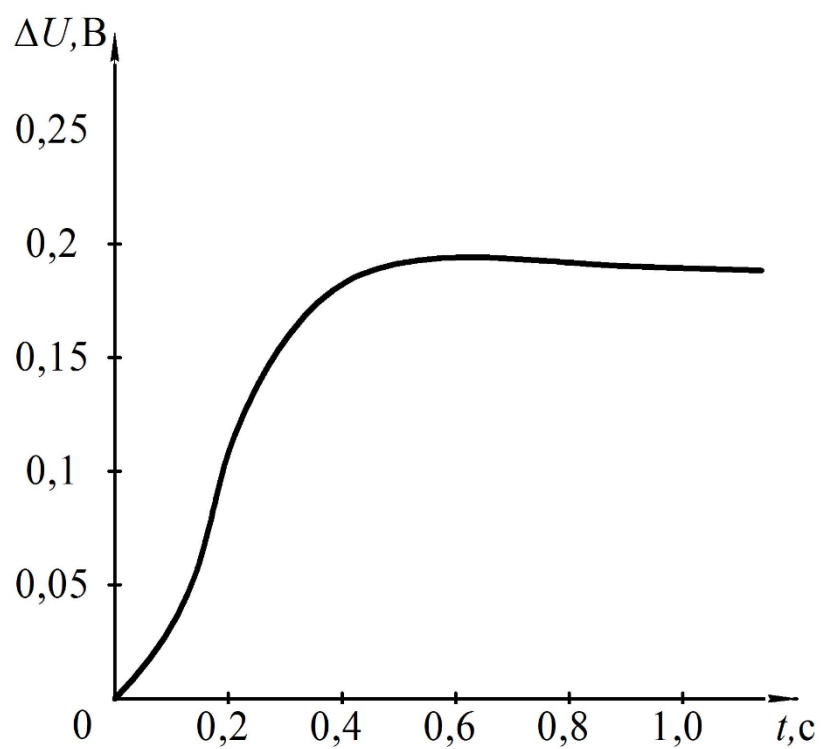


Рисунок 4.8 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 16$

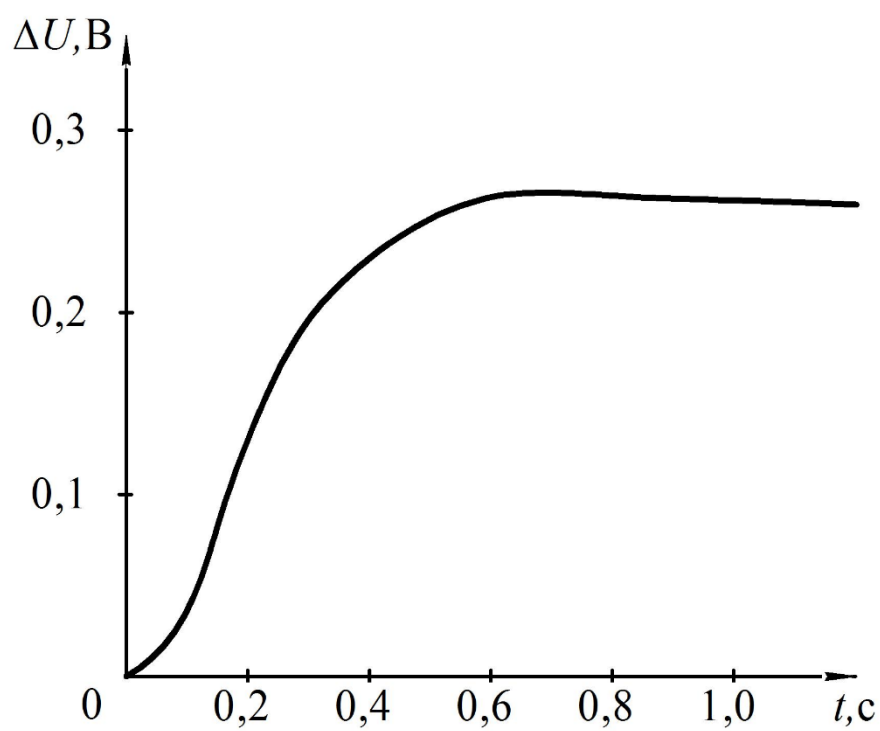


Рисунок 4.9 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 20$

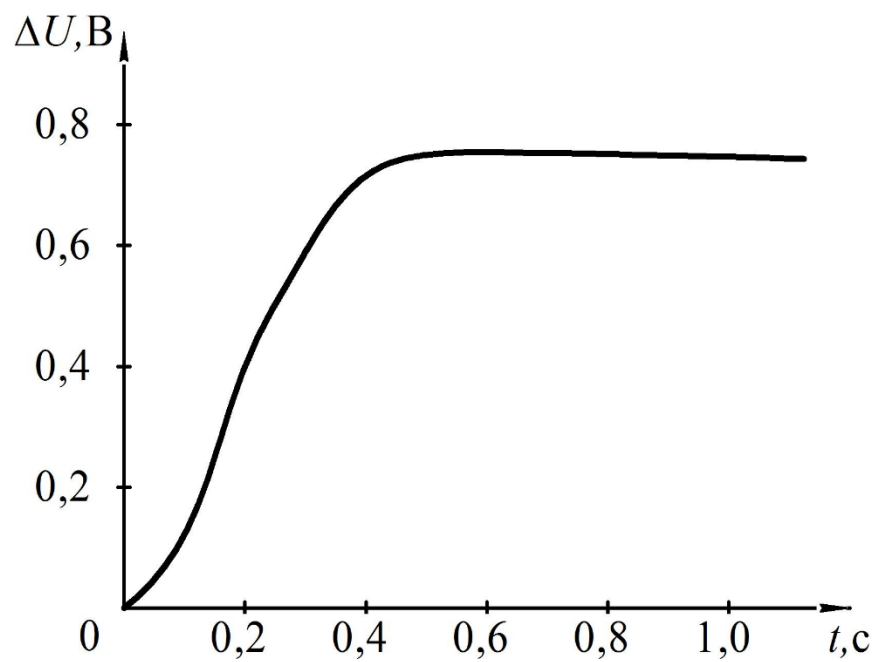


Рисунок 4.10 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 60$

Переходные характеристики при различных значениях коэффициента усиления k_2 тиристорного преобразователя и постоянной времени $T_d = 0,08$ с электродвигателя представлены на рисунках 4.11 – 4.16.

