

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 специализированного
фрезерного станка с ЧПУ

ПГУ 15.04.05.06.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

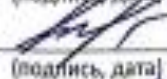
Студент гр. 22ММСм2



Мшейк Али

(фамилия, инициалы)

Научный руководитель



Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер



Большаков Г.С.

(фамилия, инициалы)

Рецензент

к.т.н., ведущий конструктор
ООО КБ «ПУЛЬСАР-ТЕЛЕКОМ» (г. Пенза)



Белашов М.В.

(должность, место работы)

(подпись, дата)

(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от 10.06.24г. №10)

Заведующий кафедрой



Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой 

(протокол заседания ГЭК от 20.06.2024 № 8)

Секретарь ГЭК



Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2024

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« » 2024 г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент гр. 22ММСм2 Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта, направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Мшейк Али

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

3. Время проектирования с 05 июня 2024 г. по 03 июля 2024 г.

4. Место преддипломной практики ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет», кафедра «Технологии и оборудование машиностроения»

5. Тема магистерской диссертации

Исследование показателей динамического качества САУ специализированного фрезерного станка с ЧПУ

Тема утверждена приказом ПГУ № 1045/о от 30.11.2022 г.

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

выполнить модернизацию привода главного движения специализированного фрезерного станка с ЧПУ, разработать систему автоматического управления (САУ) приводом продольной подачи рабочего стола специализированного фрезерного станка с ЧПУ, провести 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 специализированного фрезерного станка с ЧПУ по типу модели ФП-7МН, кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка, функциональную схему разработанной системы автоматического управления приводом продольной подачи рабо-

чего 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. Кинематическая схема базового варианта специализированного фрезерного станка с ЧПУ - 1 лист формата А1

2. Кинематическая схема специализированного фрезерного станка с ЧПУ с модернизированным приводом главного движения - 1 лист формата А1

3. Функциональная и структурная схемы САУ приводом продольной подачи рабочего стола станка - 0,5 листа формата А1

4. Математическая модель САУ - 0,5 листа формата А1

5. Результаты исследований - 1 лист формата А1

6. Переходные характеристики САУ - 1 лист формата А1

7. Показатели динамического качества САУ - 1 лист формата А1

8. Особые требования по выполнению разделов:

В конструкции привода главного движения модернизированного фрезерного станка с ЧПУ предусмотреть комбинированное регулирование частот вращения шпинделя

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Кинематическая схема базового варианта станка	10	06.06.2024 г.	
2. Кинематическая схема модернизированного станка	10	07.06.2024 г.	
3. Функциональная и структурная схемы САУ	5	08.06.2024 г.	
4. Математическая модель САУ	5	09.06.2024 г.	
5. Результаты исследований	5	10.06.2024 г.	
6. Переходные характеристики САУ	5	11.06.2024 г.	
7. Показатели динамического качества САУ	5	12.06.2024 г.	
8. Оформление пояснительной записки	45	17.06.2024 г.	
9. Оформление презентации	10	19.06.2024 г.	

Дата выдачи задания 05 июня 2024 г.

Руководитель работы

Задание к исполнению принял

05 июня 2024 г.

Магистерскую диссертацию к защите допустить

Декан факультета промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

С.Ю. Киреев

2024 г.

ОГРН: 1045000000000
в государственной итоговой
экзаменационной комиссии допустить

Реферат

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки, которая содержит 136 листов формата А4, 87 рисунков, 14 таблиц, 16 источников литературы, 4 приложения и графической части на 6 листах формата А1.

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ФРЕЗЕРНЫЙ СТАНОК С ЧПУ, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА, СИЛОВОЙ РАСЧЕТ, СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ, ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, СТРУКТУРНАЯ СХЕМА, ПЕРЕХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА

В работе приведены обоснование актуальности использования систем автоматического управления (САУ) приводами металлообрабатывающего оборудования, цель и объект исследования, научная новизна и практическая ценность; представлены технические характеристики специализированного фрезерного станка с ЧПУ, спроектированного по типу модели ФП-7МН; выполнены кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка; разработана кинематическая схема станка с модернизированной конструкцией привода главного движения; представлены функциональная схема разработанной системы автоматического управления приводом продольной подачи специализированного фрезерного станка с ЧПУ, математическая модель САУ, полученные переходные характеристики и показатели динамического качества системы управления; даны выводы по работе.

					ПГУ 15.04.05.06.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат.	Исследование показателей динамического качества САУ специализированного фрезерного станка с ЧПУ	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Мирош А.И.						
Провер.		Истомин Ю. В.					4	136
Н. контр.		Большаков Г.С.				Кафедра ТОМ гр. 22ММСы1		
Утв.		Зерновских А.Е.						

Содержание

Введение.....	5
1.Описаниеосновных узлов и технические характеристики специализированного фрезерного станка с ЧПУ.....	7
2 График частот вращения шпинделя	11
3 Числа зубьев в передачах	18
4 Кинематическая схема привода главного движения	23
5 Эскизное оформление привода главного движения	24
5.1 Кинематические и силовые характеристики	24
5.2 Модули зубьев в передачах	25
5.3 Диаметры валов	27
5.4 Межцентровые расстояния между валами	30
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес	31
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	33
6 Силовой расчет привода главного движения	35
6.1 Расчет валов на прочность	35
6.2 Расчет шпиндельного узла	41
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	43
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	46
7 Система автоматического управления приводом продольной подачи.	48
7.1 Математическая модель САУ	49
7.2 Переходные характеристики САУ	52
7.3 Динамические показатели качества САУ	83
Выводы по работе	96
Список использованных источников и литературы.....	97
Приложение А. Научная статья.....	99
Приложение Б. Презентация.....	100
Приложение В. Программа расчета переходной характеристики САУ	101
Приложение Г. Ведомость ВКР.....	102

Повышение интенсивности работы современных металлообрабатывающих станков вызывает необходимость обеспечивать заданное качество обработки заготовок при высоком уровне производительности. Эта задача требует новых форм управления технологическими процессами, комплексной механизации и автоматизации производственных процессов. Основным путем решения этой задачи следует считать совершенствование и модернизацию металлообрабатывающего оборудования, в том числе за счет создания автоматизированных систем управления, обеспечивающих стабильность параметров технологического процесса (поддержание постоянных скоростей, усилий, мощностей и т. д.), а также высокое качество динамических характеристик приводов.

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.

Цель работы: увеличение точности обработки заготовок путем повышения показателей динамического качества САУ приводом специализированного фрезерного станка с ЧПУ по типу модели ФП-7МН.

Объект исследования: система автоматического управления специализированного фрезерного станка с ЧПУ по типу модели ФП-7МН.

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.

Научная новизна: предложена математическая модель САУ специализированного фрезерного станка с ЧПУ, 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 станка по типу модели ФП-7МН.

На защиту выносятся: кинематическая схема базового варианта специализированного фрезерного станка с ЧПУ, кинематическая схема модернизированного специализированного фрезерного станка с ЧПУ, технические характеристики специализированного фрезерного станка с ЧПУ, функциональная схема САУ приводом продольной подачи станка с ЧПУ, математическая модель САУ специализированного фрезерного станка с ЧПУ, структурная схема САУ специализированного фрезерного станка с ЧПУ, переходные характеристики САУ специализированного фрезерного станка с ЧПУ, показатели динамического качества САУ, результаты исследований, выводы по работе.

Апробация работы: основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на Всероссийской научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава, аспирантов и студентов «Актуальные проблемы науки и образования», посвященной 80-летию юбилею Пензенского государственного университета (Пенза, 2023), XX Международной научно-технической конференции «Материалы и технологии XXI века» (Пенза, 2024).

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

Структура и объем работы: диссертация состоит из введения, 7 глав, основных результатов, выводов, списка использованных источников и литературы, содержит 101 страницу основного текста, 14 таблиц и 87 рисунков.

1. Описание основных узлов и технические характеристики специализированного фрезерного станка с ЧПУ

Станок специализированный фрезерный с ЧПУ модели ФП-7МН предназначен для фрезерования (контурного и объёмного) по программе деталей сложной конфигурации из титана и труднообрабатываемых жаропрочных сплавов с использованием высокопроизводительного инструмента на повышенных режимах резания.

На станке можно фрезеровать плоскости, наружные и внутренние криволинейные контуры с постоянным углом наклона, образующие выпуклые и вогнутые поверхности двойной кривизны, а также сверлить, зенкеровать, растачивать и развертывать отверстия, нарезать резьбы.

Таблица 1 – Технические характеристики специализированного фрезерного станка с ЧПУ

Размеры рабочей поверхности, мм: - длина - ширина	3000 500
Программируемые перемещения по координатам, мм - продольное (стола) X - поперечное (ползуна) Y - вертикальное (каретки) Z	3000 600 250
Мощность привода шпинделя, кВт	22
Скорость движения подачи по координатам - X, Y мм/мин - Z - X, Y мм/мин (ускоренные)	0-1500 0-1200 2400

Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹	40-4000
Масса станка, кг	15000
Отклонение от контура при чистовом фрезеровании концевой фрезой, мм	±0,1

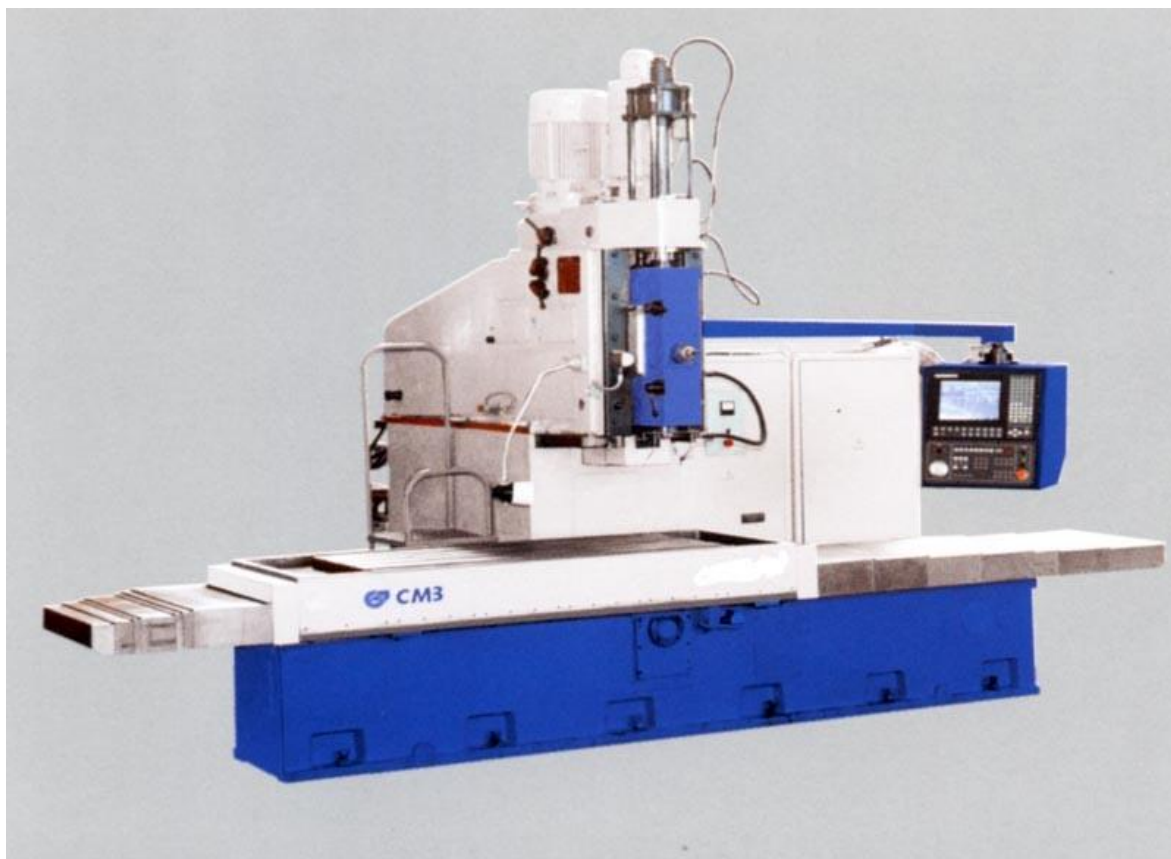


Рисунок 1 – Общий вид станка

Специализированный фрезерный станок имеет три одновременно программируемых перемещения: X - продольное стола; Y - поперечное ползуна; вертикальное фрезерной головки - Z. Управление перемещением рабочих органов станка осуществляется от устройства ЧПУ посредством электродвигателей постоянного тока с тиристорным управлением через редукторы подач и шариковые винтовые пары.

Обратная связь по всем трем приводам подач осуществляется посредством вращающихся трансформаторов ВТМ.1В, соединенных с валами приводных

электродвигателей всех подач через пары точных зубчатых колес. Один оборот ВТМ-1В соответствует перемещению исполнительных органов станка на 2 мм по всем координатам.

Конструкция шпинделя станка предусматривает автоматизированный зажим инструмента. Зажим фрезы в конусе шпинделя выполняется с помощью тарельчатых пружин, а отжим - с помощью гидравлического цилиндра (см. рисунок 2).

2 График частот вращения шпинделя

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

Диапазон регулирования привода

$$R_n = R_{\text{дв}} R_k,$$

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

R_k – диапазон регулирования коробки.

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\phi_k = R_{\text{дв}} \phi$.

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя

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

где $R_n = 100$ – диапазон регулирования привода;

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

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 100 \cdot 40 = 4000 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя:

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

где $P_{\text{эф}} = 18,7 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

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

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{18,7}{0,85} = 20 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПФ180М, у которого $P_{\text{дв}} = 20$ кВт, $n_{\text{дв(мак)}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дв}} = 42$ мм – диаметр выходного конца вала двигателя .

Определяем диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности:

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

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

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей :

$$R_k = \frac{R_n}{R_{\text{дв}(P)}},$$

$$R_k = \frac{90}{4} = 22,5.$$

Определяем число скоростей коробки :

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

$$z = \frac{\lg 90}{\lg 4} = 3,2.$$

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

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

Принимаем $\phi = 1,26$.

Определяем величину c :

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

$$c = \frac{\lg 4}{\lg 1,26} = 5,99.$$

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg \phi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы :

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

где R_m, R_z – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то :

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

$$K_m = \frac{22,5}{\lg 1,26} = 13,4.$$

Округляем до $K_m = 13$.

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

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом :

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

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

$$R_{n(\phi)} = R_{об(P)} R_{k(\phi)}.$$

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

$$R_{k(\phi)} = 1 \phi^9 = 1 \cdot 1,26^9 = 8.$$

Тогда, диапазон регулирования привода

$$R_{n(\phi)} = 4 \cdot 8 = 32.$$

Определяем число K_1 интервалов между максимальной частотой вращения шпинделя и максимальной частотой вращения двигателя, а также число K_2 интервалов между максимальной и минимальными частотами вращения шпинделя:

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

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

Рассчитанные значения K_1 и K_2 округляем до ближайшего большего целого.

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000/1800)}{\lg 1,26} = 2,2;$$

принимаем $K_1 = 2$,

$$K_2 = \frac{\lg 32}{\lg 1,26} = 14,996,$$

принимаем $K_2 = 15$.

Определяем общее число интервалов :

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 2 + 15 = 17$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 21 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 .

По таблице 3 выбираем ряд: 4000; 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63; 50; 40 и строим график частот вращения в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 40 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 224 \text{ мин}^{-1}$). 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 $n_{\text{шп}} = 450 \text{ мин}^{-1}$. Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в нашем случае это четыре и пять интервалов), т. е. из точки A проводим луч в точку $n_{\text{шп}} = 180 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки A откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку B . Из точки B проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки A .

Затем точки A и B соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем пять интервалов, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точки A .