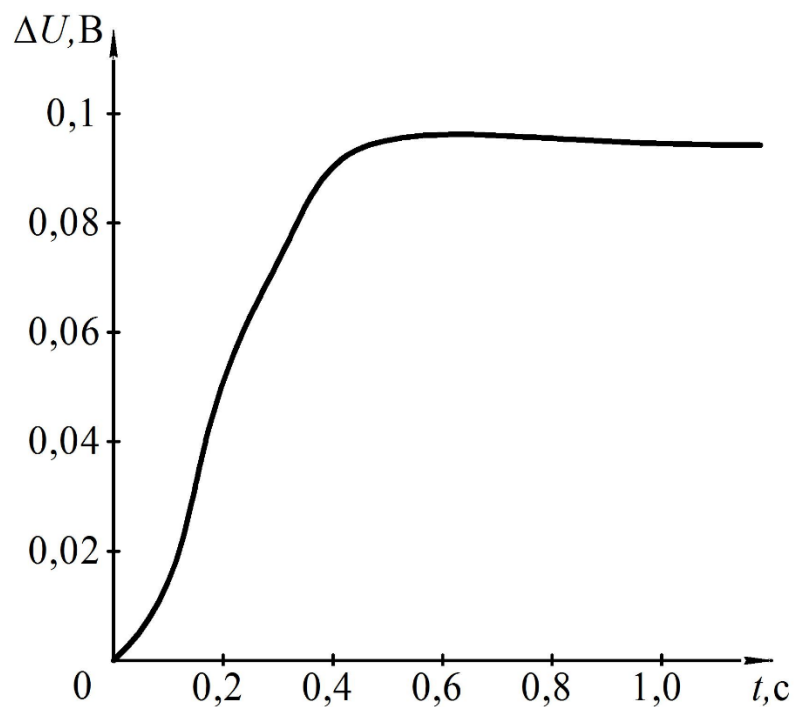


Рисунок 4.11 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 2$

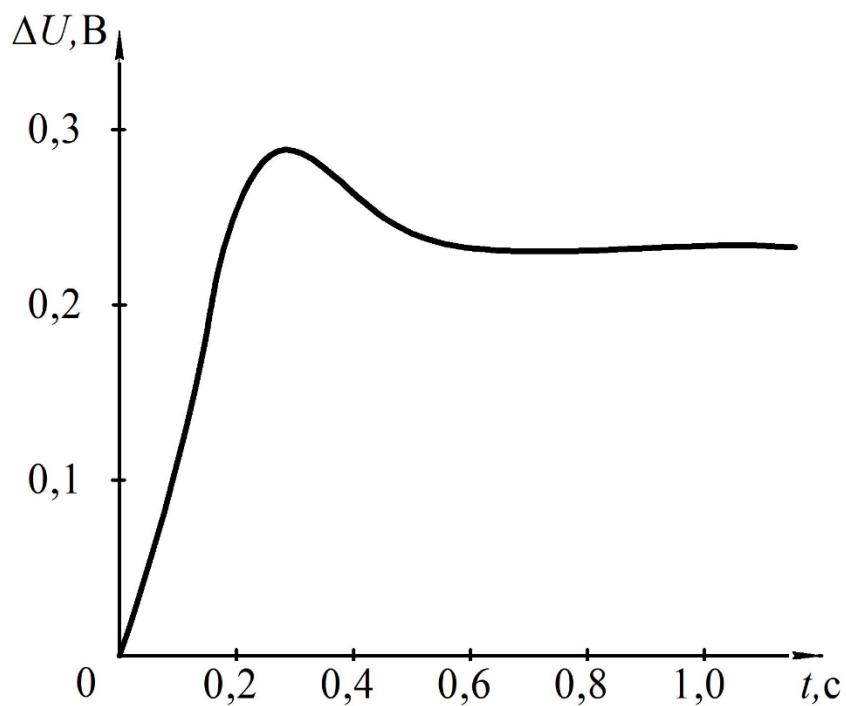


Рисунок 4.12 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 5$

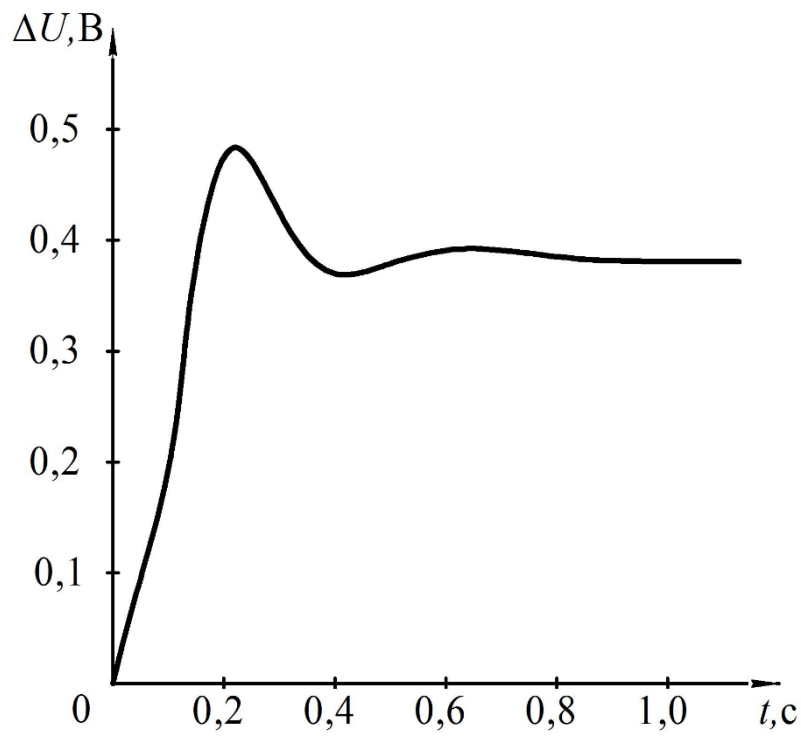


Рисунок 4.13 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 8$

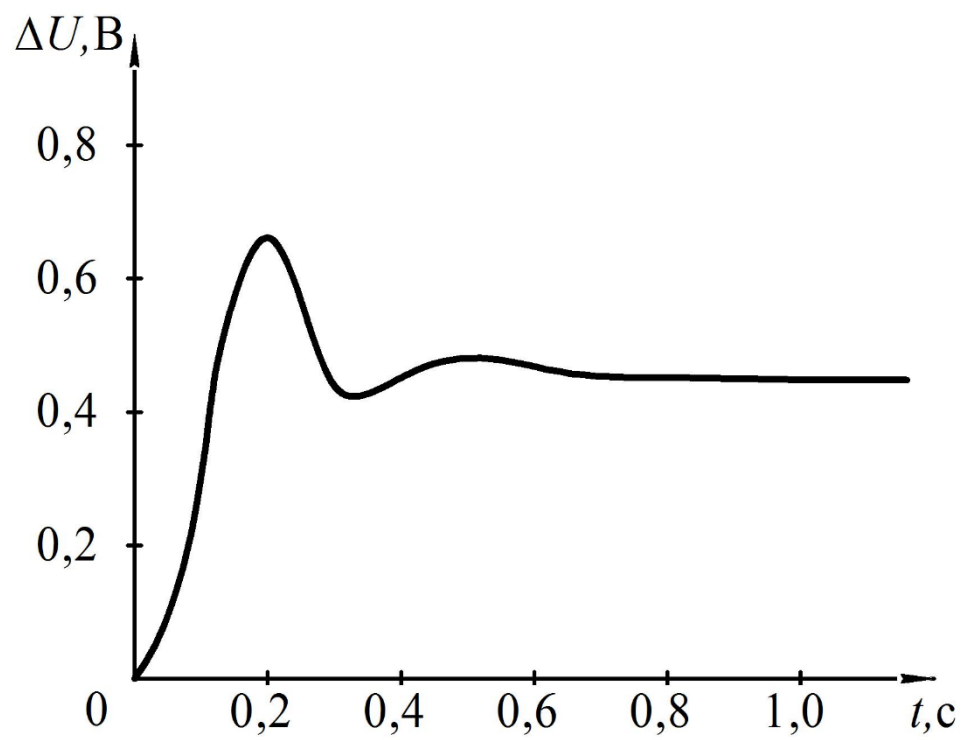


Рисунок 4.14 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 10$

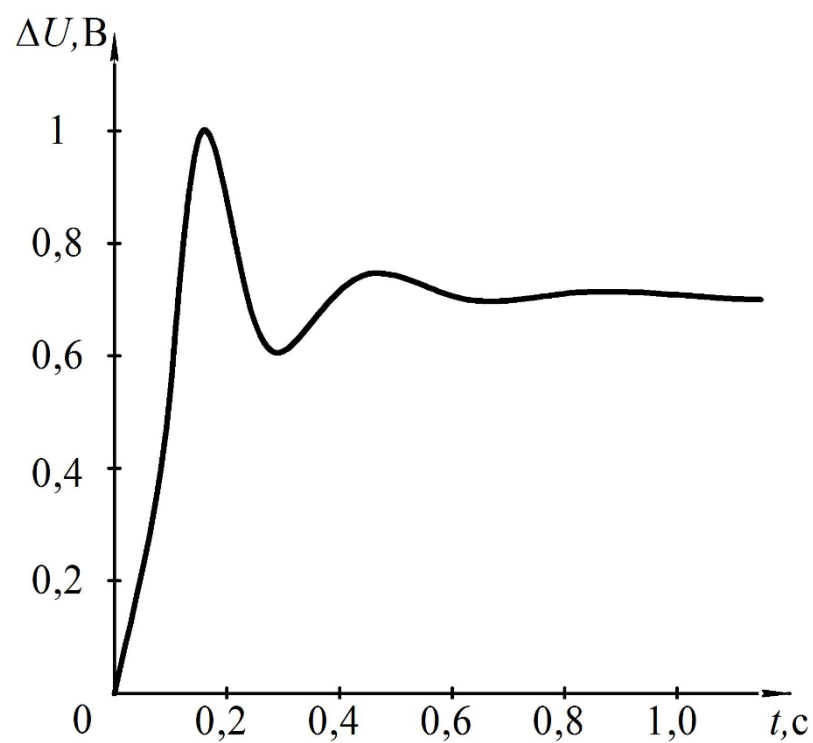


Рисунок 4.15 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 15$

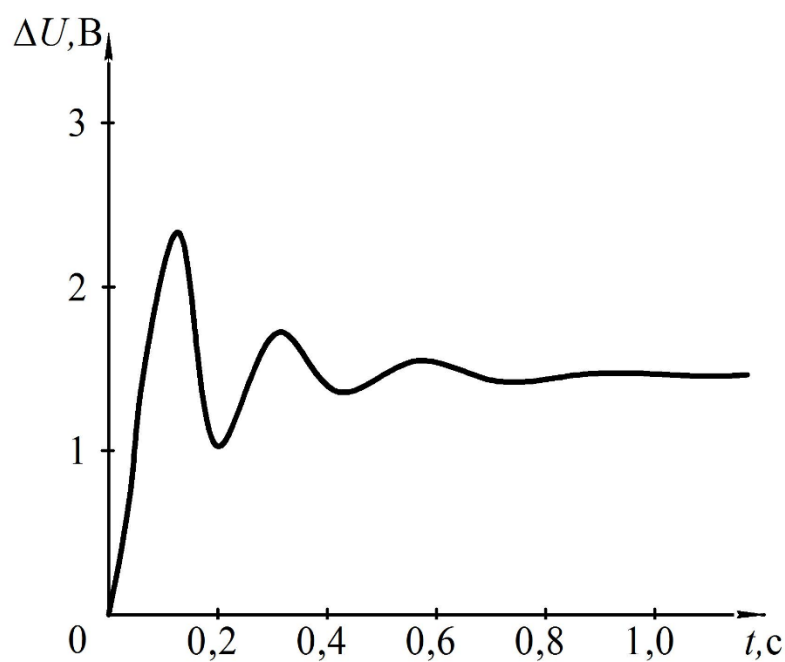


Рисунок 4.16 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 30$

Переходные характеристики при различных значениях коэффициента передачи k_d и постоянной времени $T_d = 0,08$ с электродвигателя представлены на рисунках 4.17 – 4.22.