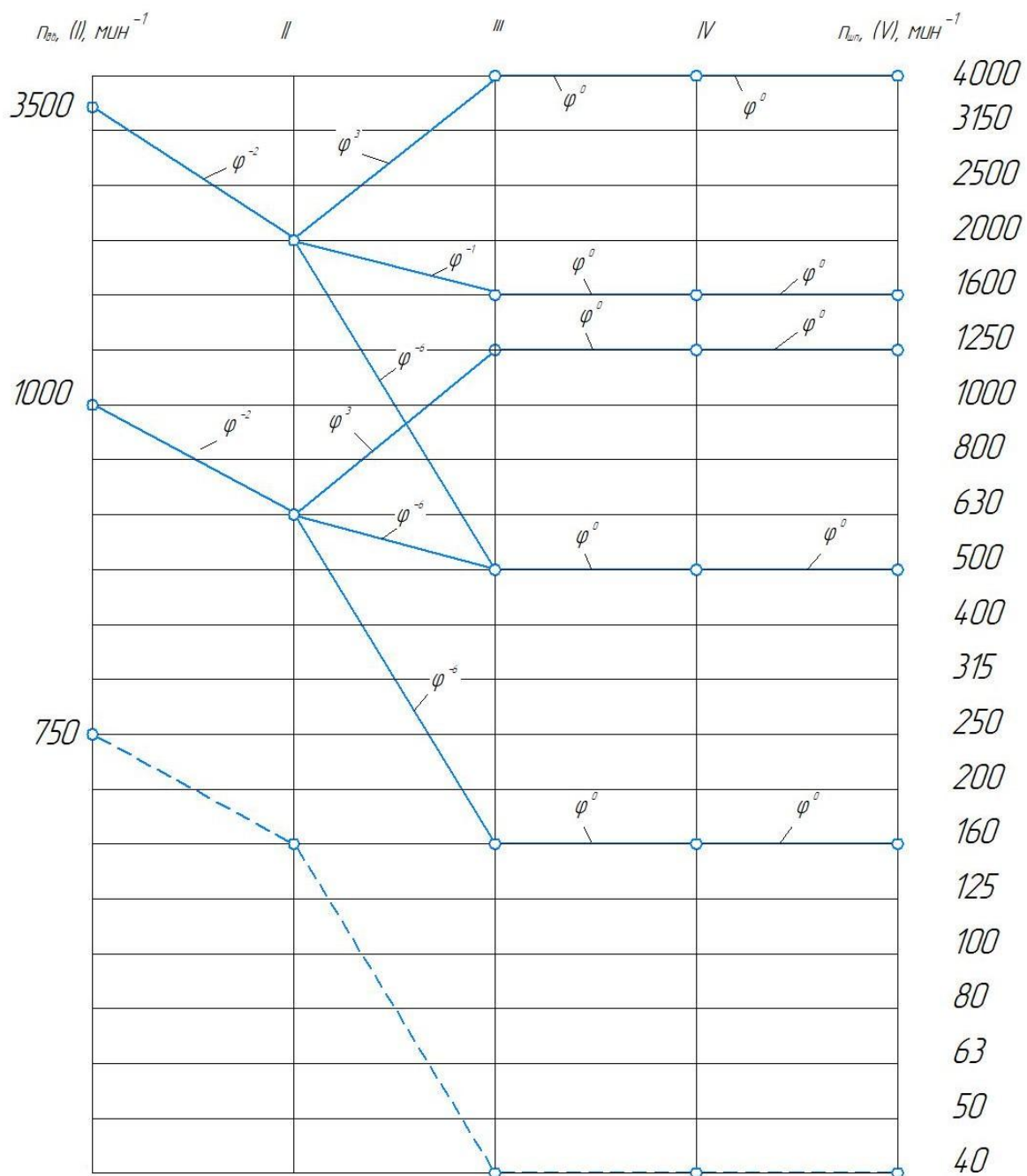


Рисунок 3 – График частот вращения шпинделя

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

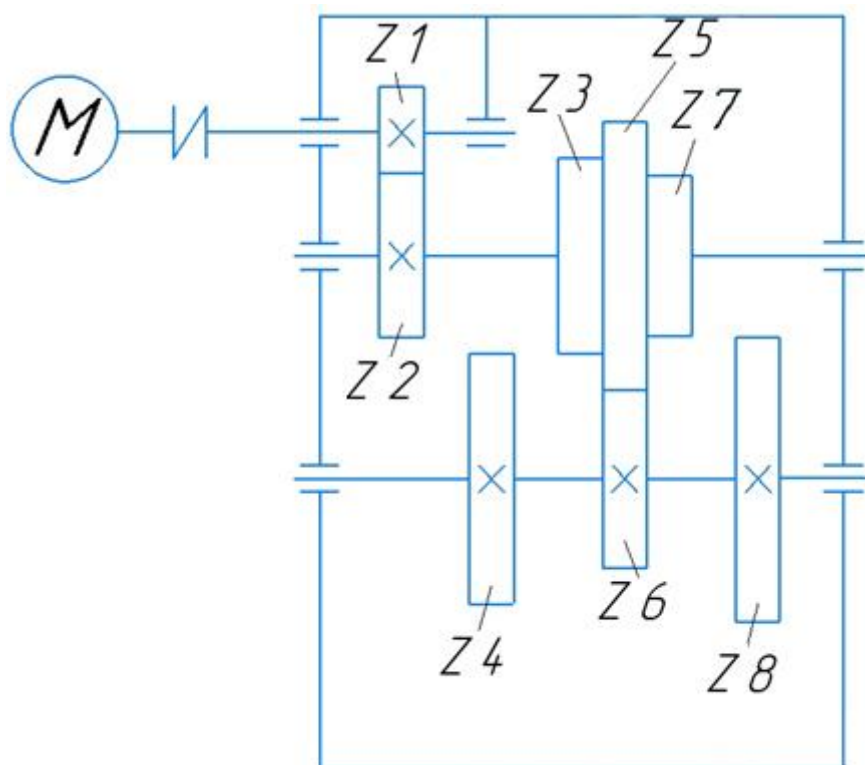


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка
(предварительный вариант)

3 Числа зубьев в передачах

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

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода. По горизонтали обозначены суммы зубьев $\sum z$, начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев $\sum z$ и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

Определяем крутящий момент на валу электродвигателя при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$:

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \frac{22}{750} = 280 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2240}{900} = 2,48$ или $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = \frac{560}{224} = 2,5$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\phi^{-4} = 2,52$ – по таблице 5,

принимаем $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = 2,52$, $\sum z = 74$, $z_1 = 21$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно, $z_2 = \sum z - z_1 = 74 - 21 = 53$.

2) переборная группа:

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{900}{710} = 1,27$ или $i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = \frac{224}{180} = 1,24$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\phi^{-1} = 1,26$ –

принимаем $i_{\text{зп}(z_3-z_4)} = 1,26$, $\sum z = 86$, $z_3 = 38$, следовательно, $z_4 = \sum z - z_3 = 86 - 38 = 48$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{3п(z5-z6)} = \frac{n_{шп}}{n_{II}} = \frac{1800}{900} = 2$ или
 $i_{3п(z5-z6)} = \frac{450}{224} = 2$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\phi^3 = 2$
 принимаем $i_{3п(z5-z6)} = 2$, $\sum z = 108$, $z_6 = 36$ следовательно,
 $z_5 = \sum z - z_6 = 108 - 36 = 72$;

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{3п(z7-z8)} = \frac{n_{II}}{n_{шп}} = \frac{900}{280} = 3,2$ или
 $i_{3п(z7-z8)} = \frac{224}{56} = 4$ (см. рисунок 4 – График частот вращения шпинделя),
 $\phi^{-6} = 4$

принимаем $i_{3п(z7-z8)} = 3,98$, $\sum z = 108$, $z_7 = 22$ [1, с. 40–46, т. 7],
 следовательно, $z_8 = \sum z - z_7 = 108 - 22 = 86$.

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

4 Кинематическая схема привода главного движения

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

На рисунке 5 представлена схема кинематическая разрабатываемого привода главного движения станка по типу базового модели ФП-7МН (z – числа зубьев колес).

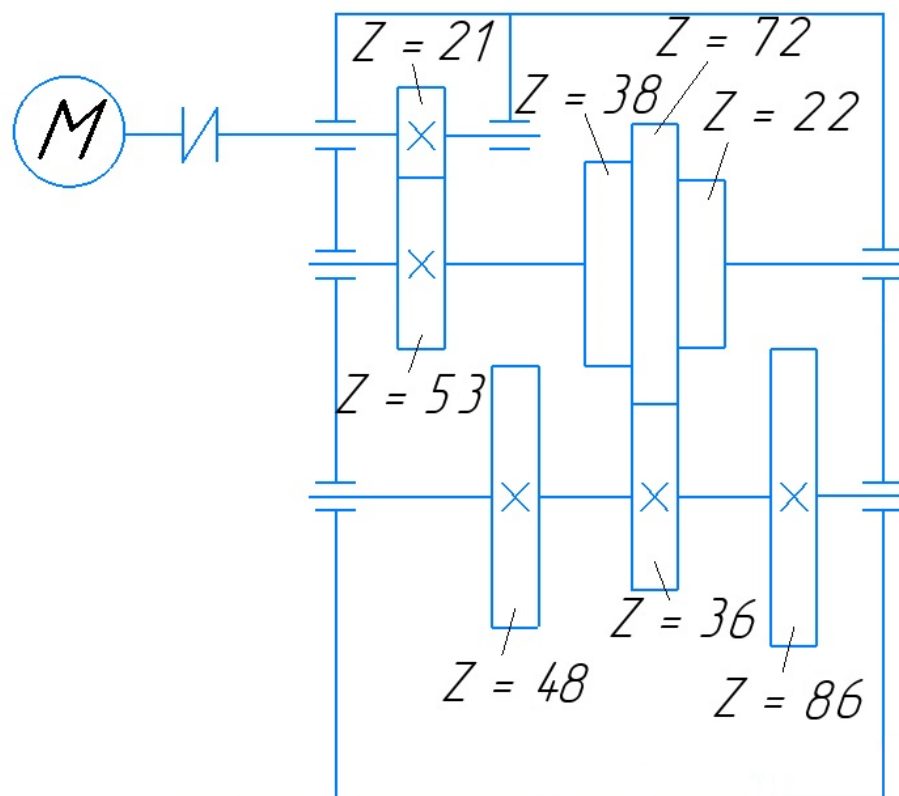


Рисунок 5 – Схема кинематическая привода главного движения станка
(окончательный вариант)

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем расчетную частоту вращения шпинделя:

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\min}(R_n^{13} \dots R_n^{14}),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 20 \left(100^{\frac{1}{3}} \dots 100^{\frac{1}{4}} \right) = (89,6 \dots 61,6) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 125 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя:

$$n_{\text{шп расч}} = 125 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_{II} = 224 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_I = 560 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре :

$$P_{\text{дв}} = 9,0 \text{ кВт},$$
$$P_I = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{шп}},$$

где $\eta_{\text{рп}} = 0,95$ – КПД ременной передачи ;

$\eta_{\text{шп}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения,

тогда,

$$P_I = 9,0 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 8,46 \text{ кВт},$$

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

где $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи ,

тогда,

$$P_{II} = 8,46 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,12 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{шп}} = 8,12 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,8 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{кI} = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{8,46}{560} = 144,32 H \cdot м,$$

$$M_{кII} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{8,12}{224} = 346,19 H \cdot м,$$

$$M_{к шп} = 9550 \frac{P_{шп}}{n_{шпрасч}} = 9550 \frac{7,8}{125} = 595,9 H \cdot м.$$

5.2 Модули зубьев в передачах

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

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба .

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

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

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

m_k – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

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

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

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

M_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, $H \cdot м$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца,

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа,;

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

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость,

Y_F – коэффициент формы зуба,;

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40Х с термообработкой: закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (50...55)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 900$ МПа, $\sigma_{FP} = 230$ МПа.

Тогда, зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 21$, $i_{3п(z1-z2)} = 2,52$, $M_{кI} = 144,32 H \cdot м$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$,
 $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 900$ МПа, $\sigma_{FP} = 230$ МПа, $Y_F = 3,9$,

$$m_k = \frac{770}{21} \cdot \sqrt[3]{\frac{144,32 \cdot 1,12 \cdot (2,52+1)}{2,52 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 3,25 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{144,32 \cdot 1,2 \cdot 3,9}{21^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 3,2 \text{ мм},$$

принимаем $m = 3,5$ мм,

переборная группа (тройной блок):

$z_3 - z_4$: $z_3 = 48$, $i_{3п(z3-z4)} = 1,26$, $M_{кII} = 346,19 H \cdot м$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$,
 $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 900$ МПа, $\sigma_{FP} = 230$ МПа, $Y_F = 3,67$,

$$m_k = \frac{770}{38} \cdot \sqrt[3]{\frac{346,19 \cdot 1,12 \cdot (1,26+1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 2,6 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{346,19 \cdot 1,2 \cdot 3,67}{38^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 2,65 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 3$ мм,

$$z_5 - z_6: \quad z_6 = 36, \quad i_{3П(z5-z6)} = 2, \quad M_{к\text{ III}} = 595,9H \cdot м, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3},$$

$$\psi_{bd} = 0,4, K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, Y_F = 3,72,$$

$$m_k = \frac{770}{36} \cdot \sqrt[3]{\frac{595,9 \cdot 1,12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 3,3 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{595,9 \cdot 1,2 \cdot 3,72}{36^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 3,36 \text{ мм},$$

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

$$z_7 - z_8: \quad z_7 = 22, \quad i_{3П(z7-z8)} = 3,98, \quad M_{кII} = 346,19H \cdot м, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3},$$

$$\psi_{bd} = 0,4, K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, Y_F = 4,00,$$

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{346,19 \cdot 1,12 \cdot (3,98+1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 2,6 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{346,19 \cdot 1,2 \cdot 4,00}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 3,05 \text{ мм},$$

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

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем $m = 3,5 \text{ мм}$.

5.3 Диаметры валов

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

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

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,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,46}{540}} = 38,9 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,12}{224}} = 47,99 \text{ мм},$$

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

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{шп \min}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) :

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

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

Тогда,

$$d_{шп \min} = 5,6 / (0,15 \dots 0,35) = (60 \dots 25) \text{ мм},$$

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

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

Следовательно,

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

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

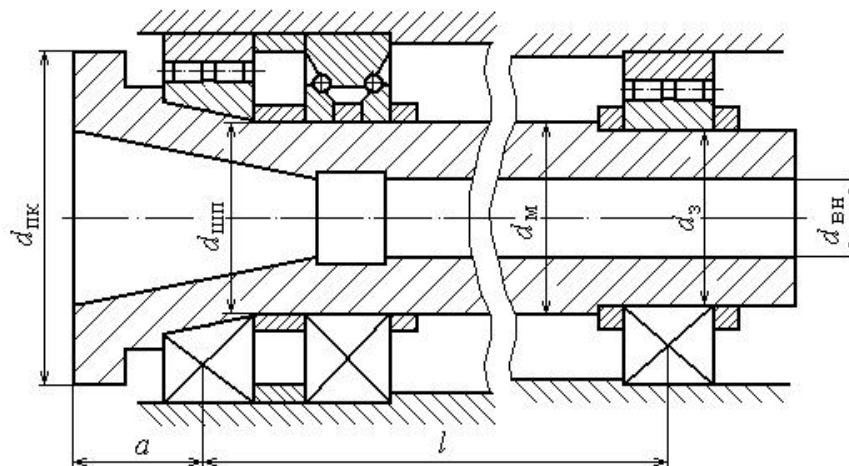


Рисунок 6 – Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 6) :

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

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

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

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 5) :

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

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

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

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

Принимаем по таблице диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПН180М
 — $d_{\text{1дв}} = 42 \text{ мм}$

5.4 Межцентровые расстояния между валами

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

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

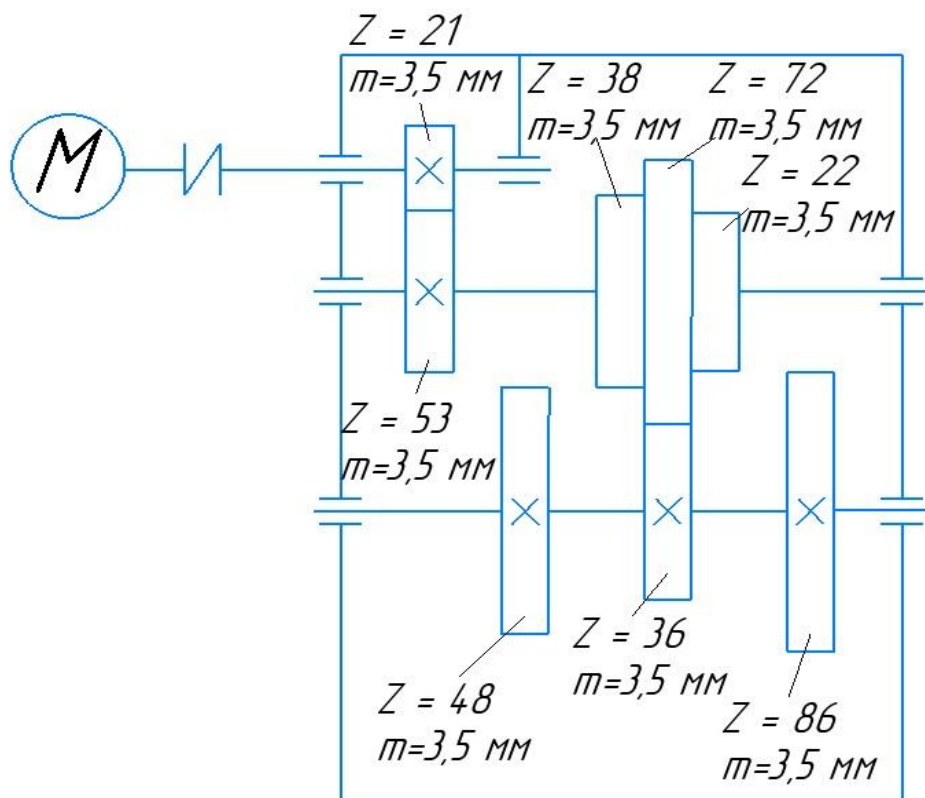


Рисунок 7 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 308,4$ мм .

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

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

$$A_2 = \frac{3,5}{2} (21 + 53) = 129,5 \text{ мм.}$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом II и ШП (шпинделем) (см. рисунок 7):

$$A_3 = \frac{m}{2} (z_3 + z_4) = \frac{m}{2} (z_5 + z_6) = \frac{m}{2} (z_7 + z_8),$$

$$A_3 = \frac{3,5}{2} (38 + 48) = \frac{3,5}{2} (72 + 36) = \frac{3,5}{2} (22 + 86) = 150,5 \text{ мм.}$$

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

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

– ширина венца колес [4]:

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

Тогда,

$$z_1 = 21, m = 3,5 \text{ мм,}$$

$$d = 3,5 \cdot 21 = 73,5 \text{ мм,}$$

$$d_a = 73,5 + 2 \cdot 3,5 = 80,5 \text{ мм,}$$

$$d_f = 73,5 - 2,5 \cdot 3,5 = 64,75 \text{ мм,}$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3,5 = (28 \dots 35) \text{ мм,}$$

принимаем $b = 35 \text{ мм.}$

$$z_2 = 53, m = 3,5 \text{ мм,}$$

$$d = 3,5 \cdot 53 = 185,5 \text{ мм,}$$

$$d_a = 185,5 + 2 \cdot 3,5 = 192,5 \text{ мм,}$$

$$d_f = 185,5 - 2,5 \cdot 3,5 = 176,75 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3,5 = (28 \dots 35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_3 = 38, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 38 = 133 \text{ мм},$$

$$d_a = 133 + 2 \cdot 3,5 = 140 \text{ мм},$$

$$d_f = 133 - 2,5 \cdot 3,5 = 124,25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3,5 = (28 \dots 35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_4 = 48, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 48 = 168 \text{ мм},$$

$$d_a = 168 + 2 \cdot 3,5 = 175 \text{ мм},$$

$$d_f = 168 - 2,5 \cdot 3,5 = 159,25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3,5 = (28 \dots 35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_5 = 72, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 72 = 252 \text{ мм},$$

$$d_a = 252 + 2 \cdot 3,5 = 259 \text{ мм},$$

$$d_f = 252 - 2,5 \cdot 3,5 = 243,25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3,5 = (28 \dots 35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_6 = 36, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 36 = 126 \text{ мм},$$

$$d_a = 126 + 2 \cdot 3,5 = 133 \text{ мм},$$

$$d_f = 126 - 2,5 \cdot 3,5 = 124,25 \text{ мм},$$

$$b=(8...10) \cdot 3,5 = (28...35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_7 = 22, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 22 = 77 \text{ мм},$$

$$d_a = 77 + 2 \cdot 3,5 = 84 \text{ мм},$$

$$d_f = 77 - 2,5 \cdot 3,5 = 68,25 \text{ мм},$$

$$b = (8...10) \cdot 3,5 = (28...35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_8 = 86, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 86 = 301 \text{ мм},$$

$$d_a = 301 + 2 \cdot 3,5 = 308 \text{ мм},$$

$$d_f = 301 - 2,5 \cdot 3,5 = 299,25 \text{ мм},$$

$$b = (8...10) \cdot 3,5 = (28...35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

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

Меньшее значение быстроходности dn принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом.

6. Силовой расчет привода главного движения

6.1 Расчет валов на прочность

1) Расчет вала I

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 144,32 \text{ Н} \cdot \text{м}$; делительный диаметр колеса $z_1, d = 90 \text{ мм}$; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,0275 \text{ м}$; $b=0,08 \text{ м}$; $c=0,0355 \text{ м}$;

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

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$$
$$P_{x1} = \frac{2 \cdot 144,32}{0,09} = 1118,2 \text{ Н}$$

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

$$P_{y1} = 0,5 \cdot P_{x1} = 0,5 \cdot 1118,2 = 559,1 \text{ Н}$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники :

$$Q_I = 1,1 \cdot 1118,2 = 1230,02 \text{ Н}$$

Определяем силу F_p , действующую на вал от ременной передачи :

$$F_p = \frac{0,95 \cdot F_{tp}}{\psi}$$

Где $F_{tp} = \frac{2000 \cdot T}{d_{шк}}$ – окружная сила на шкиве, Н; $d_{шк}=280$ – диаметр шкива, мм;

$\psi=0,7$ - для клиноременной передачи. $M_{кр}=144,32 \text{ Нм}$ - крутящий момент на шкиве;

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot 144,32}{280} = 419,3 \text{ Н};$$

$$F_p = \frac{419,3 \cdot 0,95}{0,7} = 569,05 \text{ Н};$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,0275 \cdot 559,1}{0,08 + 0,0275} = 143,025 \text{ Н}$$

$$A_y = \frac{\phi \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,0275 \cdot 1118,2}{0,08 + 0,0275} = 286,05H$$

Опора В:

$$B_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a + b} = \frac{0,0275 \cdot 559,1}{0,0275 + 0,08} = 143,025H$$

$$B_y = \frac{a \cdot P_{x1}}{a + b} = \frac{0,0275 \cdot 1118,2}{0,0275 + 0,08} = 286,05H$$

Определяем опорные реакции от силы F_p :

$$A_p = \frac{F_p \cdot (a + b + c)}{(a + b)} = \frac{569,05 \cdot (0,0275 + 0,08 + 0,035)}{(0,0275 + 0,08)} = 756,97H$$

$$B_p = \frac{F_p \cdot c}{(a + b)} = \frac{569,05 \cdot 0,035}{(0,0275 + 0,08)} = 187,92H$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_p = \sqrt{143,025^2 + 286,05^2} + 756,97 = 1076,78H$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_p = \sqrt{143,025^2 + 286,5^2} + 187,92 = 507,73H$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 143,025 \cdot 0,0275 = 3,9Hm$$

- в вертикальной плоскости (рисунок 8):

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 286,05 \cdot 0,0275 = 7,8Hm$$

- изгибающий момент от силы F_p (рисунок 8):

$$M_{z3}^p = F_p \cdot c = 569,5 \cdot 0,035 = 20,2Hm$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^p = B_p \cdot a = 187,92 \cdot 0,0275 = 5,17Hm$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^p = \sqrt{3,9^2 + 7,8^2} + 5,17 = 13,9Hm$$

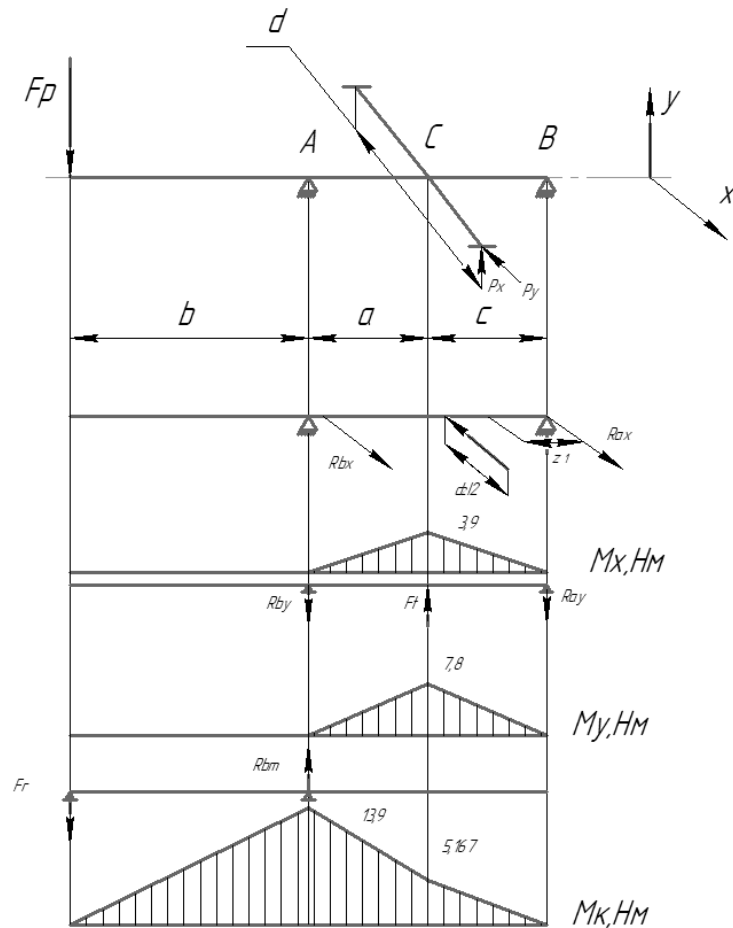


Рисунок 9 – Эпюры моментов для вала I

1. Принимает материал вала- сталь 40ХН: $[\sigma] = 360 \text{ МПа}$.

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{\text{из}}^2 + 0,5 \cdot M_{\text{кр}}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{13,9^2 + 0,5 \cdot 144,32^2}}{360} = 0,106 \text{ м}^3$$

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,106}{3,14}} = 1,026 \text{ мм}$$

1,026 мм < 45 мм, следовательно, условие выполняется.

II) Расчет вала II.

I) Расчет вала II (рисунок 9)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 346,19 \text{ Нм}$; делительный диаметр колеса $z_2 d = 125 \text{ мм}$; $z_3 d = 77 \text{ мм}$ расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,0265 \text{ м}$; $b=0,271 \text{ м}$; $c=0,054 \text{ м}$;

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

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot 346,19}{0,077} = 2510,13 \text{ Н}$$

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 346,19}{0,125} = 1546,24 \text{ Н}$$

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

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 1546,24 = 773,12 \text{ Н}$$

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 2510 = 1255,065 \text{ Н}$$

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

$$Q_2 = 1,1 \cdot 1546,24 = 1700,86 \text{ Н}$$

$$Q_3 = 1,1 \cdot 2510,13 = 2761,143 \text{ Н}$$

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

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

$$F_I = \sqrt{1118,2^2 + 559,1^2} = 1250,18 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,054 \cdot 1255,065 - 0,0265 \cdot 773,12}{0,054 + 0,271} = 145,27 \text{ Н}$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,054 \cdot 2510,13 + 0,0265 \cdot 1546,24}{0,054 + 0,271} = 290,54 \text{ Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,275 \cdot 1255,065 - 0,0265 \cdot 773,12}{0,054 + 0,271} = 1040,89 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,271 \cdot 2510,13 - 0,0265 \cdot 1546,24}{0,054 + 0,271} = 1967,8H$$

Определяем опорные реакции от силы F_I :

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{1259,18 \cdot (0,054 + 0,271 - 0,26)}{0,054 + 0,271} = 1161,84H$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a + b} = \frac{1250,18 \cdot 0,265}{0,054 + 0,271} = 101,8 H$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{145,27^2 + 290,54^2} + 1161,84 = 1486,7 H$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{1040,98^2 + 1967,8^2} + 101,8 = 2327,9 H$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости (рисунок 9):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 145,27 \cdot 0,054 = 7,8Hm$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 1040,89 \cdot 0,271 = 282,6Hm$$

- в вертикальной плоскости (рисунок 9):

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 290,54 \cdot 0,054 = 15,6H$$

$$M_{z2}^x = B_y \cdot c = 78,5 \cdot 0,0265 = 52,1H$$

- изгибающий момент от силы F_I (рисунок 9):

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -1250,18 \cdot 0,0265 = -33,125Hm$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^I = A_I \cdot a = 1161,84 \cdot 0,054 = 62,7Hm$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} + M_C^I = \sqrt{7,8^2 + 15,6^2} + 62,7 = 80,1 Hm$$

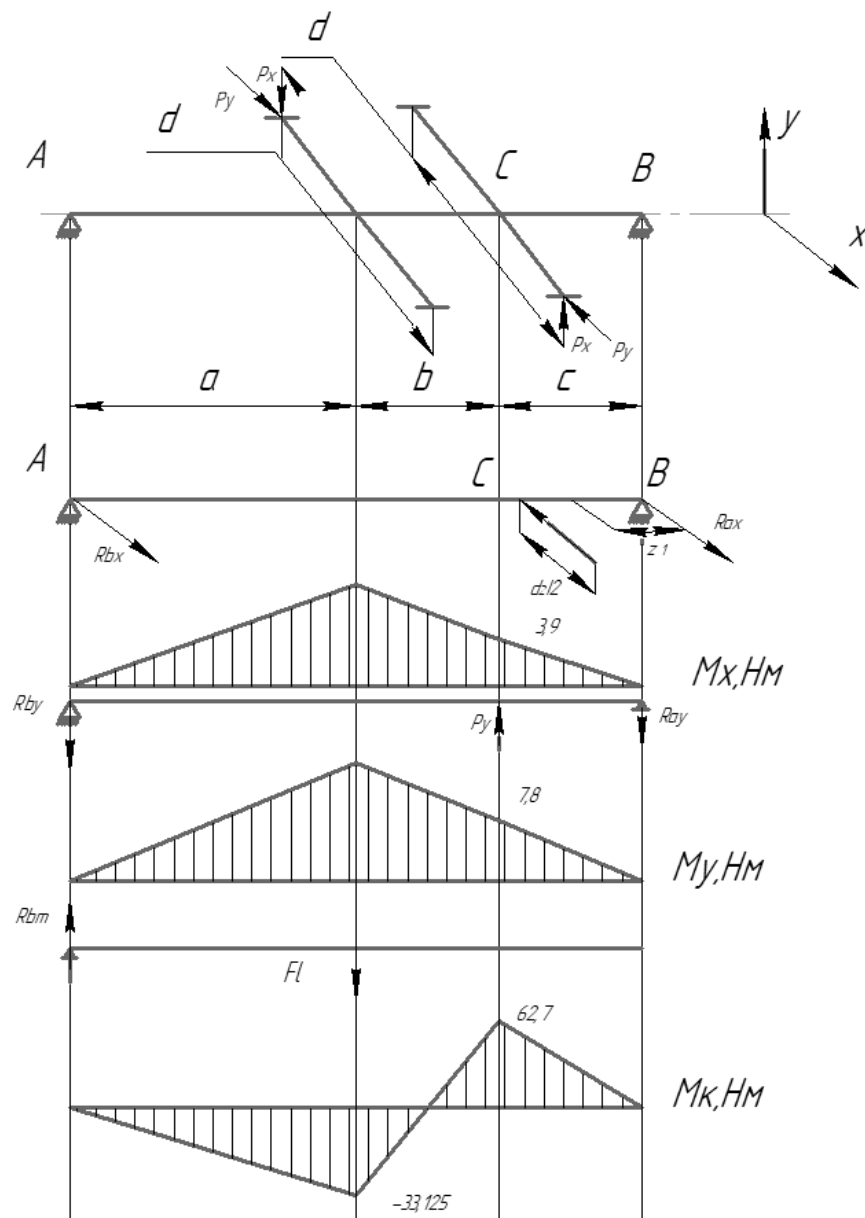


Рисунок 10 – Эпюры моментов для вала II

Принимает материал вала- сталь 40ХН: $[\sigma] = 360 \text{ МПа}$.

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{80,1^2 + 0,5 \cdot 346,19^2}}{360} = 5,55 \text{ м}^3$$

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5,55}{3,14}} = 3,8 \text{ мм}$$

3,8 мм < 55 мм, следовательно, условие выполняется.

6.2 Расчет шпиндельного узла

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

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

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

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

где, а- вылет переднего конца шпинделя; а=87мм.

б- расстояние от приводного элемента до передней опоры; б=113мм.

Е- модуль упругости материала шпинделя; Материал шпинделя- сталь 40Х.
Е= 2,1·10⁵МПа.

J₁, J₂- осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

l- длина межопорного участка шпинделя; l=429мм.

j_A, j_B- радиальная жесткость передней и задней опоры (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38]);
j_A=1,1·10⁶, j_B= 0,95·10⁶;

Р и Q- величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания Р:

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

где, N_v -эффективная мощность резания (по заданию) = 4кВт.

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

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

где $D_{\max}$ - максимальный диаметр обрабатываемой заготовки; $D_{\max} = 360$ мм.

n_p -расчетная частота вращения заготовки; $n_p = 125$ об/мин.