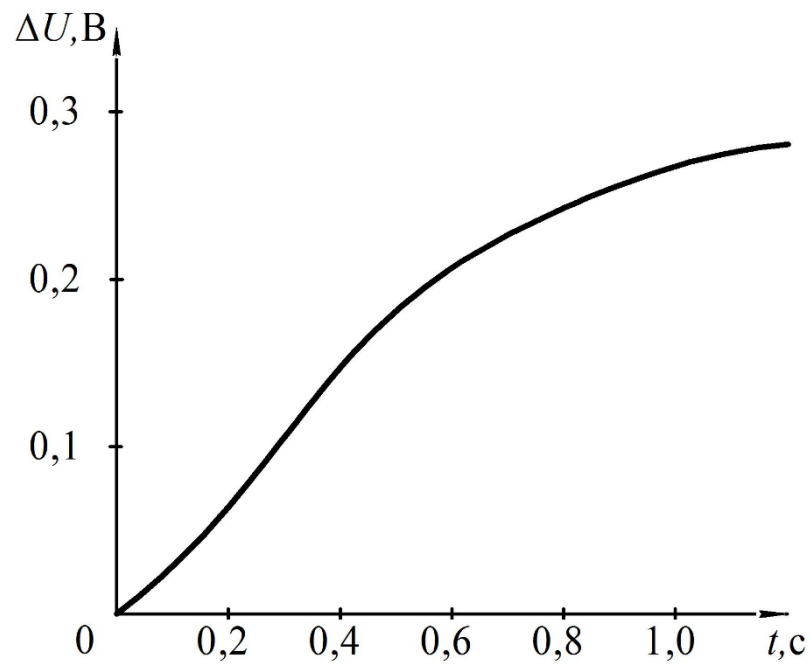


Рисунок 4.17 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 0,5$

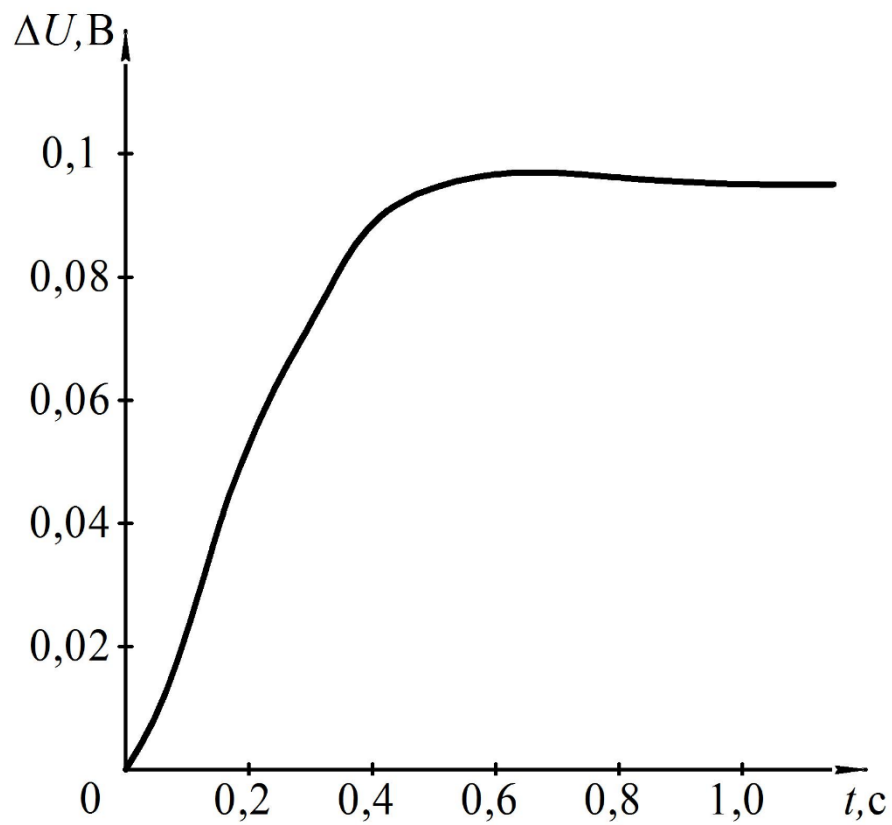


Рисунок 4.18 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 1,5$

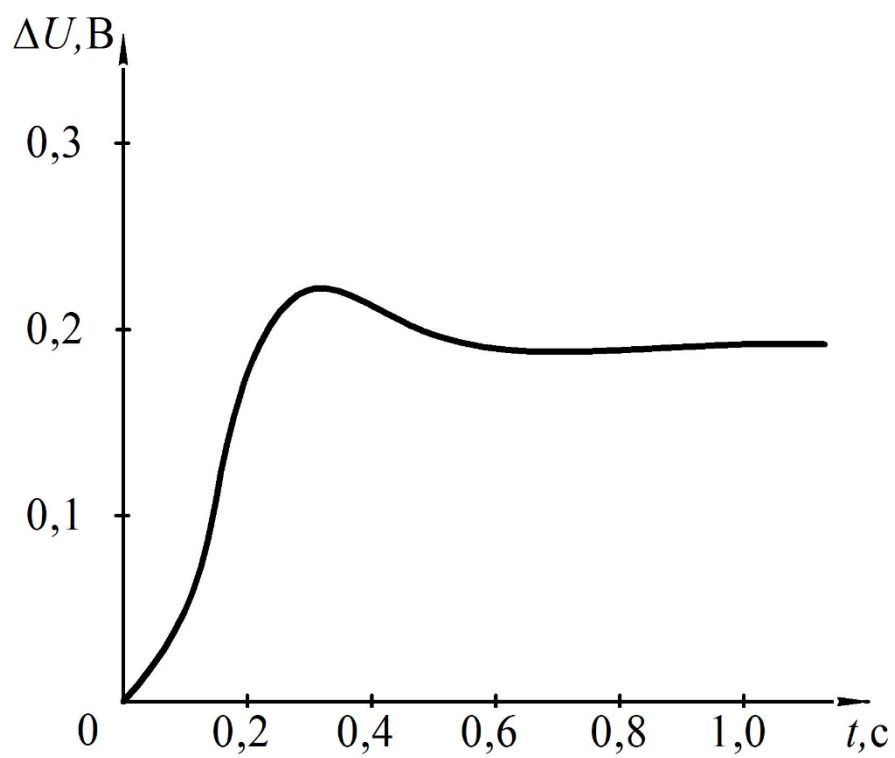


Рисунок 4.19 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 3$

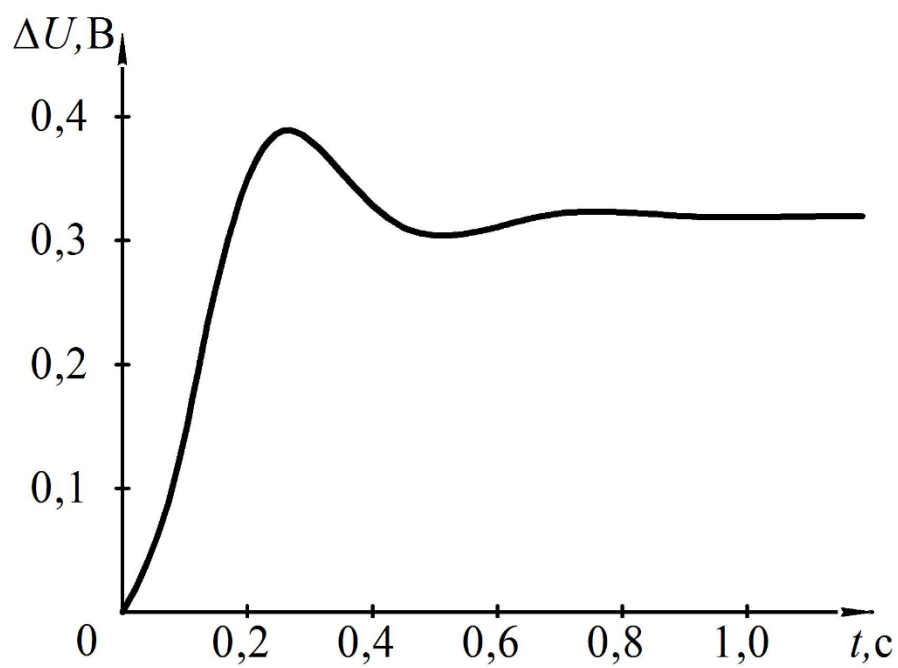


Рисунок 4.20 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 5$

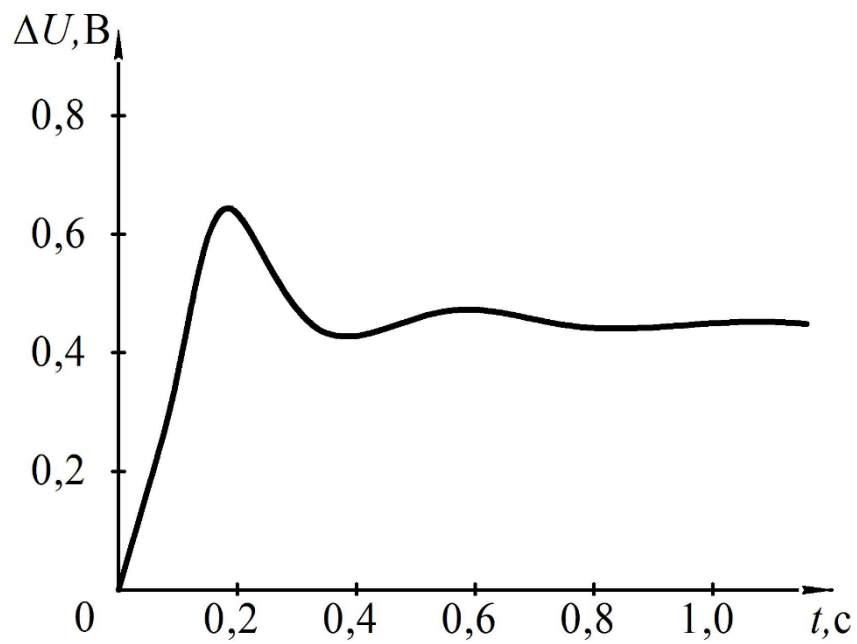


Рисунок 4.21 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 7,5$

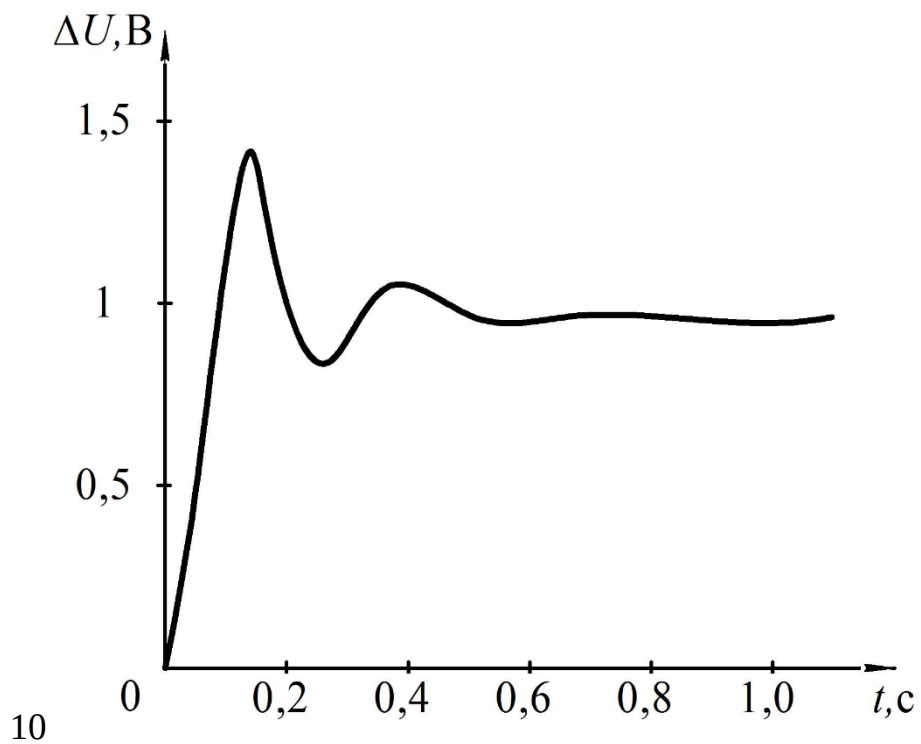


Рисунок 4.22 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 15$

Результаты анализа полученных переходных характеристик САУ сведены в таблицы 4.1-4.4.

Таблица 4.1 – Результаты исследования при изменении коэффициента усиления k_1 усилителя

Коэффициент усиления k_1	Постоянная времени двигателя T_d , с	Статическая ошибка ΔU , В	Динамическая ошибка ΔU , В
5	0,08	0,059	0,061
7		0,082	0,085
10		0,118	0,122
13		0,152	0,158
16		0,186	0,195
20		0,232	0,244
30		0,349	0,366
45		0,527	0,549
50		0,583	0,61
60		0,698	0,733

Таблица 4.2 – Результаты исследования при изменении коэффициента усиления k_2 тиристорного преобразователя

Коэффициент усиления k_2	Постоянная времени двигателя T_d , с	Статическая ошибка ΔU , В	Динамическая ошибка ΔU , В
2	0,08	0,091	0,197
5		0,251	0,279
8		0,387	0,483
10		0,498	0,626

Продолжение таблицы 4.2

Коэффициент усиления k_2	Постоянная времени двигателя T_d , с	Статическая ошибка ΔU , В	Динамическая ошибка ΔU , В
15	0,08	0,712	0,998
30		1,526	2,183
35		1,712	2,591
40		1,911	3,004
45		2,153	3,421
50		2,459	3,84

Таблица 4.3 – Результаты исследования при изменении коэффициента передачи k_d электродвигателя

Коэффициент передачи двигателя k_d , рад/В	Постоянная времени двигателя T_d , с	Статическая ошибка ΔU , В	Динамическая ошибка ΔU , В
0,5	0,08	0,032	0,032
1,5		0,091	0,097
3		0,192	0,215
5		0,323	0,39
7,5		0,497	0,626
15		0,912	1,384
20		1,259	1,913

Продолжение таблицы 4.3

Коэффициент передачи двигателя k_d , рад/В	Постоянная времени двигателя T_d , с	Статическая ошибка ΔU , В	Динамическая ошибка ΔU , В
23	0,08	1,495	2,237
25		1,699	2,455
30		1,981	3,004

Таблица 4.4 – Результаты исследования при изменении постоянной времени T_d электродвигателя

Постоянная времени T_d , с	Статическая ошибка ΔU , В	Динамическая ошибка ΔU , В
0,01	0,095	0,095
0,03	0,095	0,095
0,05	0,095	0,095
0,07	0,095	0,096
0,09	0,095	0,099
0,11	0,096	0,101
0,13	0,096	0,104
0,15	0,097	0,106
0,35	0,097	0,122
0,37	0,098	0,124

4.3 Показатели динамического качества САУ

К показателям динамического качества САУ относятся такие параметры, как запас и степень устойчивости, а также быстродействие. Показатели качества используют для сравнительной оценки существующих и проектируемых конструкций систем управления.

Склонность системы к колебаниям, а, следовательно, и запас устойчивости могут быть оценены с помощью относительной величины, которая называется перерегулированием:

$$\sigma = \frac{y_{max} - y_{уст}}{y_{уст}} \cdot 100\% , \quad (22)$$

где y_{max} – максимальное значение выходной величины; $y_{уст}$ – установившееся значение выходной величины.

Также запас устойчивости по переходной характеристике оценивают, используя и такой параметр, как затухание за период:

$$\zeta = \frac{C_1 - C_2}{C_1} \cdot 100\% , \quad (23)$$

где C_1 и C_2 – амплитуды.

Кроме того, динамическое качество САУ может быть оценено по комплексному показателю, который определяется следующим образом:

$$A = \frac{y_{max}}{y_{уст}} t_{п} , \quad (24)$$

где y_{max} – максимальное значение выходной величины; $y_{уст}$ – установившееся значение выходной величины; $t_{п}$ – время окончания переходного процесса (быстродействие).

При этом используя построенные зависимости $A = f(k_1)$, $A = f(k_2)$, $A = f(k_d)$ и $A = f(T_d)$ и найдя минимум функции A , можно определить оптимальные значения конструктивных и эксплуатационных параметров САУ.

Рассчитанные по формулам (22)-(24) значения показателей динамического качества системы автоматического управления приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ приведены в таблицах 4.5-4.8.

Таблица 4.5 – Результаты исследования при изменении коэффициента усиления k_1 усилителя

k_1	$t_{\Pi}, \text{с}$	$y_{\max}, \text{В}$	$y_{\text{уст}}, \text{В}$	$\sigma, \%$	$C_1, \text{В}$	$C_2, \text{В}$	$\zeta, \%$	$A, \text{с}$
5	0,6	0,061	0,059	3,38	0,061	0	100	0,62
7	0,6	0,085	0,082	3,65	0,085	0	100	0,62
10	0,6	0,122	0,118	3,38	0,122	0	100	0,62
13	0,7	0,158	0,152	3,94	0,158	0	100	0,72
16	0,7	0,195	0,186	4,83	0,195	0	100	0,73
20	0,7	0,244	0,232	5,17	0,244	0	100	0,73
30	0,8	0,366	0,349	4,87	0,366	0	100	0,83
45	0,8	0,549	0,527	4,17	0,549	0	100	0,83
50	0,9	0,61	0,583	4,63	0,61	0	100	0,94
60	0,9	0,733	0,698	5,01	0,733	0	100	0,94

Таблица 4.6 – Результаты исследования при изменении коэффициента усиления k_2 тиристорного преобразователя

k_2	$t_{п}, c$	y_{max}, B	$y_{уст}, B$	$\sigma, \%$	C_1, B	C_2, B	$\zeta, \%$	A, c
2	0,7	0,097	0,091	6,59	0,097	0	100	0,74
5	0,7	0,279	0,251	11,15	0,279	0	100	0,77
8	0,7	0,483	0,387	24,8	0,483	0,38	21,32	0,87
10	0,7	0,626	0,498	25,7	0,626	0,49	21,72	0,88
15	0,8	0,998	0,712	40,16	0,998	0,75	24,84	1,12
30	0,8	2,183	1,526	43,05	2,183	1,67	23,49	1,14
35	0,9	2,591	1,712	51,34	2,591	1,93	25,51	1,36
40	1	3,004	1,911	57,19	3,004	2,3	23,43	1,57
45	1,1	3,421	2,153	58,89	3,421	2,57	24,87	1,74
50	1,1	3,84	2,459	56,16	3,84	2,89	24,43	1,71

Таблица 4.7 – Результаты исследования при изменении коэффициента передачи k_d электродвигателя