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 360 \cdot 125}{1000} = 141,3 \text{ м/мин}$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 4}{141,3} = 2972,4 \text{ Н}$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (d^4 - d_1^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (120^4 - 80^4) = 1,35 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (d^4 - d_1^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (85^4 - 60^4) = 1,22 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$$

Определяем составляющую силы Q , силы действующей от II вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{7159,5^2 + 3579,8^2} = 8004,6 \text{ Н}$$

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

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

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

$$\delta_\Sigma = 2972,4 \cdot \left[\frac{87^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,35 \cdot 10^6} + \frac{429 \cdot 87^2 \cdot (1-0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,22 \cdot 10^6} + \right.$$

$$\left. \frac{1,1 \cdot 10^6 \cdot 87^2 \cdot (1-0,45) + 0,9 \cdot 10^6 (429 + 87 \cdot (1-0,45))^2}{1,1 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 429^2} \right] -$$

$$\begin{aligned}
& -2806,4 \cdot (1 - 0,45) \\
& \cdot \left[\frac{0,9 \cdot 10^6 (429 + 87)(429 - 113) - 1,1 \cdot 10^6}{1,1 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 429^2} - \right. \\
& \left. - \frac{87}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,22 \cdot 10^6 \cdot 429} (113^3 + 2 \cdot 429^2 \cdot 113 - 3 \cdot 429 \cdot 113^2) \right] = \\
& = 2,8 \text{ мкм};
\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
\Theta_A &= \frac{1}{3EJ_2} \cdot \left(P \cdot a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot (b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right) \\
\Theta_A &= \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,22 \cdot 10^6} \cdot \left(2972,4 \cdot 87 \cdot 429 - \frac{2806,4}{2 \cdot 429} \cdot (113^3 - 2 \cdot 429^2 \cdot 113 - 3 \cdot \right. \\
& \quad \left. 429 \cdot 113^2) \right) = 0,00039 \text{ рад}
\end{aligned}$$

6.3 Уточненный расчет опор шпинделя

Прежде всего, проводится уточняющий расчет жесткости шпиндельных подшипников.

Шпиндельный узел смонтирован на опорах, сформированных из подшипников качения. В зависимости от компоновки подшипников в опоре осевая жесткость j_A , Н/мм, определяются по формуле

$$j_A = \frac{F_A}{\delta_A} = 1,5 C^{2/3} F_H (i_1^{2/3} + i_2^{2/3});$$

Сила натяга определяется по формуле

$$F_H = kd;$$

$$F_H = 0,02 \cdot 100 = 2, \text{ Н};$$

Для указанных комплексных опор

Где общая осевая деформация (натяг), мм, в комплексной опоре

$$\square = \left(\frac{F_H}{C} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{i_1^{2/3}} + \frac{1}{i_2^{2/3}} \right);$$

$$\Delta = \left(\frac{2}{9567835} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{2^{2/3}} + \frac{1}{1^{2/3}} \right) = 0,000022 \text{ мм};$$

С-коэффициент, определяемый из выражения

$$C = 10^5 \cdot z(\sin \alpha)^{\frac{5}{2}} \cdot \sqrt{1,25 \cdot d_{ш}},$$

$$C = 10^5 \cdot 26(\sin 12)^{\frac{5}{2}} \cdot \sqrt{1,25 \cdot 25} = 9567835$$

$$z = 5,3 \cdot \frac{D + d}{D - d};$$

$$z = 5,3 \cdot \frac{120 + 80}{120 - 80} = 26$$

z - число тел качения в подшипнике, $d_{ш}$ - диаметр шарика.

В зависимости от количества и расположения подшипников выбираем $K_1=3,9$; $K_2=3,2$; $J_A=1,5$ Н/мм

Радиальная жесткость j_r Н/мм, условной опоры вычисляется по формуле

$$j_r = \frac{K_A \cdot i^{2/3} \cdot j_A}{1,5tg^2 \alpha (i_1^{2/3} + i_2^{2/3})};$$

$$j_r = \frac{0,58 \cdot 2^{2/3} \cdot 1,5}{1,5tg^2 12(2_1^{2/3} + 1_2^{2/3})} = 0,45H \cdot \text{мм}$$

Угловая жесткость j_{y2l} , $H \cdot \text{мм} / \text{рад}$, определяется по формуле

$$j_{y2l} = \frac{M}{\varphi} = \frac{3}{32}(d + D)^2 C^{2/3} F_H^{1/3} = \frac{(d + D)^2}{32} \cdot j_A;$$

$$J_{y2l} = \left(\frac{80+120}{32}\right) \cdot 1,5 = 58,6 H \cdot \text{мм} / \text{рад};$$

Деформация δ , мм, стыка между наружным кольцом подшипника и поверхностью гнезда под подшипник определяется по формуле

$$\delta = \frac{4F_r K}{\pi dB} \left(1 + \frac{d}{D}\right);$$

$$\delta = \frac{4 \cdot 2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 80 \cdot 20} \left(1 + \frac{80}{120}\right) = 0,0000039 \text{мм};$$

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,

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

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

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

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{107}{3 \cdot 10^7} = 0,33;$$

$$\chi = \frac{122 \cdot 10^6}{1,35 \cdot 10^6} = 0,91$$

$$j_{\text{max}} = \frac{1,1 \cdot 10^6}{1 + 0,33 + 0,33 \cdot (3 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,33) \left(1 + 0,33 + 0,33 \cdot \frac{1,1 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 10^6}\right)} = 3,2 \cdot 10^5$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$3,2 \cdot 10^5 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,1 \cdot 10^6}{1 + 0,9} = 1,4 \cdot 10^5$$

Условие выполняется, следовательно, опоры выбраны правильно.

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производят приближенный расчет собственной частоты колебаний шпинделя, не имеющего значительно сосредоточенных масс.

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

$$\omega_c = 0,33 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 5,4 \cdot 10^6}{15(1-0,33)^3 \cdot 107^2}} = 1309,9 \Gamma\text{ц}$$

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений::

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1.5}}{d} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_k \cdot (i+1)}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H]$$

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

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 [3, с. 85];

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

ε_α -коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой: закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (53...58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$;

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1=21$, $z_2=53$, $i_{\text{зп}(z_1-z_2)} = 2,52$, $M_{kl} = 144,32 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$,

$\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,9$,

$d = 62,5$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{53} \right) \right] = 1,67$$

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

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{62,5} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 144,32 \cdot (2 + 1)}{35 \cdot 2,52}} = 628,65 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 900 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 144,32 \cdot 3,9 \cdot 1 \cdot 0,67}{35 \cdot 3,5^2 \cdot 21} = 201,96 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 230 \text{ МПа}$$

$$z_7 - z_8: , z_7=21, z_8=53, i_{3\Pi(z_7-z_8)} = 3,98, M_{\text{кII}} = 346,19 H \cdot M, K_d = 770 \text{ МПа},$$

$$\psi_{\text{bd}} = 0,4, K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, Y_F = 4,$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{86} \right) \right] = 1,69$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,69} = 0,67$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1.5}}{78} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 346,19 \cdot (3,98 + 1)}{35 \cdot 3,98}} = 538,8 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 900 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 346,19 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 0,67}{35 \cdot 3^2 \cdot 22} = 89,69 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 230 \text{ МПа}$$

7 Система автоматического управления приводом продольной подачи специализированного фрезерного станка с ЧПУ

В специализированном фрезерном станке с ЧПУ, спроектированном по типу модели ФП-7МН, продольное перемещение стола осуществляется от электродвигателя Д постоянного тока через редуктор Р и шариковую винтовую передачу ШВП. Управление двигателем Д происходит от УЧПУ через тиристорный преобразователь ТП. Для повышения динамических характеристик привода в цепь обратной связи по скорости ОСС включен тахогенератор ТГ. В качестве датчика обратной связи по положению ОСП используется вращающийся трансформатор ВТ, один оборот ротора которого соответствует 2 мм перемещения рабочего органа станка.

Система автоматического управления приводом продольной подачи станка работает следующим образом.

Вращающийся трансформатор ВТ измеряет угол поворота $\alpha_{\text{в}}$ ходового винта ШВП и преобразует его в электрический сигнал $U_{\text{ВТ}}$, строго пропорциональный фактической подаче $S_{\text{ф}}$ стола станка. Сравнивающее устройство СУ сравнивает сигнал обратной связи $U_{\text{ВТ}}$ с входным управляющим сигналом U_3 , пропорциональным заданной подаче S_3 . Если эти сигналы не равны, т. е. $S_{\text{ф}}$ отличается от S_3 , то возникает сигнал ошибки ΔU , пропорциональный разности $U_3 - U_{\text{ВТ}}$, который через усилитель У и тиристорный преобразователь ТП заставляет вращаться выходной вал двигателя Д с новой частотой, тем самым, устраняя расхождение между величинами фактической и заданной подачи.

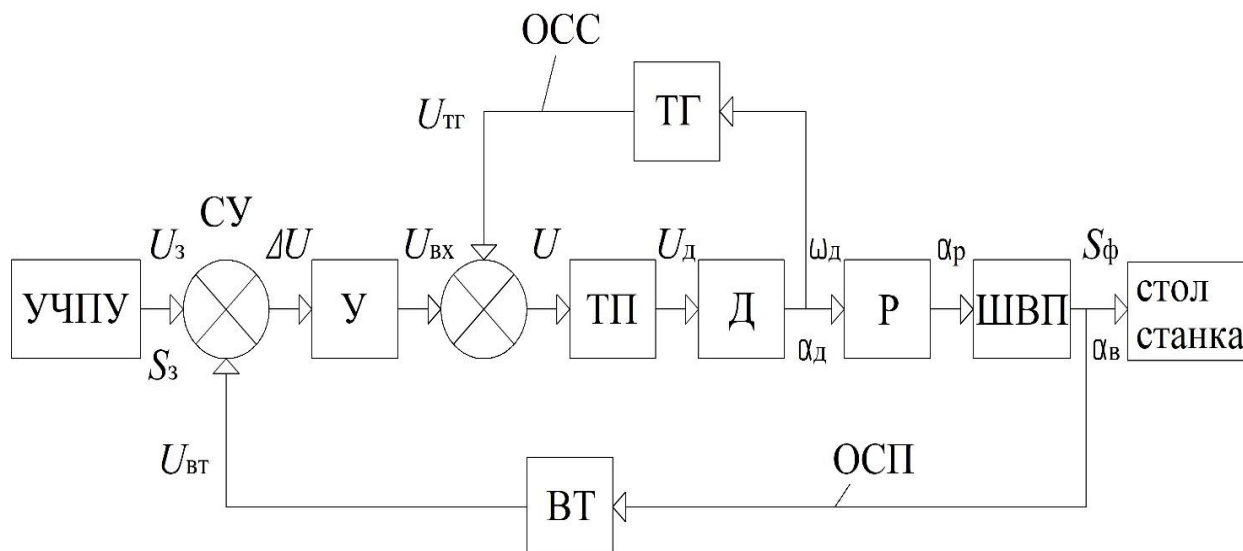


Рисунок 11 - Функциональная схема САУ приводом продольной подачи специализированного фрезерного станка с ЧПУ

7.1 Математическая модель САУ

Для исследования показателей качества САУ, таких как быстродействие и устойчивость, составим ее математическую модель.

Передаточная функция усилителя У:

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

где $U_{\text{вх}}$ — напряжение на входе сравнивающего устройства; s — оператор дифференцирования; k_1 — коэффициент усиления.

Передаточная функция тиристорного преобразователя ТП:

$$W_2(s) = \frac{U_{\text{д}}(s)}{U(s)} = k_2, \quad (2)$$

где $U_{\text{д}}$ — напряжение на входе электродвигателя; U — напряжение на выходе сравнивающего устройства; k_2 — коэффициент усиления тиристорного преобразователя.

Передаточная функция двигателя Д при условии, что входной величиной является напряжение, а выходной величиной — угол поворота ротора:

$$W_{\text{д}}(s) = \frac{\alpha_{\text{д}}(s)}{U_{\text{д}}(s)} = \frac{k_{\text{д}}}{(T_{\text{д}}s + 1)s}, \quad (3)$$

где α_d — угловое положение выходного вала двигателя; 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 α_p — угловое положение выходного вала редуктора; k_3 — передаточное отношение редуктора; $k_3 = 0,12$.

Передаточная функция шариковой винтовой передачи ШВП:

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

где k_4 — коэффициент передачи.

$$k_4 = \frac{t}{2\pi}, \quad (6)$$

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

Передаточная функция тахогенератора ТГ:

$$W_5(s) = \frac{U_{\text{ТГ}}(s)}{\omega_d(s)} = k_5, \quad (7)$$

где $U_{\text{ТГ}}$ — напряжение на выходе тахогенератора; ω_d — угловая скорость выходного вала двигателя; k_5 — коэффициент передачи тахогенератора.

Передаточная функция вращающегося трансформатора ВТ:

$$W_6(s) = \frac{U_{\text{ВТ}}(s)}{S_\phi(s)} = k_6, \quad (8)$$

где k_6 — коэффициент передачи вращающегося трансформатора.

Используя структурную схему САУ (рисунок 11), а также правила преобразования структурных схем, запишем передаточную функцию системы управления приводом продольной подачи стола станка.

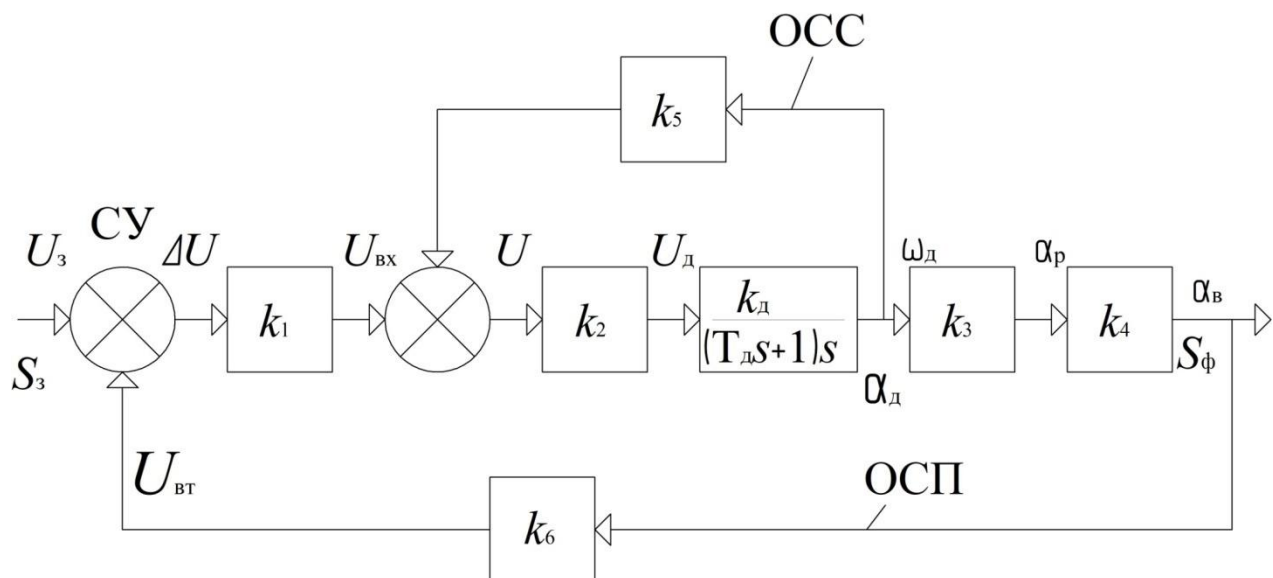


Рисунок 12 - Структурная схема САУ приводом продольной подачи специализированного фрезерного станка с ЧПУ

Передаточная функция разомкнутого по скорости 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 по скорости привода с неединичной обратной связью:

$$W_{zc}(s) = \frac{W_{pc}(s)}{1 + W_{pc}(s)W_5(s)}. \quad (10)$$

Передаточная функция разомкнутого по положению привода:

$$W_{pn}(s) = W_1(s)W_{zc}(s)W_3(s)W_4(s) = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_4}{T_d s^2 + s + k_2 k_d k_5}. \quad (11)$$

Передаточная функция замкнутого по положению привода:

$$W_{zn}(s) = \frac{W_{pn}(s)}{1 + W_{pn}(s)W_6(s)} = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_4}{T_d s^2 + s + k_2 k_d k_5 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_6}. \quad (12)$$

Полученное выражение (12) представляет собой передаточную функцию САУ приводом продольной подачи специализированного фрезерного станка с ЧПУ.

7.2 Переходные характеристики САУ

Характеристическое уравнение замкнутой САУ имеет вид:

$$T_d s^2 + s + k_2 k_d k_5 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_6 = 0 \quad (13)$$

Приведем уравнение (13) к каноническому виду:

$$\frac{T_d}{k_2 k_d k_5 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_6} s^2 + \frac{1}{k_2 k_d k_5 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_6} s + 1 = 0 \quad (14)$$

или

$$T_1 s^2 + T_2 s + 1 = 0, \quad (15)$$

где T_1 и T_2 — постоянные времени.

$$T_1^2 = \frac{T_d}{k_2 k_d k_5 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_6} \quad (16)$$

$$T_2 = \frac{1}{k_2 k_d k_5 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_6} \quad (17)$$

$$k = \frac{k_1 k_2 k_d k_3 k_5}{k_2 k_d k_5 + k_1 k_2 k_d k_3 k_4 k_6} = \frac{k_1 k_3 k_5}{k_5 + k_1 k_3 k_4 k_6} \quad (18)$$

- коэффициент передачи, замкнутой по положению САУ.