$k_d, \text{ рад/В}$	$t_{п}, c$	y_{max}, B	$y_{уст}, B$	$\sigma, \%$	C_1, B	C_2, B	$\zeta, \%$	A, c
0,5	2	0,032	0,031	3,22	0,032	0	100	2,06
1,5	0,8	0,097	0,091	6,59	0,097	0	100	0,85
3	0,7	0,215	0,192	11,97	0,215	0	100	0,78
5	0,6	0,39	0,323	20,74	0,39	0	100	0,72

Продолжение таблицы 4.7

k_d , рад/В	$t_{п}$, с	y_{max} , В	$y_{уст}$, В	σ , %	C_1 , В	C_2 , В	ζ , %	A , с
7,5	0,6	0,626	0,497	25,95	0,626	0,49	21,72	0,75
15	0,7	1,384	0,912	51,75	1,384	1,08	21,96	1,06
20	0,7	1,913	1,259	51,94	1,913	1,41	26,29	1,06
23	0,7	2,237	1,495	49,63	2,237	2,05	8,35	1,04
25	0,8	2,455	1,699	44,49	2,455	2,07	15,68	1,15
30	0,8	3,004	1,981	51,64	3,004	2,36	21,43	1,21

Таблица 4.8 – Результаты исследования при изменении постоянной времени T_d электродвигателя

T_d , с.	$t_{п}$, с	y_{max} , В	$y_{уст}$, В	σ , %	C_1 , В	C_2 , В	ζ , %	A , с
0,01	0,7	0,095	0,095	0	0,095	0	100	0,7
0,03	0,7	0,095	0,095	0	0,095	0	100	0,7
0,05	0,7	0,095	0,095	0	0,095	0	100	0,7
0,07	0,7	0,096	0,095	1,05	0,096	0	100	0,7
0,09	0,8	0,099	0,095	4,21	0,099	0	100	0,83
0,11	0,9	0,101	0,096	5,2	0,101	0	100	0,94
0,13	1	0,104	0,096	8,33	0,104	0	100	1,08

Продолжение таблицы 4.8

$T_d, \text{с.}$	$t_{\Pi}, \text{с}$	$y_{\max}, \text{В}$	$y_{\text{уст}}, \text{В}$	$\sigma, \%$	$C_1, \text{В}$	$C_2, \text{В}$	$\zeta, \%$	$A, \text{с}$
0,15	1,1	0,106	0,097	9,27	0,106	0	100	1,2
0,35	2,9	0,122	0,097	25,77	0,122	0,09	26,22	3,64
0,37	3	0,124	0,098	26,53	0,124	0,098	20,96	3,79

На рисунках 4.23–4.26 показаны результаты исследования при изменении коэффициента усиления k_1 усилителя.

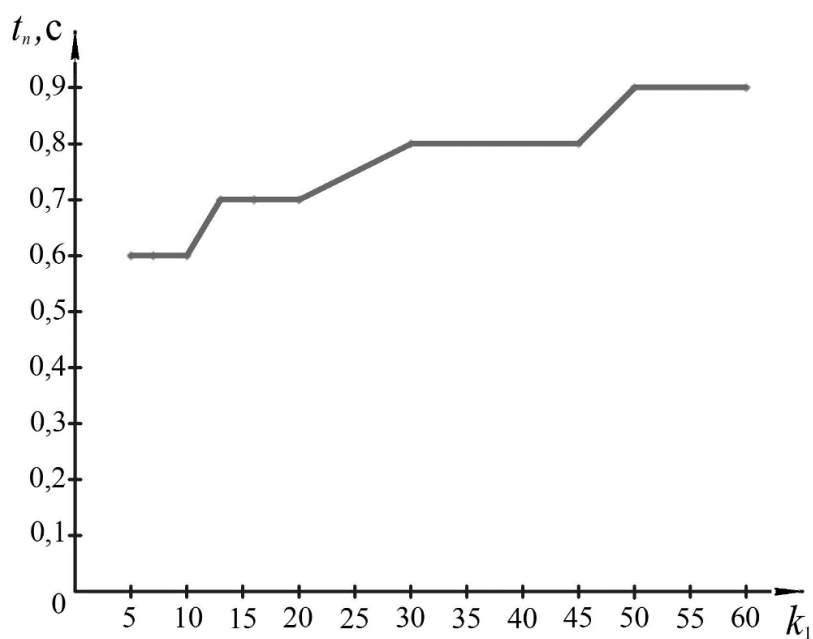


Рисунок 4.23 – Зависимость быстродействия САУ от изменения k_1

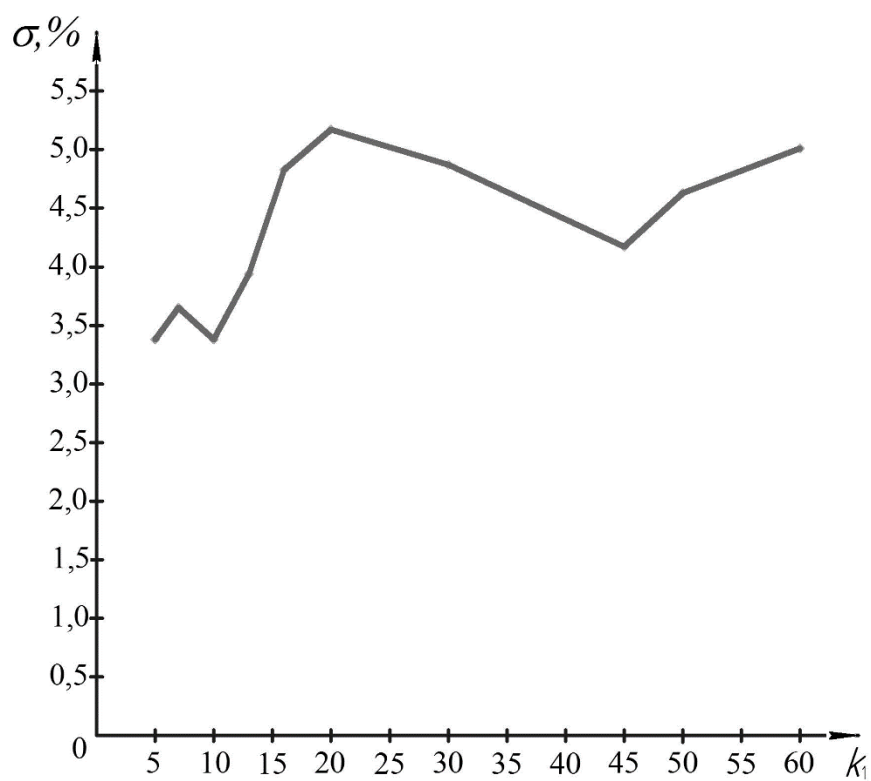


Рисунок 4.24 – Зависимость перерегулирования от изменения k_1

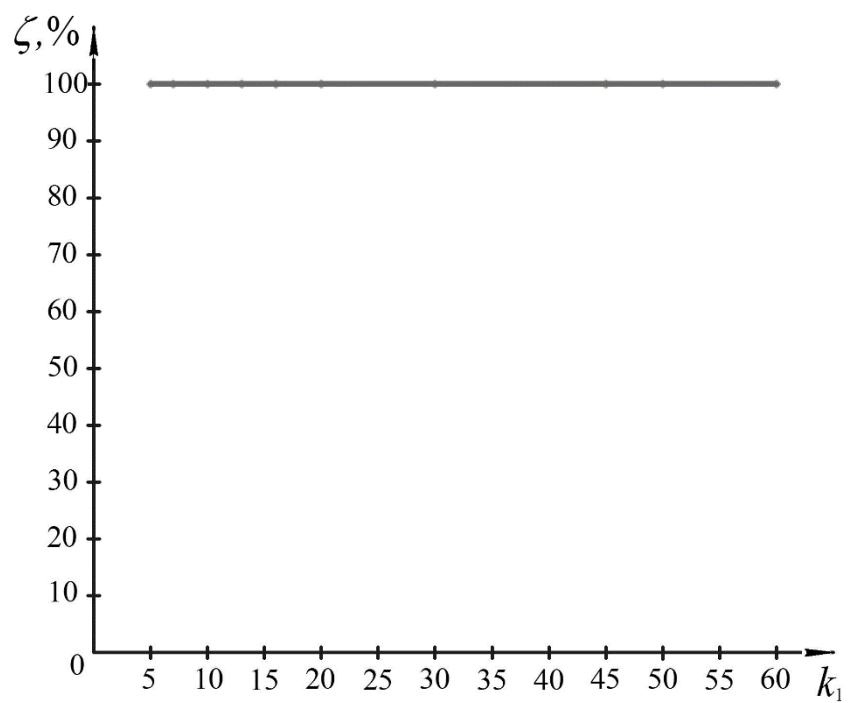


Рисунок 4.25 – Зависимость затухания за период от изменения k_1

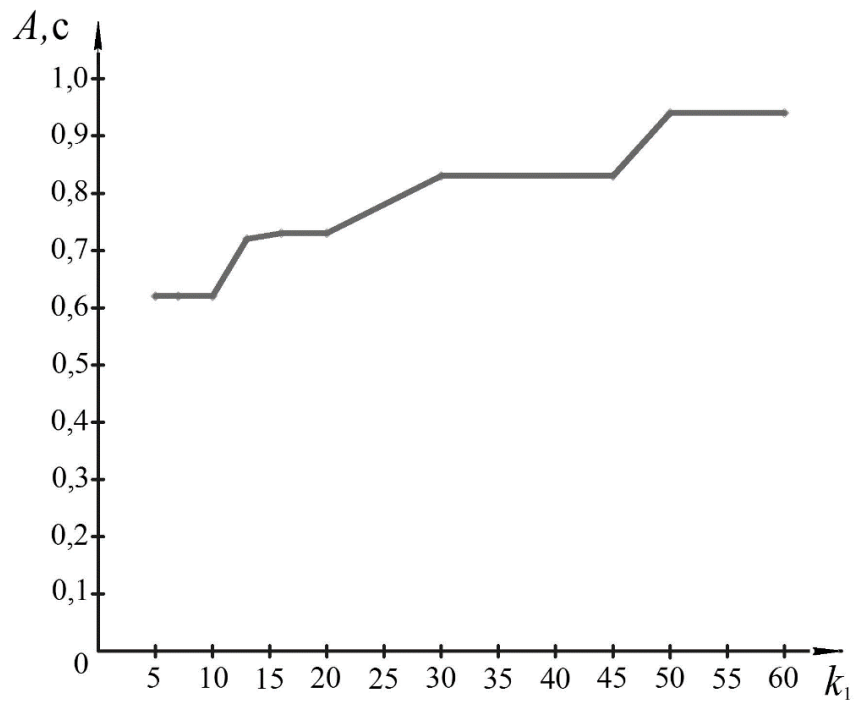


Рисунок 4.26 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_1

На рисунках 4.27–4.30 показаны результаты исследования при изменении коэффициента усиления k_2 тиристорного преобразователя.

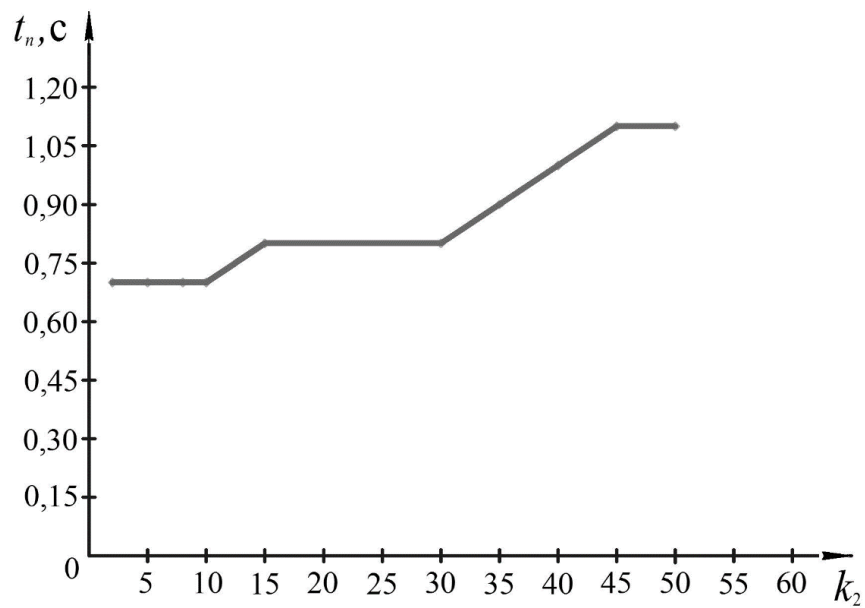


Рисунок 4.27 – Зависимость быстродействия САУ от изменения k_2

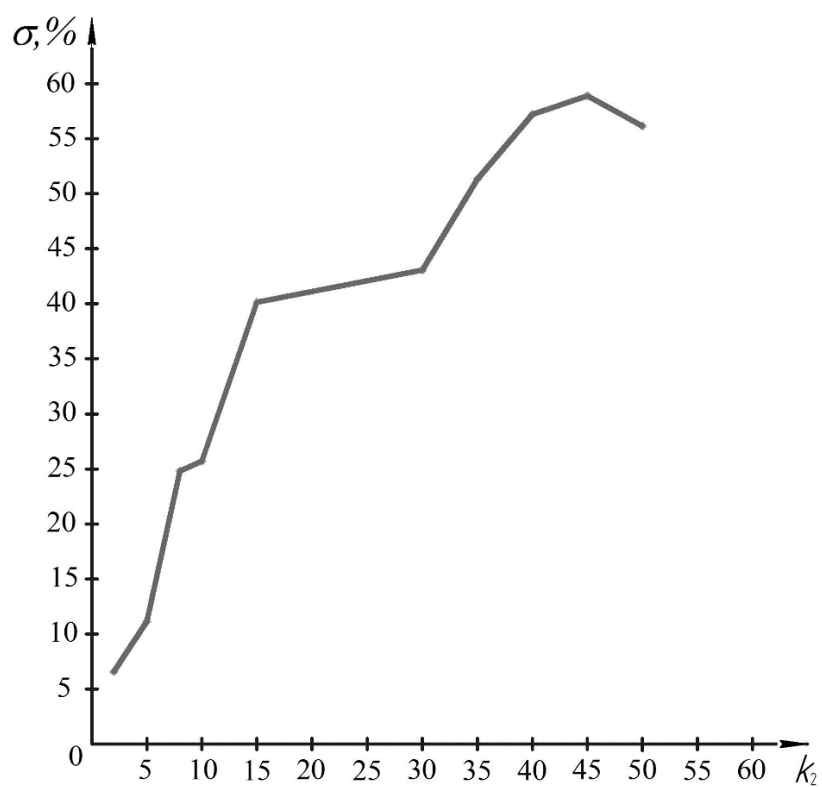


Рисунок 4.28 – Зависимость перерегулирования от изменения k_2

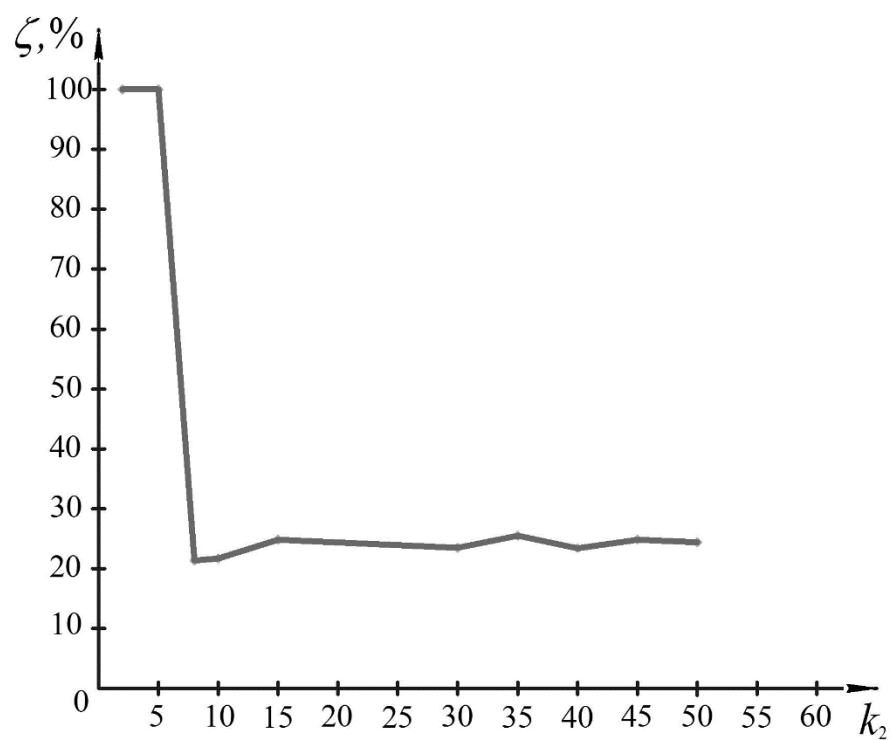


Рисунок 4.29 – Зависимость затухания за период от изменения k_2

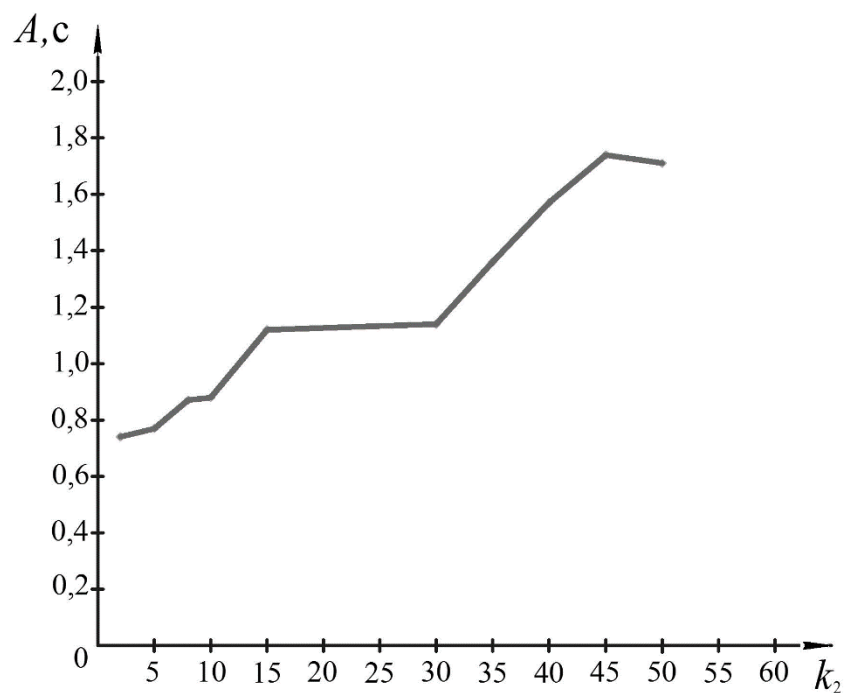


Рисунок 4.30 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_2

На рисунках 4.31–4.34 показаны результаты исследования при изменении коэффициента передачи k_d двигателя.