Характеристическое уравнение (15) имеет два корня. В зависимости от соотношения конструктивных и эксплуатационных параметров САУ корни уравнения могут быть действительными, комплексными или мнимыми [1].

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 по положению САУ будет иметь вид:

$$W_{\text{зн}}(s) = \frac{k}{(T_3 s + 1)(T_4 s + 1)}, \quad (19)$$

где

$$T_{3,4} = \frac{T_2}{2} \pm \sqrt{\frac{T_2^2}{4} - T_1^2}. \quad (20)$$

Тогда переходная функция САУ приводом продольной подачи рабочего стола многооперационного станка может быть записана в виде:

$$\Delta U(t) = kUz(t) \left[1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{\frac{-t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{\frac{-t}{T_4}} \right], \quad (21)$$

$$\text{где } Uz(t) = Uz * 1(t) = \text{const}. \quad (22)$$

Выражение (22) описывает внешнее возмущающее воздействие, заданное в виде ступенчатой функции. На практике такое воздействие возникает при скачкообразном разгоне привода или при обработке заготовок резанием, например, в момент резкого изменения глубины резания.

Переходные характеристики при различных значениях коэффициента усиления усилителя k_1 и постоянной времени электродвигателя $T_d = 0,08$ представлены на рисунках 13–22.