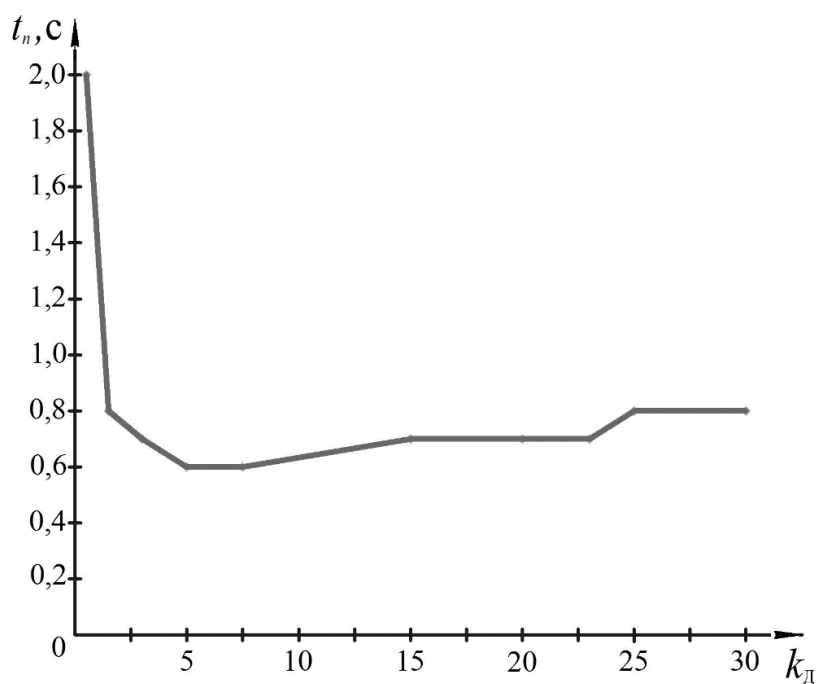


Рисунок 4.31 – Зависимость быстродействия САУ от изменения k_d

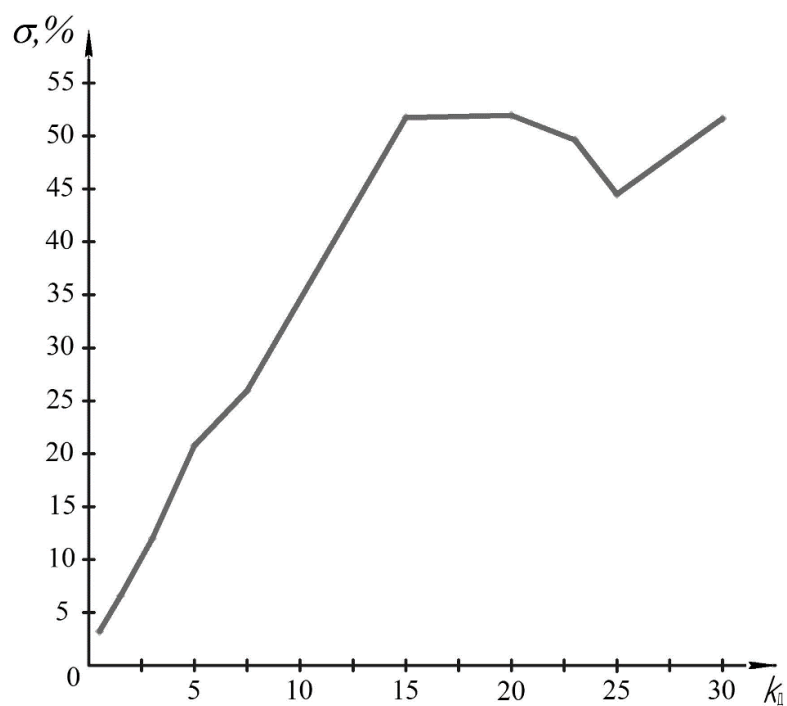


Рисунок 4.32 – Зависимость перерегулирования от изменения k_d

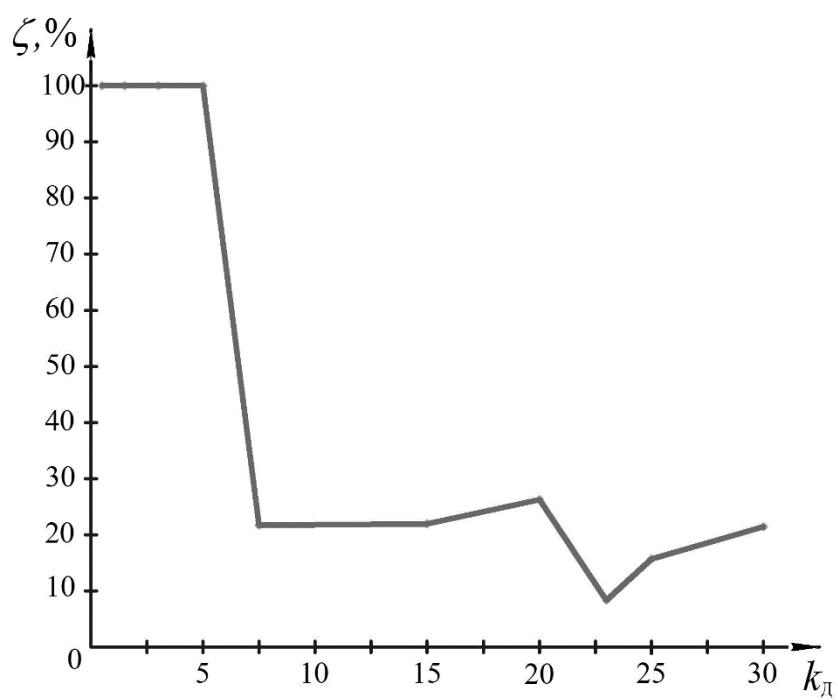


Рисунок 4.33 – Зависимость затухания за период от изменения k_d

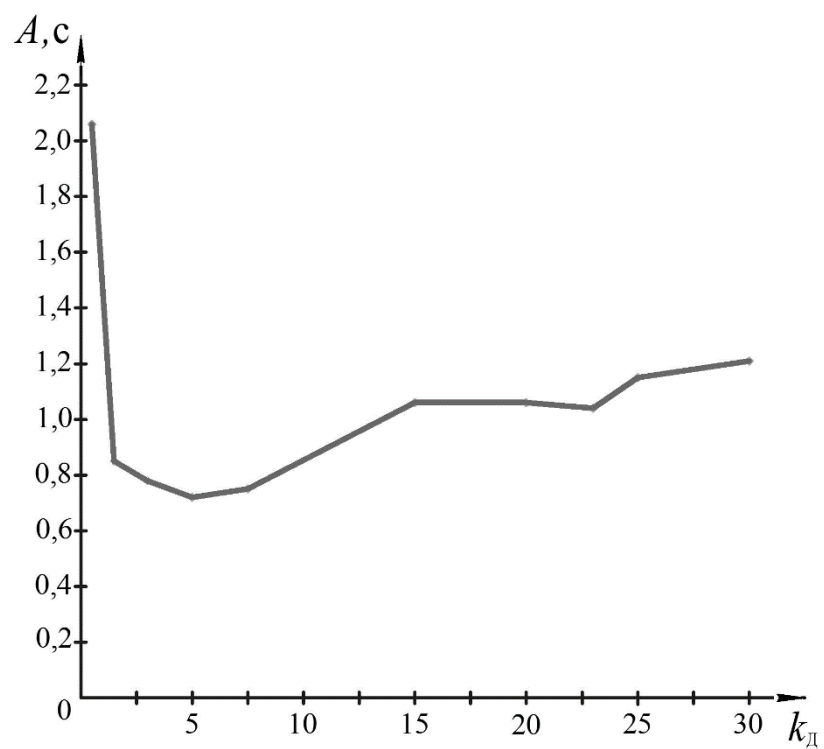


Рисунок 4.34 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_d

На рисунках 6.35–6.38 показаны результаты исследования при изменении постоянной времени T_d двигателя.