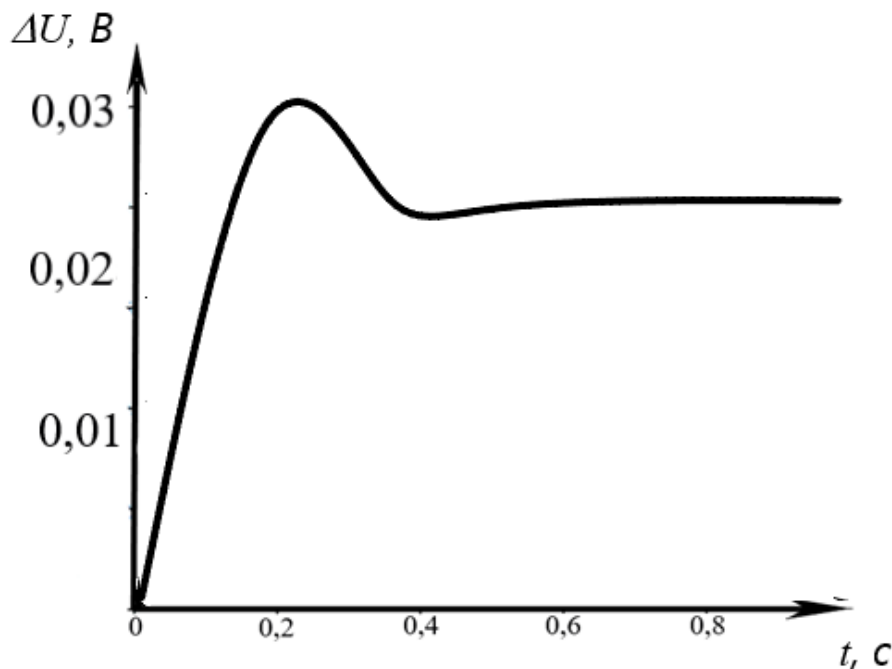


Рисунок 13 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 20$

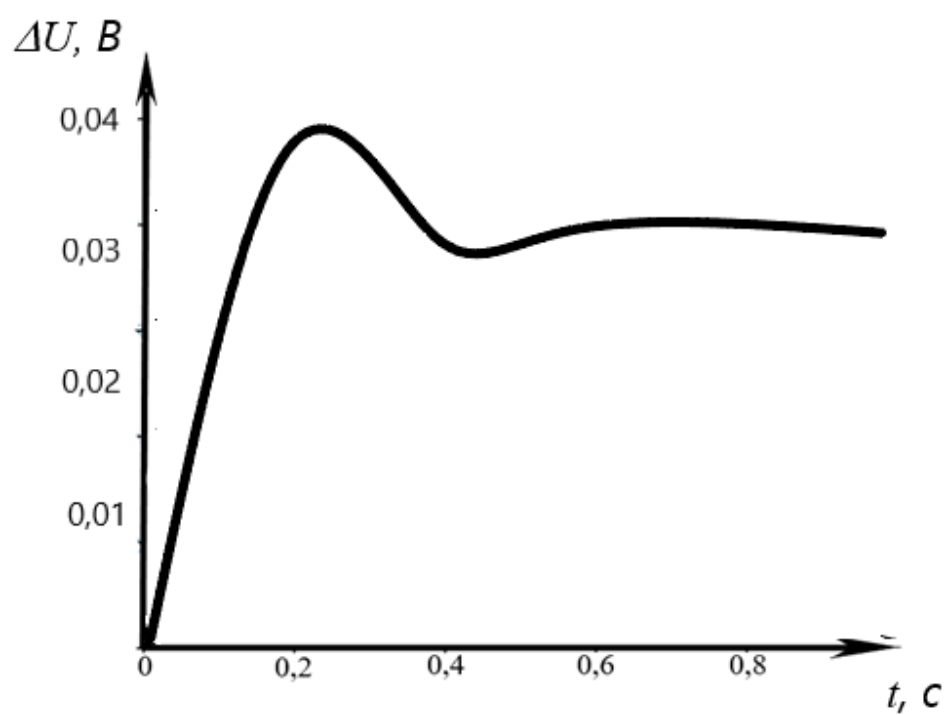


Рисунок 14 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 25$

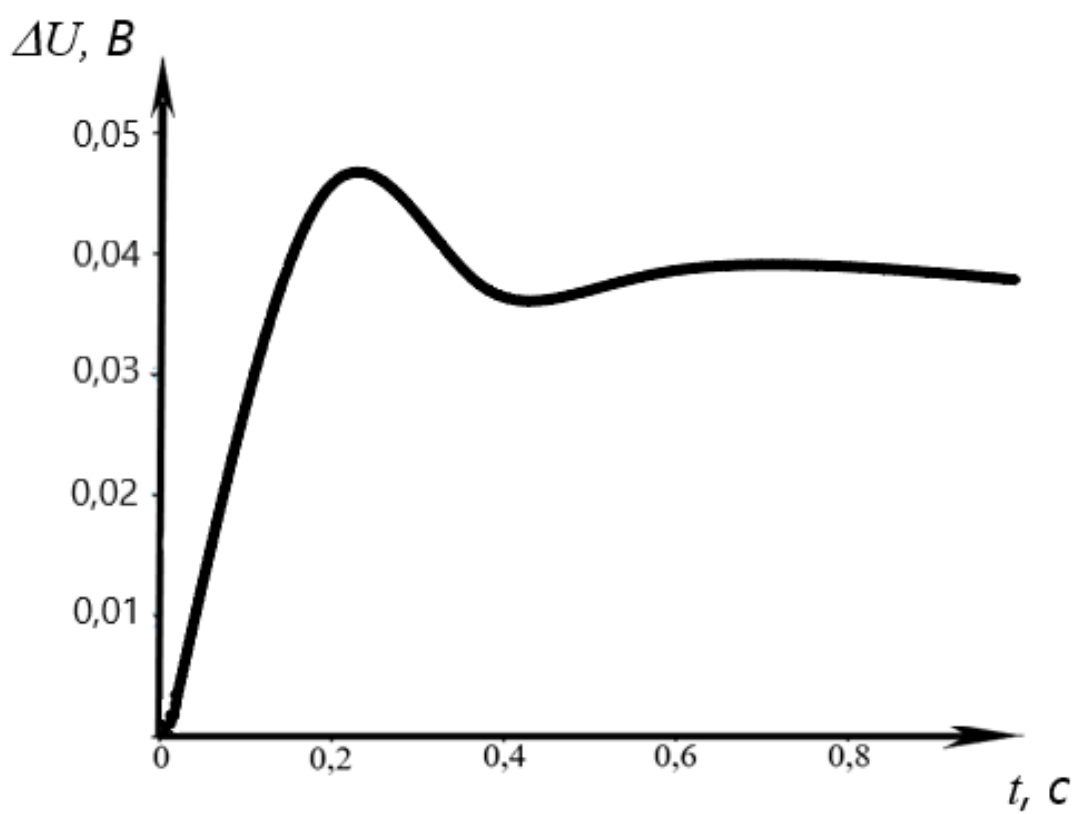


Рисунок 15 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 30$

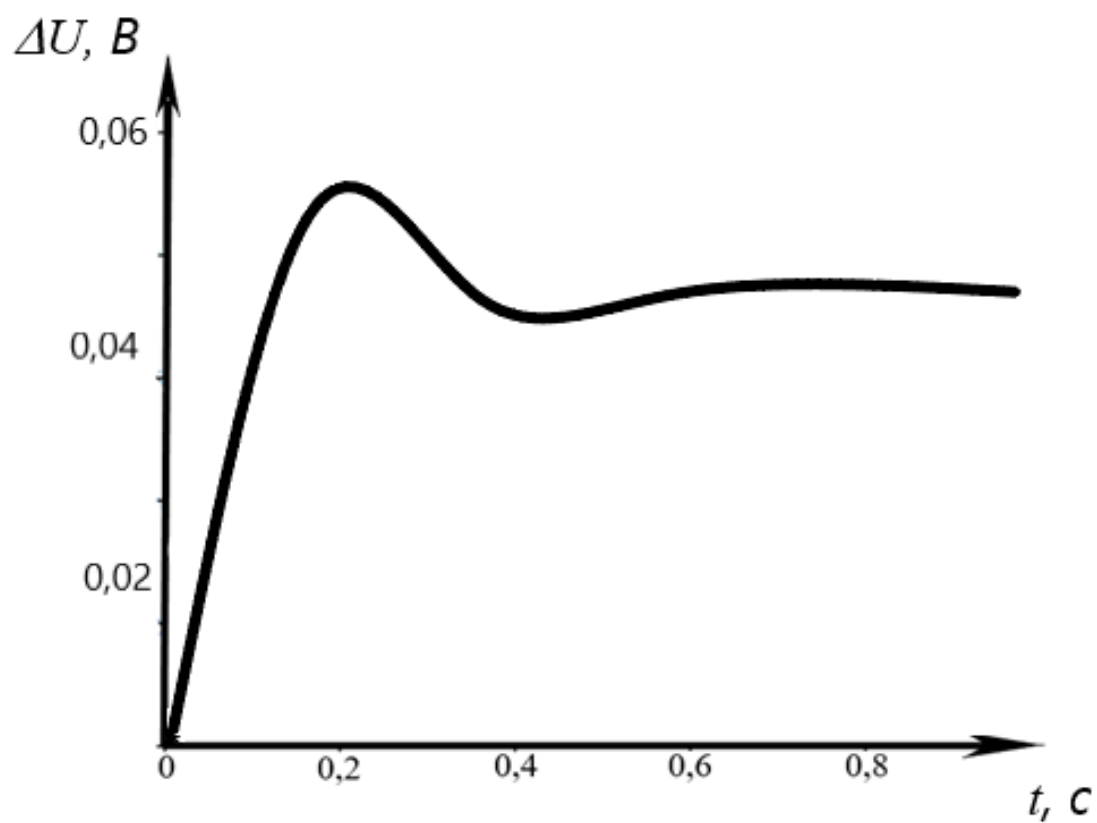


Рисунок 16 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 35$

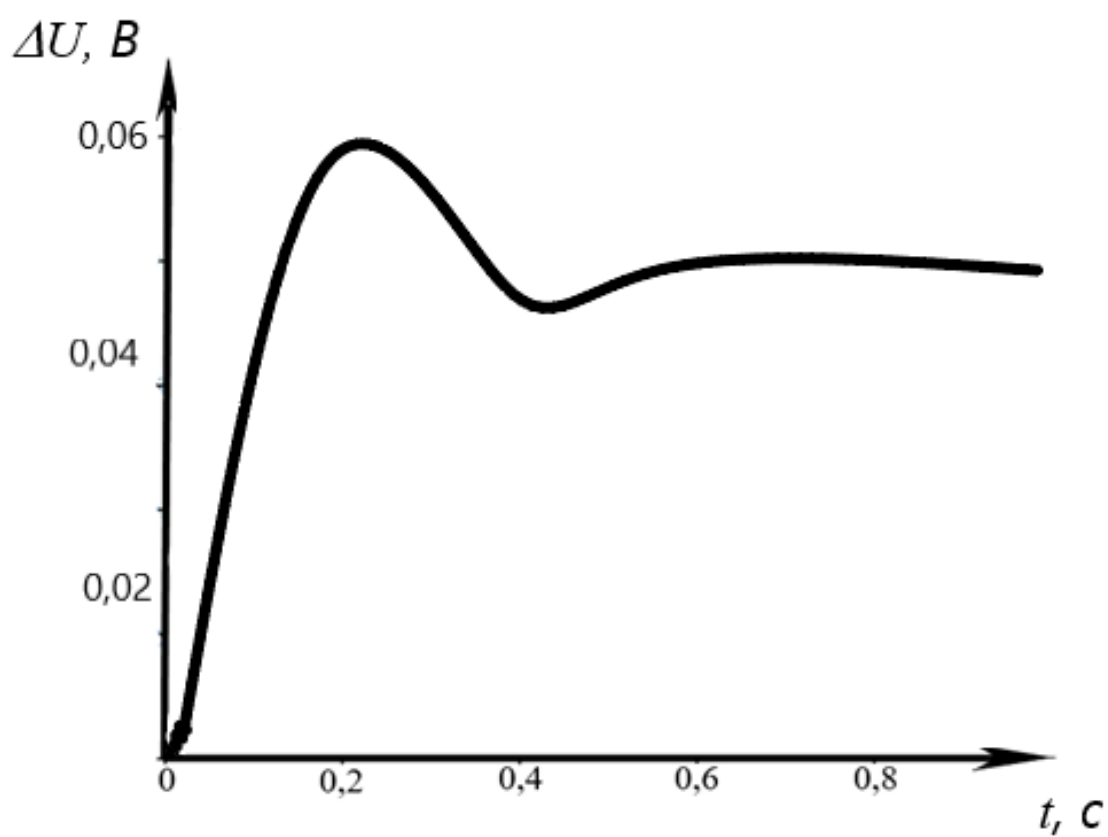


Рисунок 17 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 40$

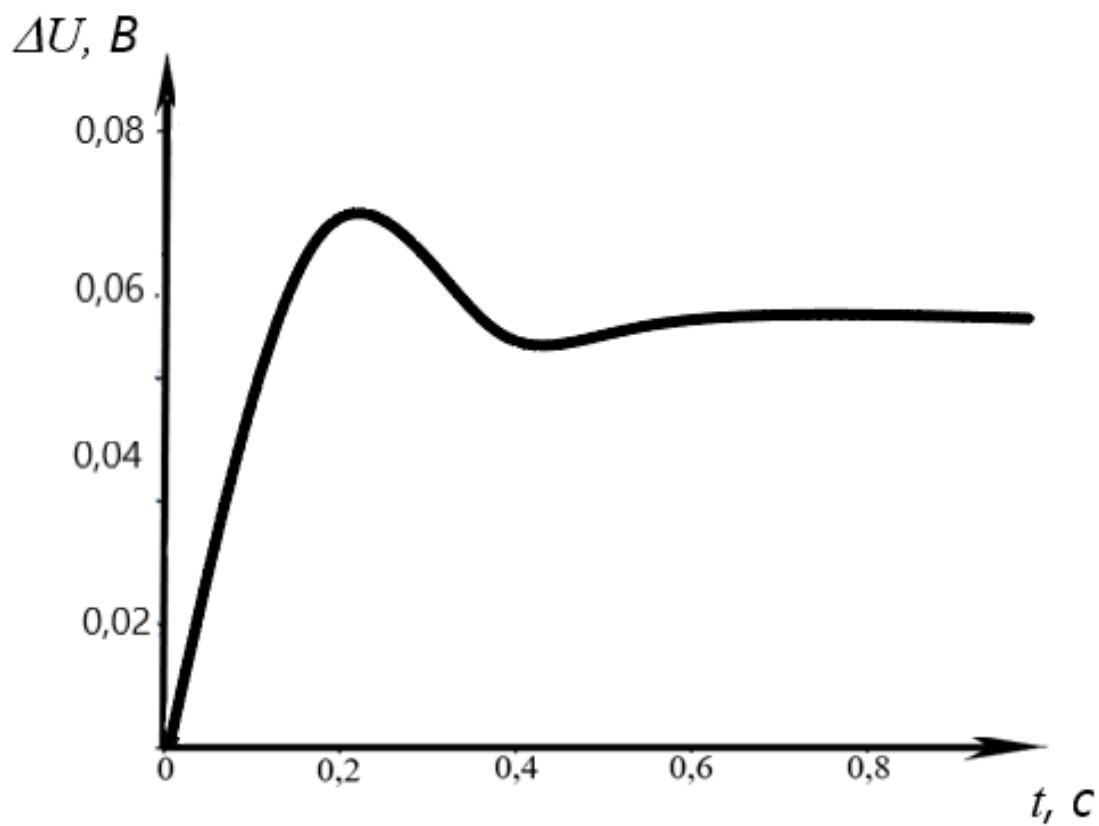


Рисунок 18 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 45$

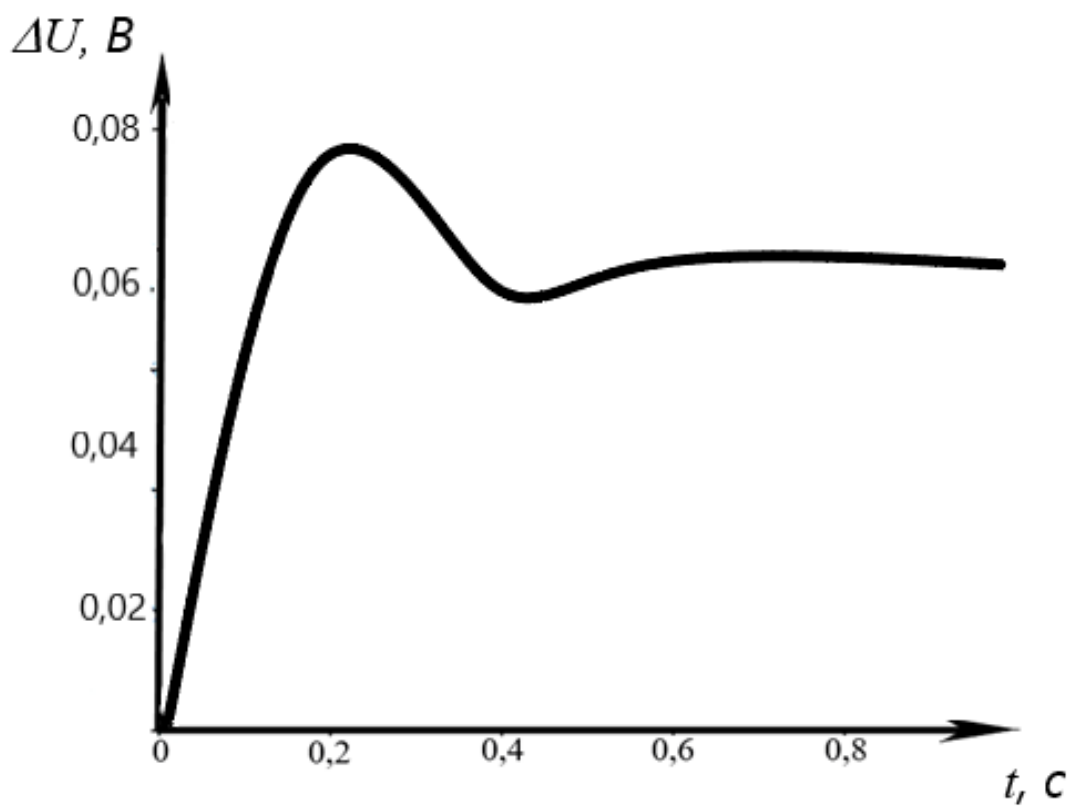


Рисунок 19 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 50$

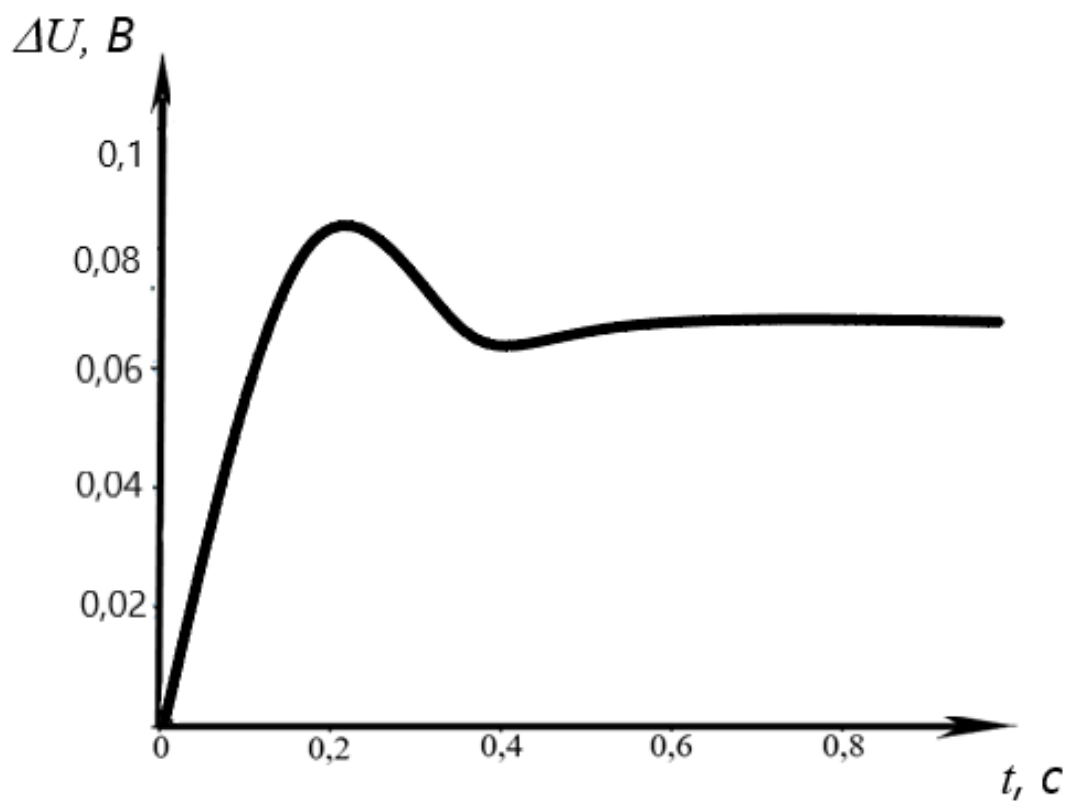


Рисунок 20 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 55$

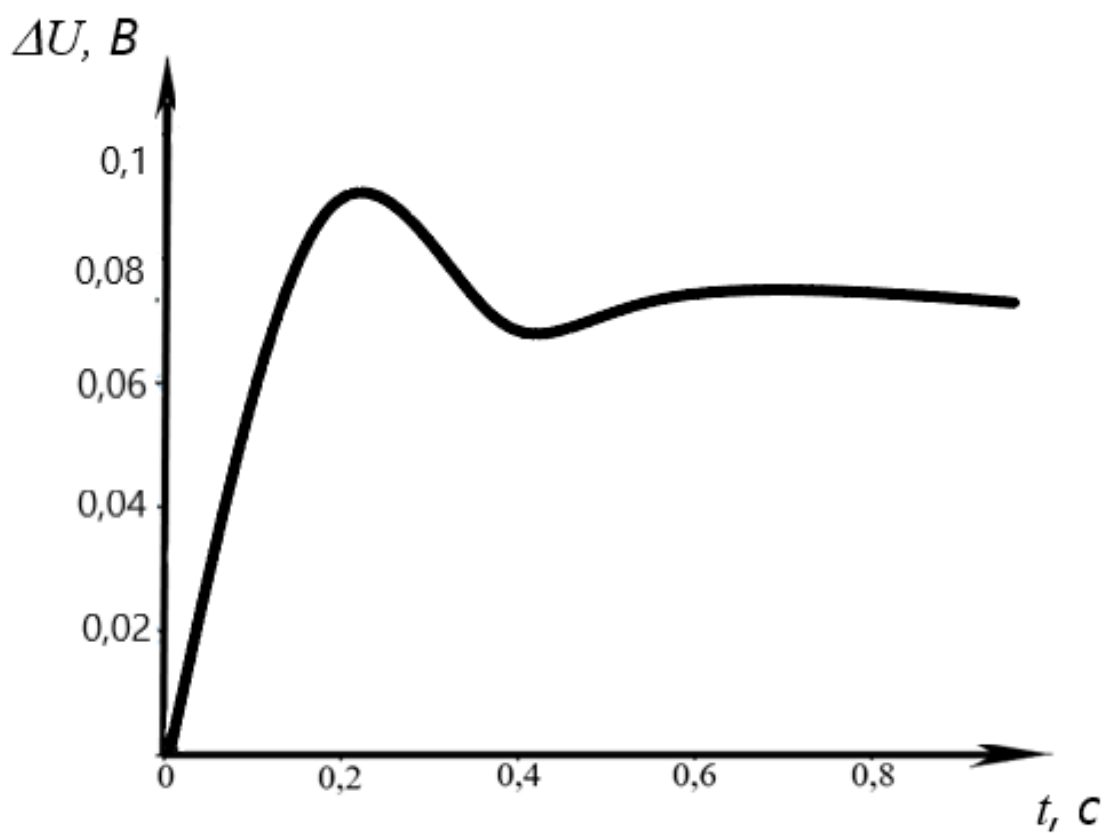


Рисунок 21 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 60$

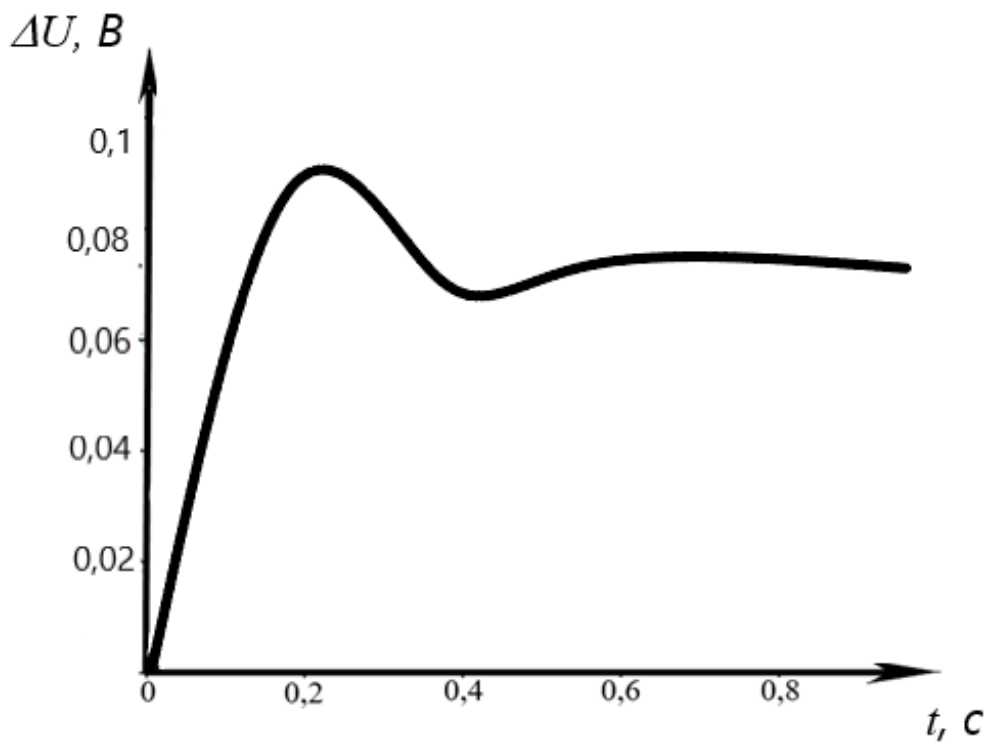


Рисунок 22 – Переходная характеристика САУ при $k_1 = 65$

Переходные характеристики при различных значениях коэффициента усиления тиристорного преобразователя k_2 и постоянной времени электродвигателя $T_d = 0,08$ с представлены на рисунках 23–31.