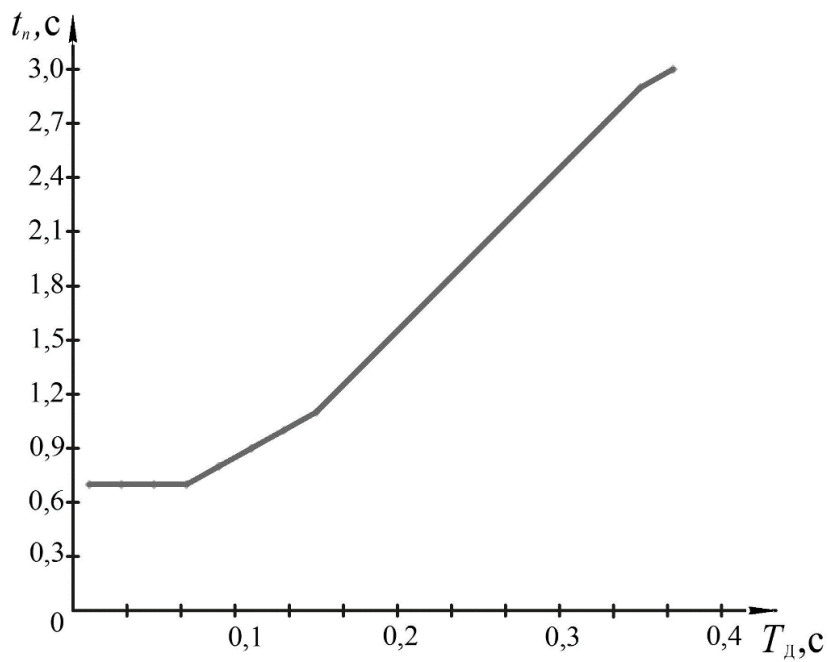


Рисунок 4.35 – Зависимость быстродействия САУ от изменения T_d

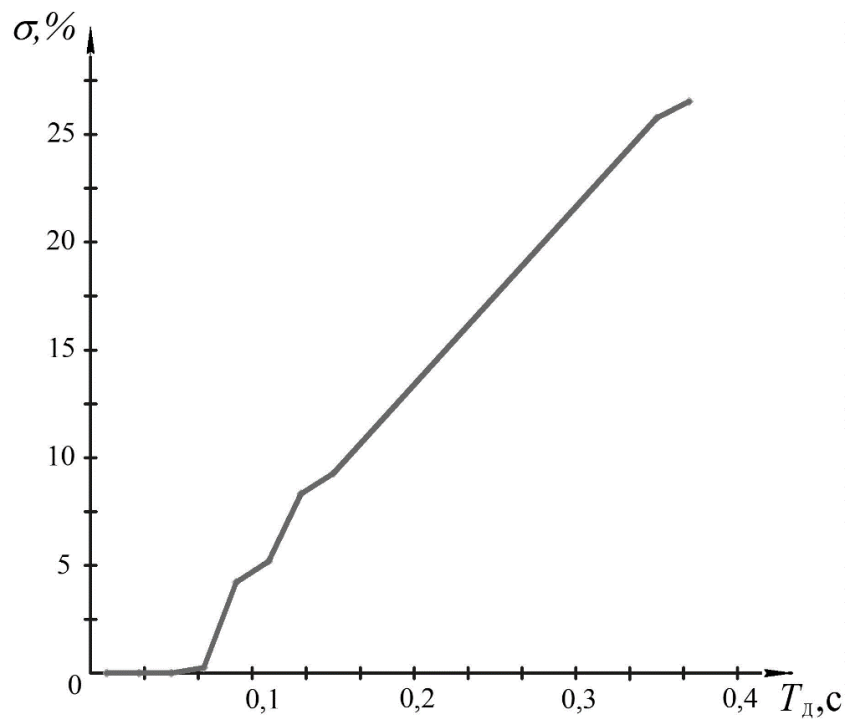


Рисунок 4.36 – Зависимость перерегулирования от изменения T_d

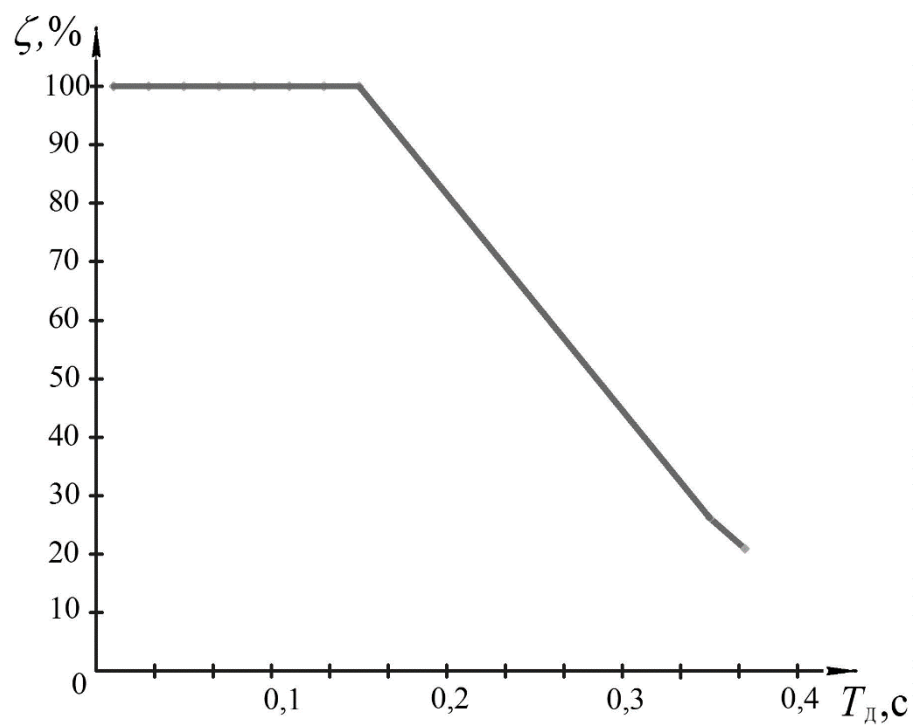


Рисунок 4.37 – Зависимость затухания за период от изменения T_d

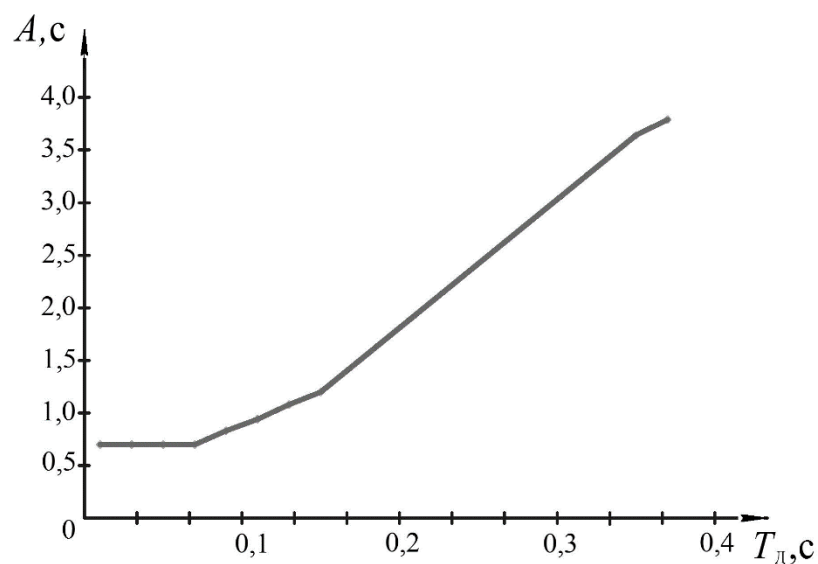


Рисунок 4.38 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения T_d

Диапазоны значений конструктивных и эксплуатационных параметров, обеспечивающих наилучшие показатели динамического качества САУ, приведены в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Результаты анализа зависимостей показателей качества САУ от ее параметров

Параметры САУ			
Коэффициент усиления усилителя k_1	Коэффициент усиления тиристорного преобразователя k_2	Коэффициент передачи двигателя k_d , рад/В	Постоянная времени двигателя T_d , с
5...45	2...7	1,5...5	0,01...0,08

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом продольной подачи стола вертикально-фрезерного станка с ЧПУ по типу мод. 6Р13ФЗ-37.

2. Предложена математическая модель САУ, позволяющая на стадии проектирования определять диапазоны изменения конструктивных и эксплуатационных параметров системы, обеспечивающих заданный характер переходного процесса, а также требуемые значения показателей динамического качества.

3. Проведенные теоретические исследования показали, что наибольшее влияние на быстродействие, запас и степень устойчивости системы автоматического управления оказывают коэффициенты усиления k_1 усилителя и k_2 тиристорного преобразователя, постоянная времени T_d и коэффициент передачи k_d электродвигателя.

4. Установлены диапазоны значений параметров САУ, обеспечивающие наилучшие показатели динамического качества: $k_1 = 5 \div 45$; $k_2 = 2 \div 7$; $T_d = 0,01 \div 0,08$ с; $k_d = 1,5 \div 5$ рад/В. Кроме того, при данных значениях параметров наблюдаются также наименьшие статическая и динамическая ошибки работы привода подачи станка.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ И ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бушуев В.В. Станочное оборудование автоматизированного производства Т2. 1994. – 656 с.
2. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2011. – 608 с.
3. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М.: Машиностроение, 2011. – 586 с.
4. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. 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.

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

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

11. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК, 2007. – 784 с.

12. Станки с числовым программным управлением (специализированные)/ В.А. Лещенко, Н.А. Богданов, И.В. Вайнштейн и др.; под общ. ред. В.А. Лещенко. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1988. -568 с.

13. Паспорт станка [Электронный ресурс] – <https://www.chipmaker.ru/files/file/7456/>

14. Петраков Ю.В., Драчев О.И. Теория автоматического управления технологическими системами: учебное пособие для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 2008. -336 с.

15. Кудинов В.А. Динамика станков. 1967. – 359 с.

16. Ссылка на статью

ПРИЛОЖЕНИЕ А. НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ПРЕЗЕНТАЦИЯ

**ПРИЛОЖЕНИЕ В. ПРОГРАММА РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНОЙ
ХАРАКТЕРИСТИКИ САУ**