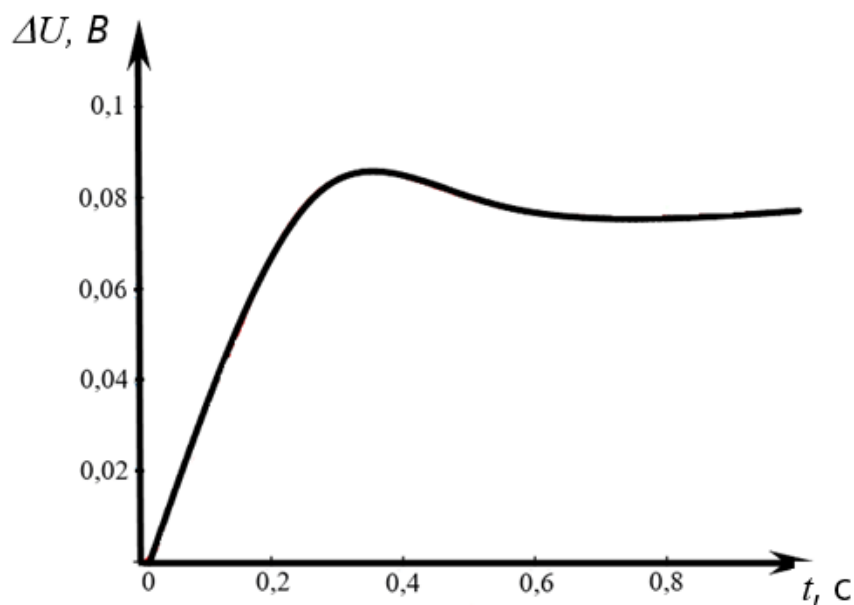


Рисунок 23 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 15$

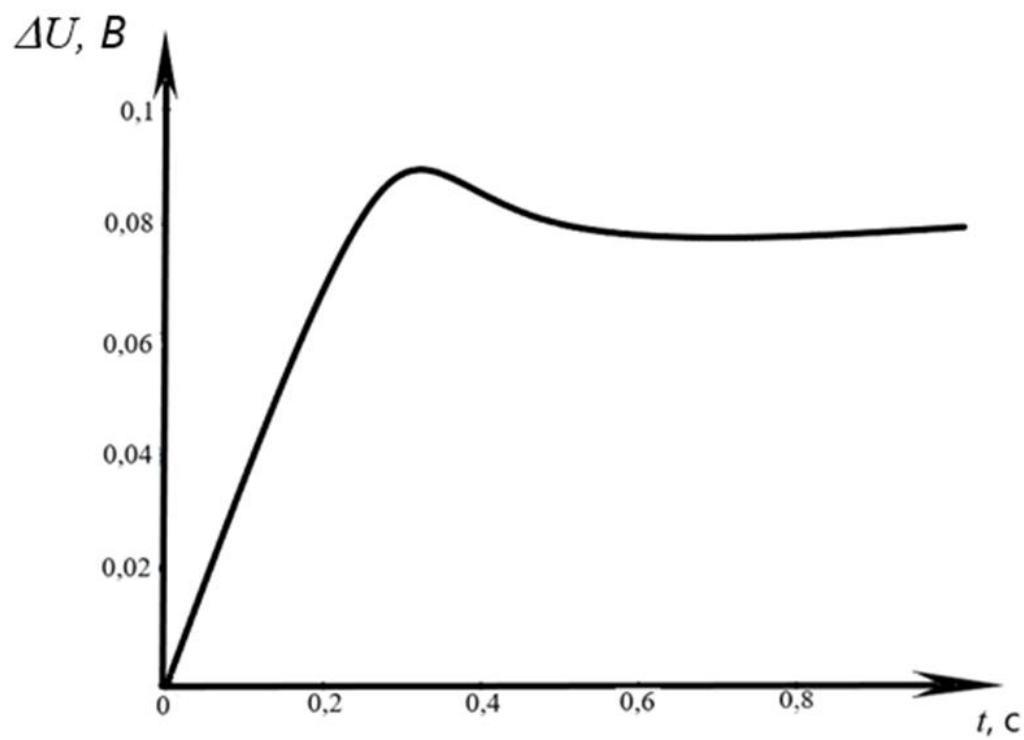


Рисунок 24 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 17$

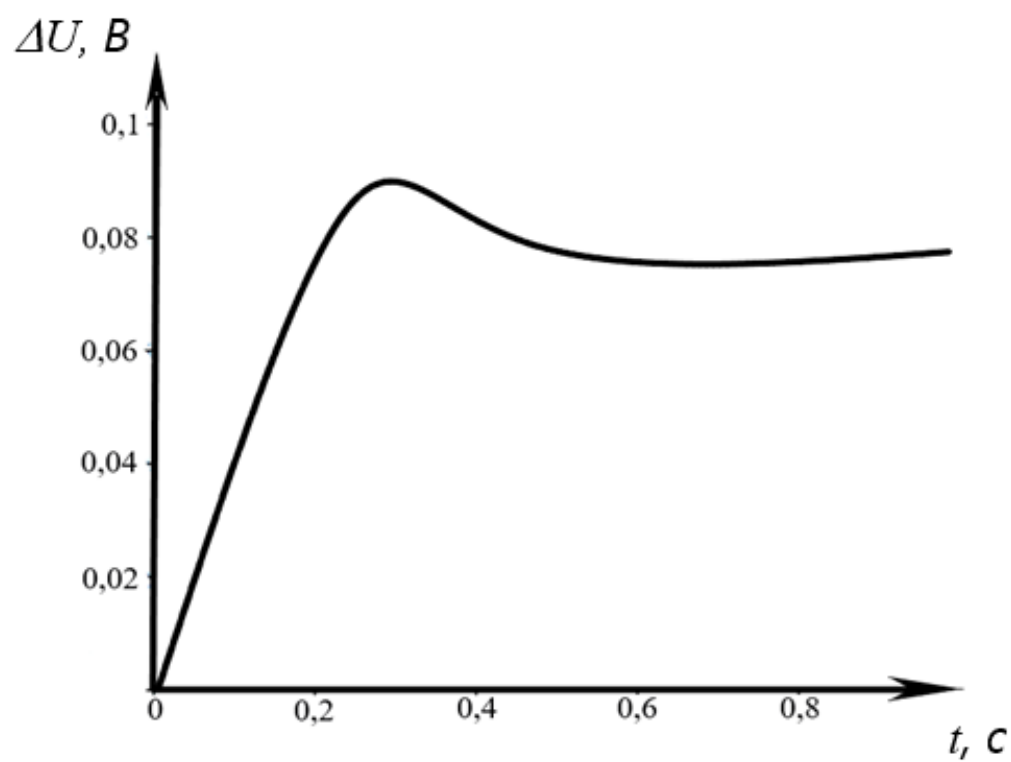


Рисунок 25 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 19$

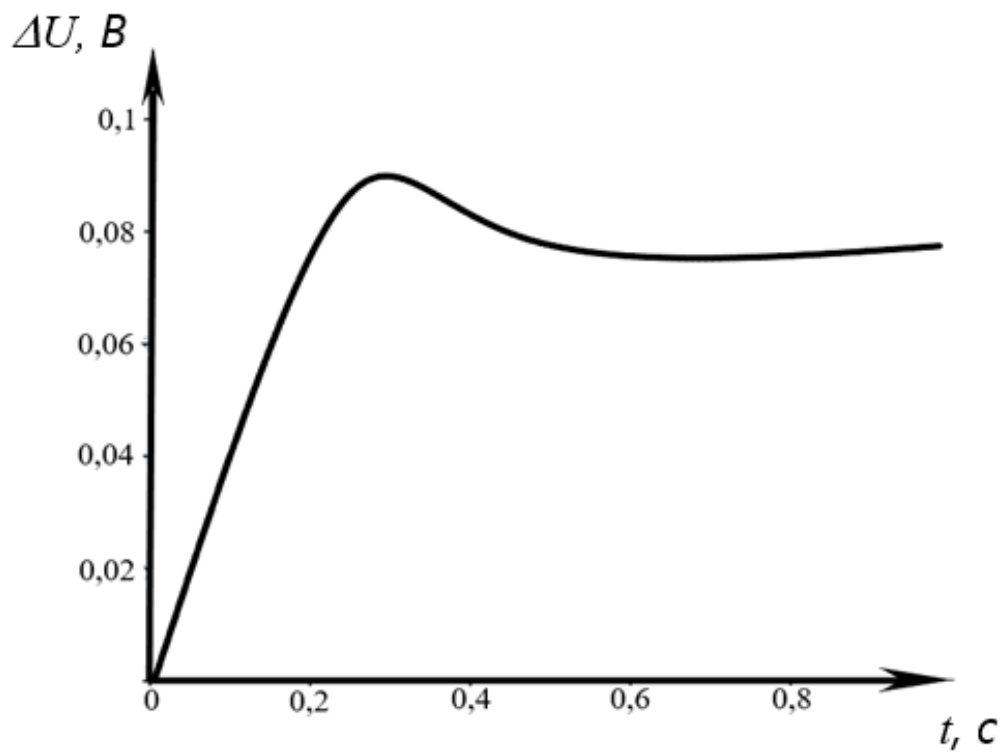


Рисунок 26 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 20$

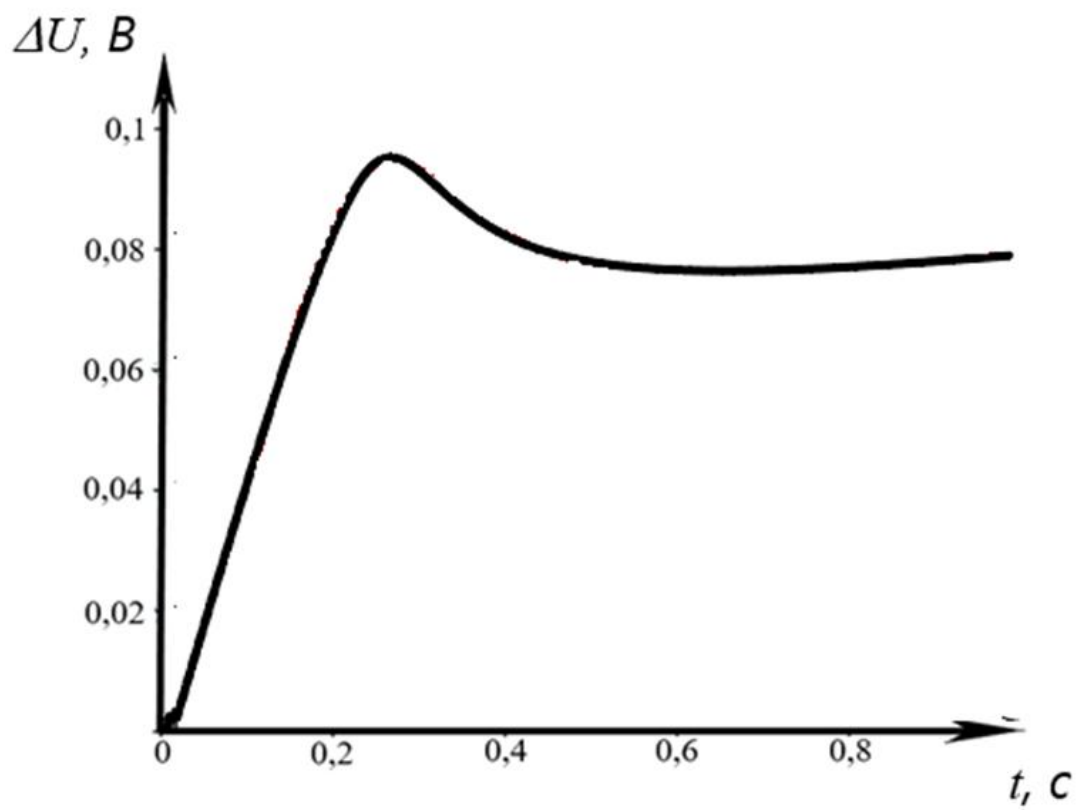


Рисунок 27 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 22$

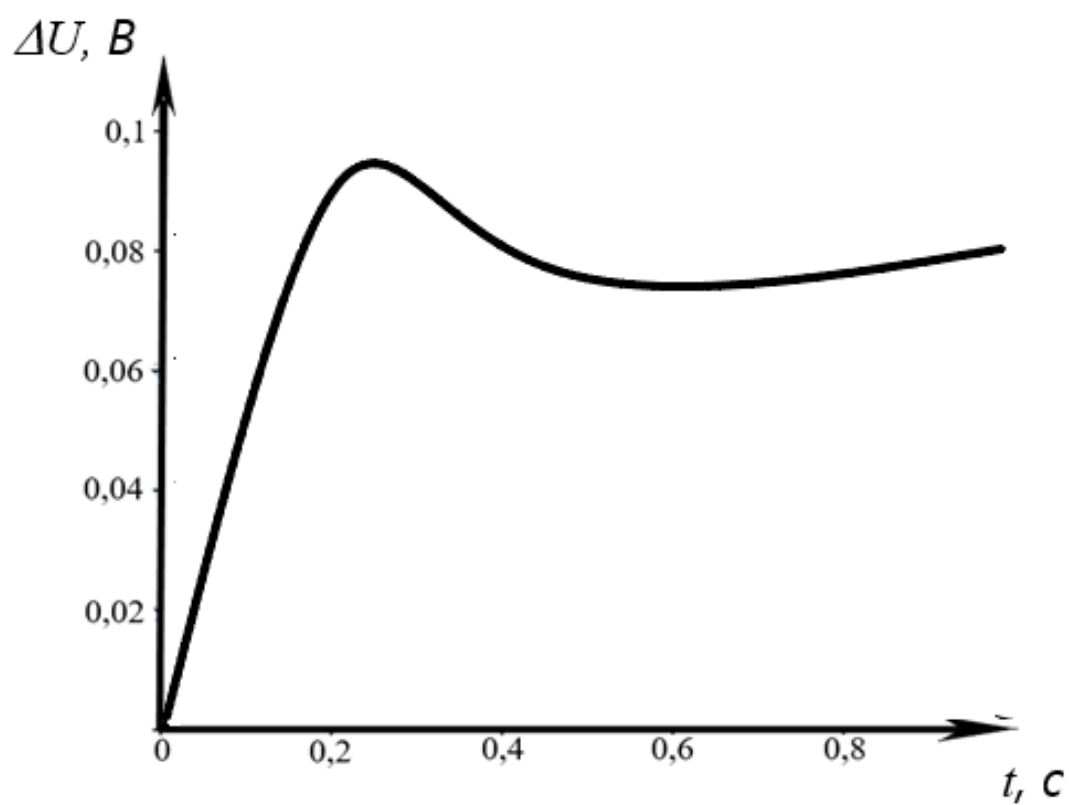


Рисунок 28 – Переходная характеристика САУ при $k_2 = 24$

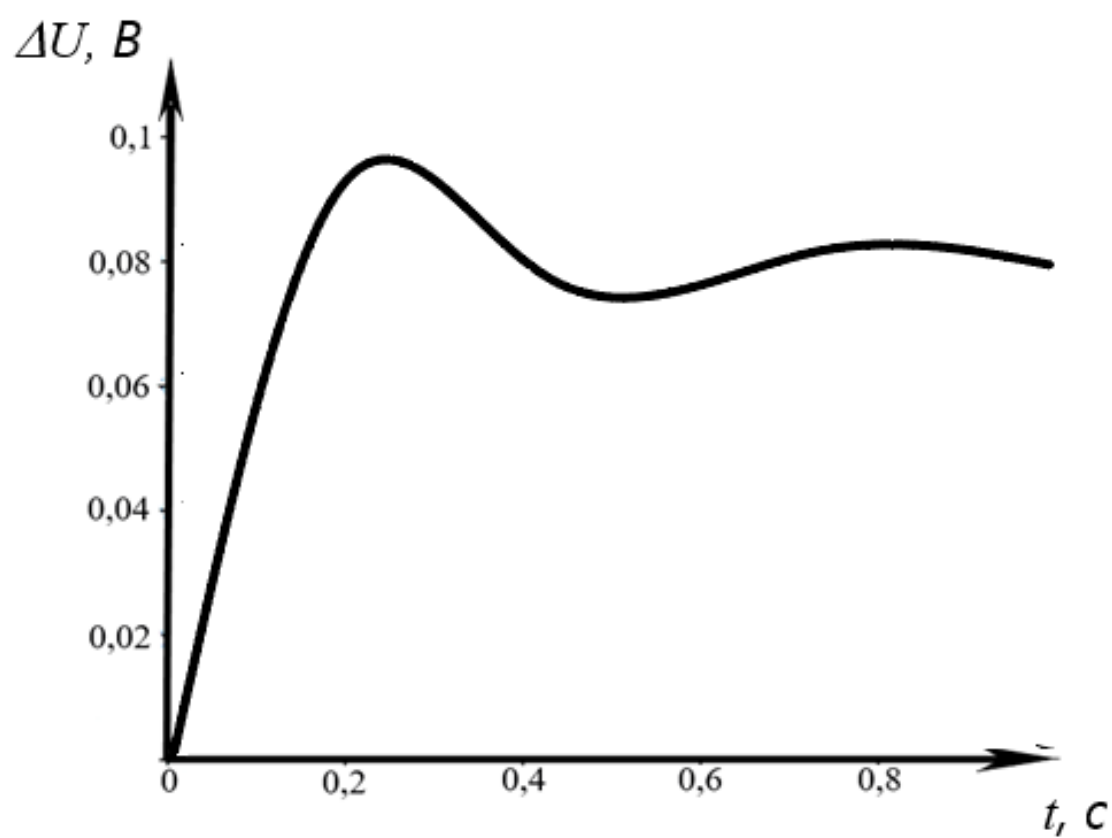


Рисунок 29– Переходная характеристика САУ при $k_2 = 26$

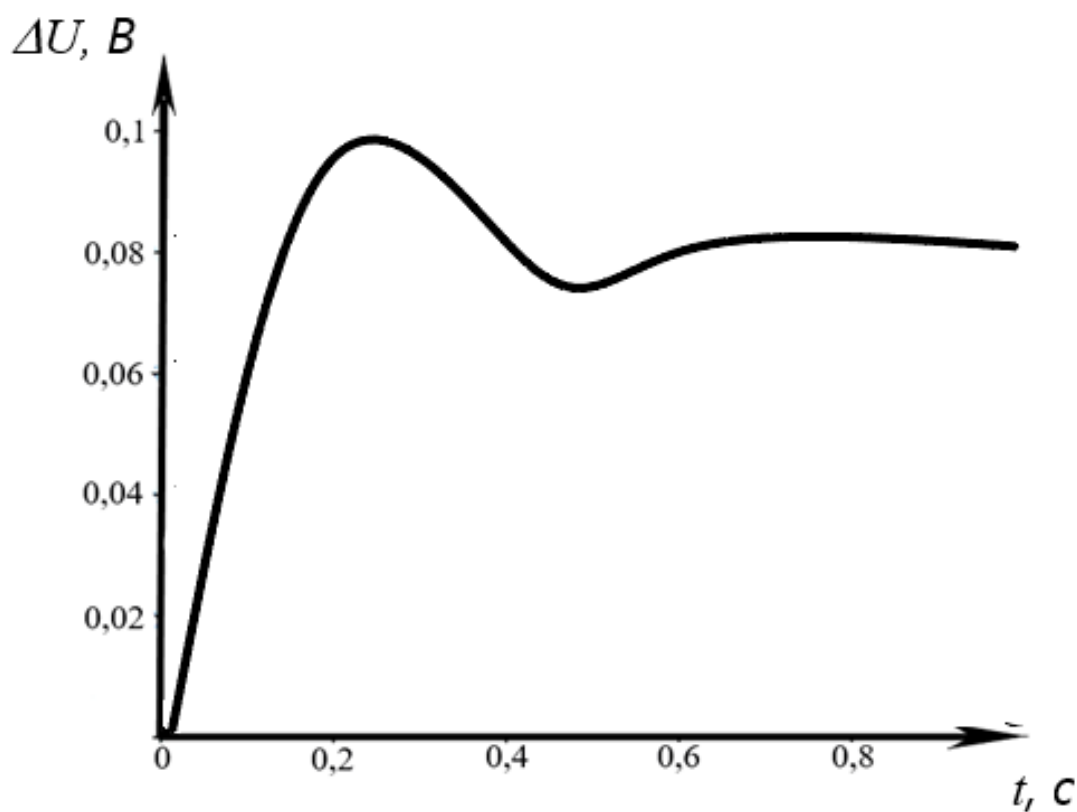


Рисунок 30– Переходная характеристика САУ при $k_2 = 28$

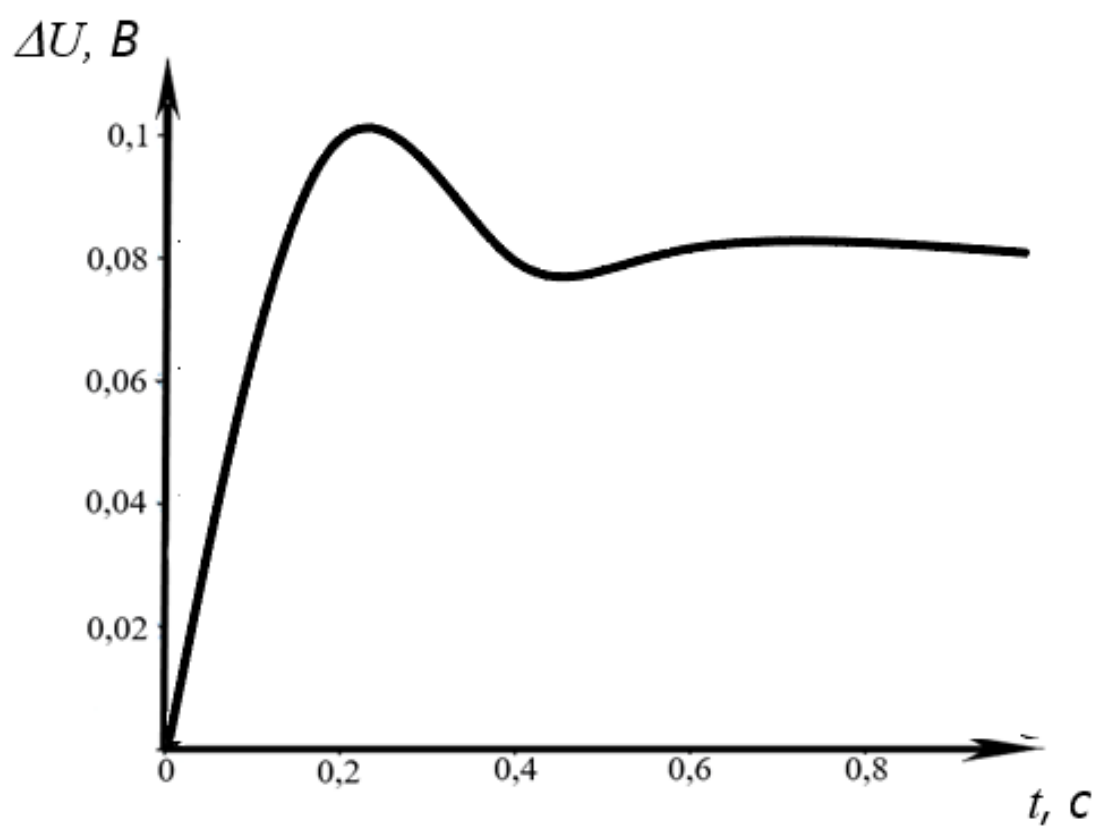


Рисунок 31– Переходная характеристика САУ при $k_2 = 30$

Переходные характеристики при различных значениях коэффициента передачи тахогенератора k_5 и постоянной времени электродвигателя $T_d = 0,08$ с представлены на рисунках 32–38.

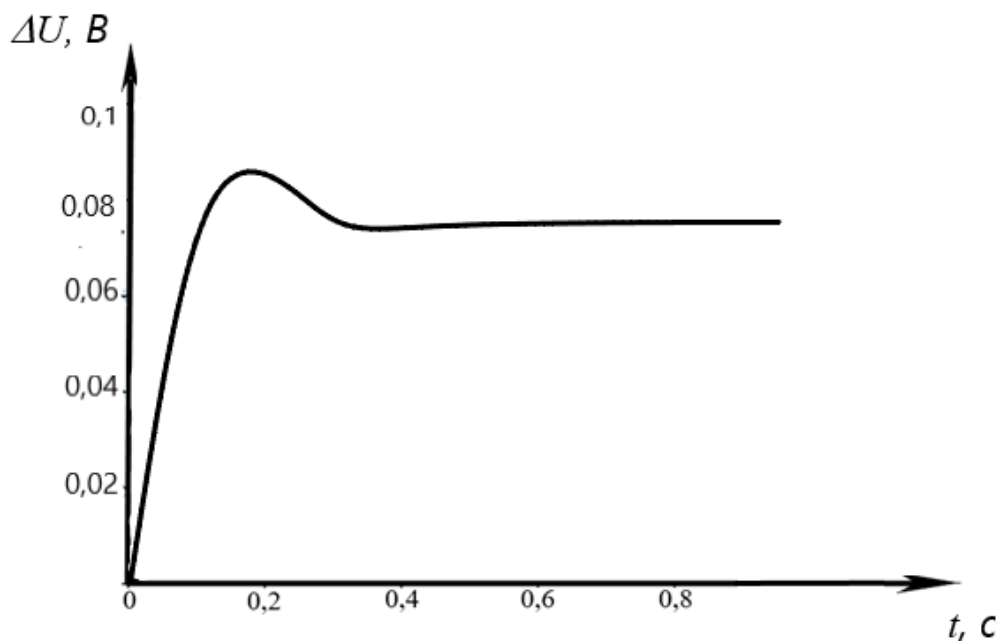


Рисунок 32– Переходная характеристика САУ при $k_5 = 0,7$ рад/В

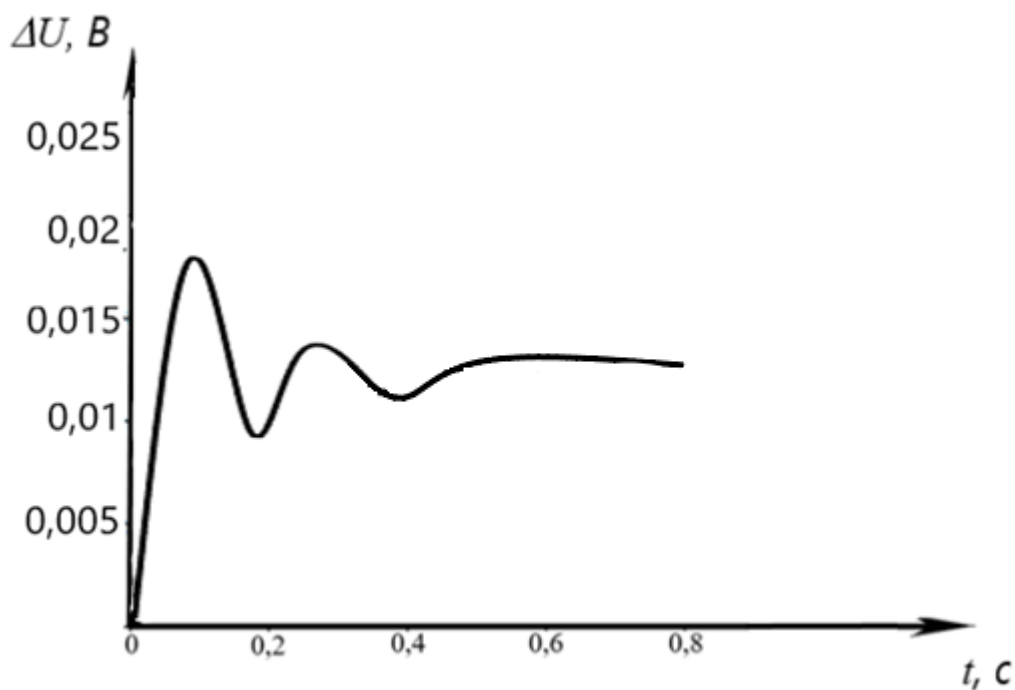


Рисунок 33– Переходная характеристика САУ при $k_5 = 5$ рад/В

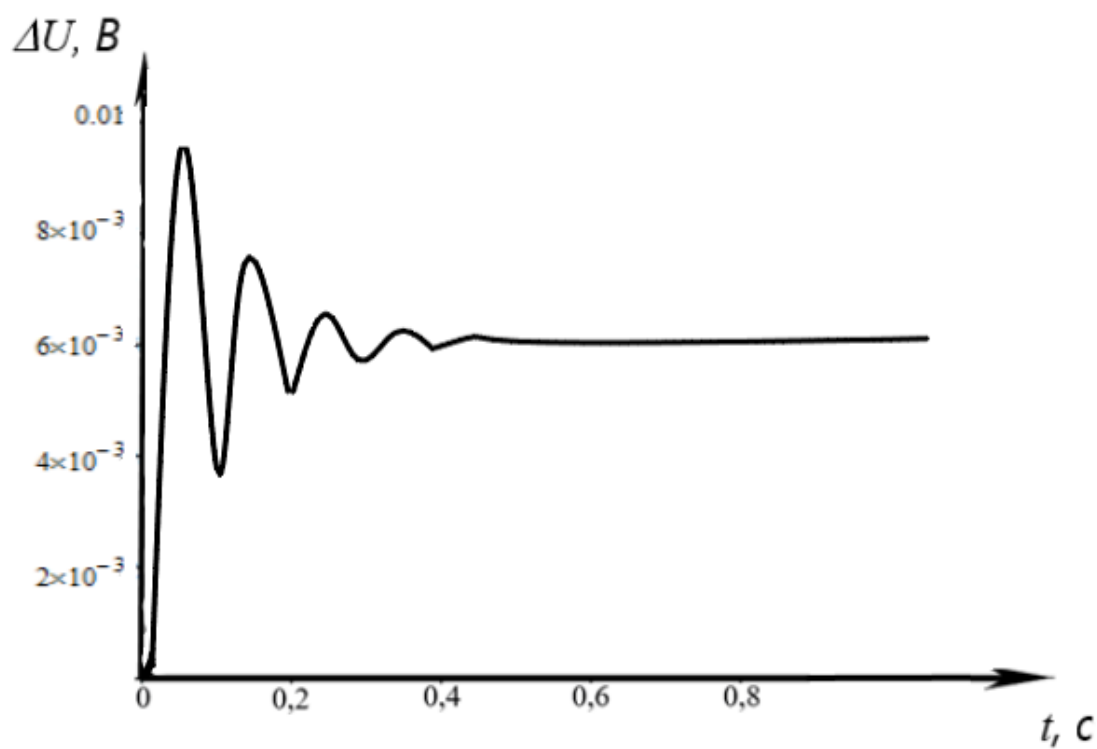


Рисунок 34– Переходная характеристика САУ при $k_5 = 10$ рад/В

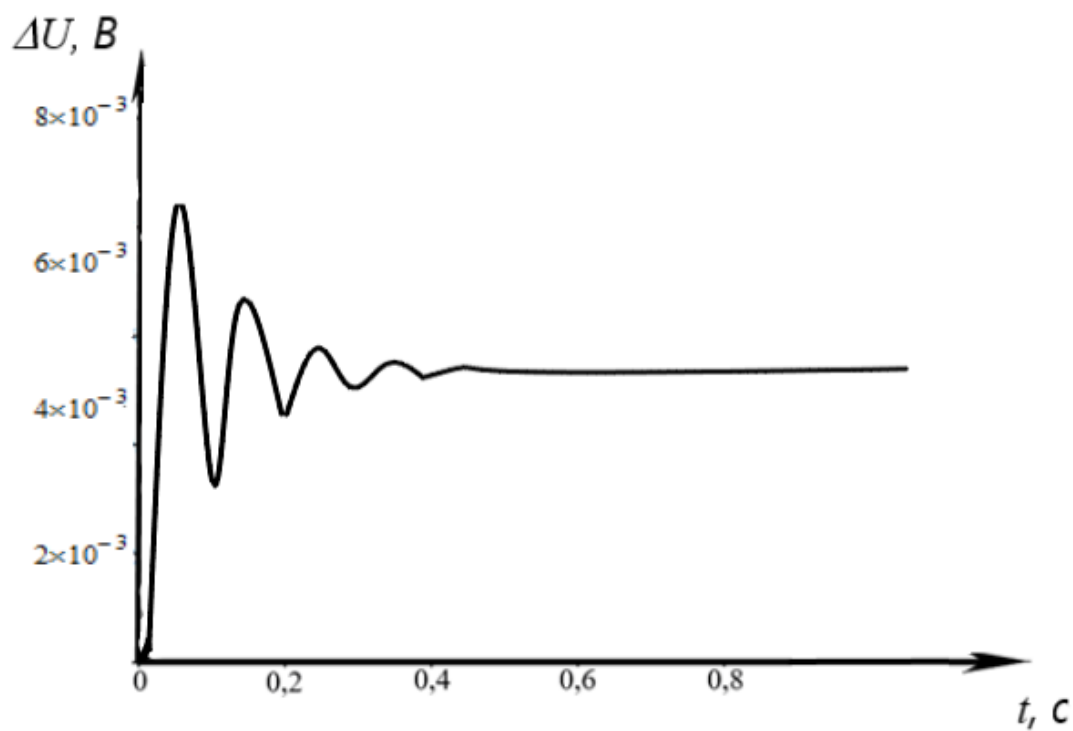


Рисунок 35– Переходная характеристика САУ при $k_5 = 10$ рад/В

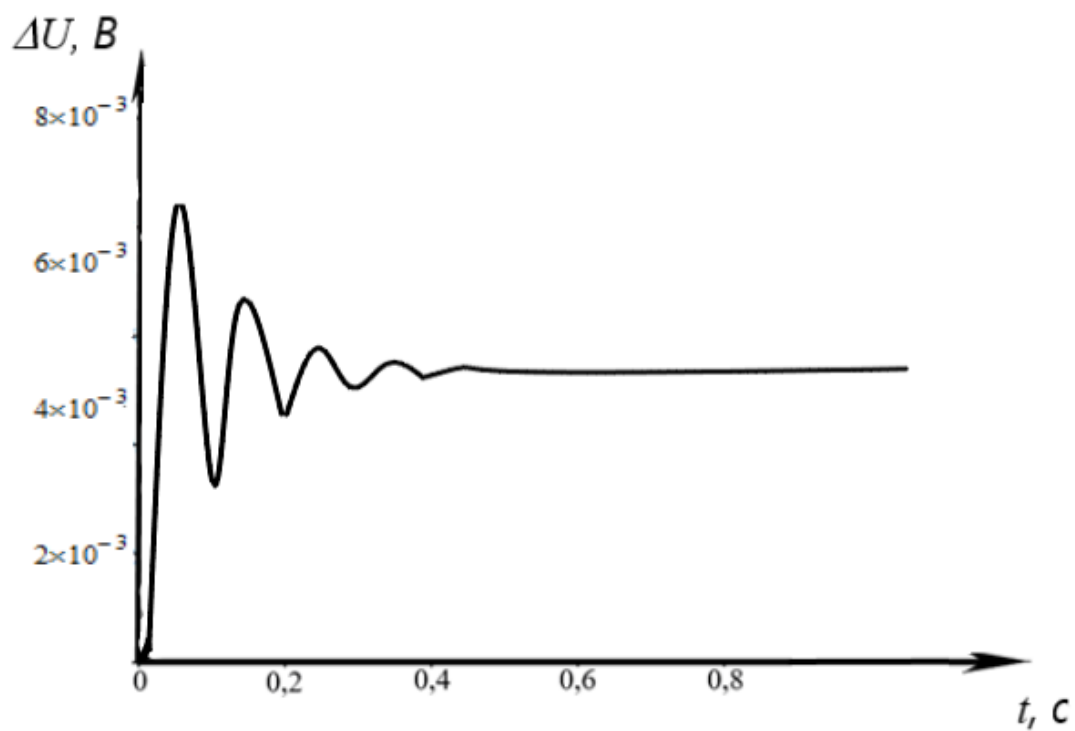


Рисунок 36– Переходная характеристика САУ при $k_5 = 15$ рад/В

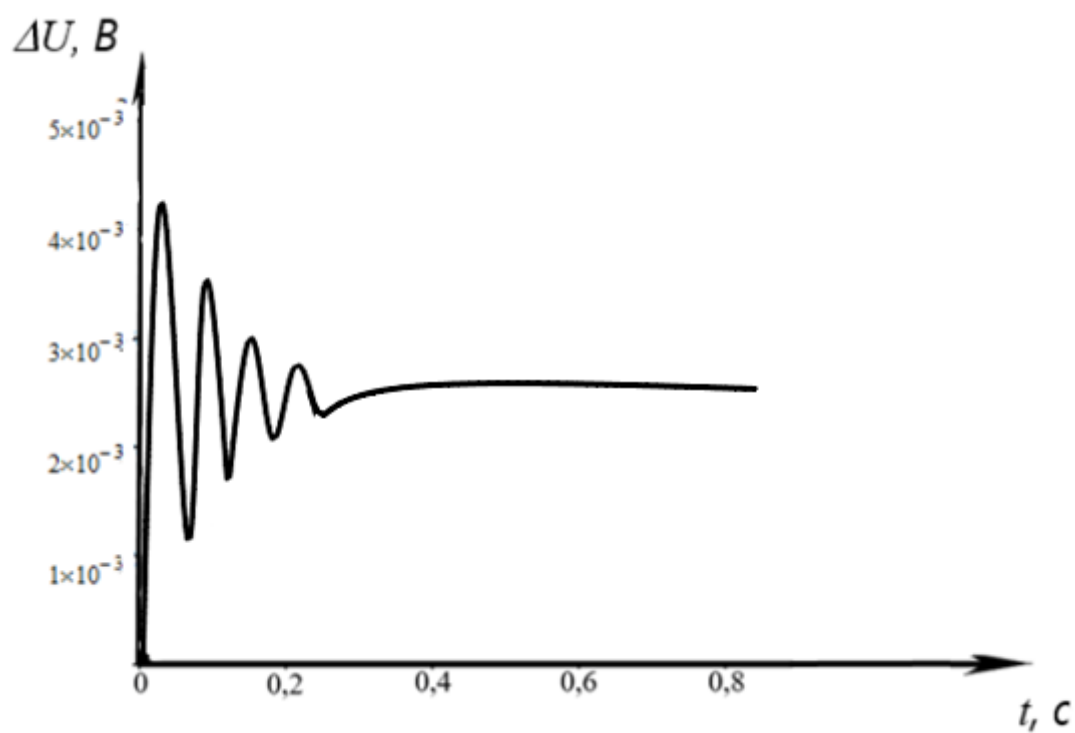


Рисунок 37– Переходная характеристика САУ при $k_5 = 25$ рад/В

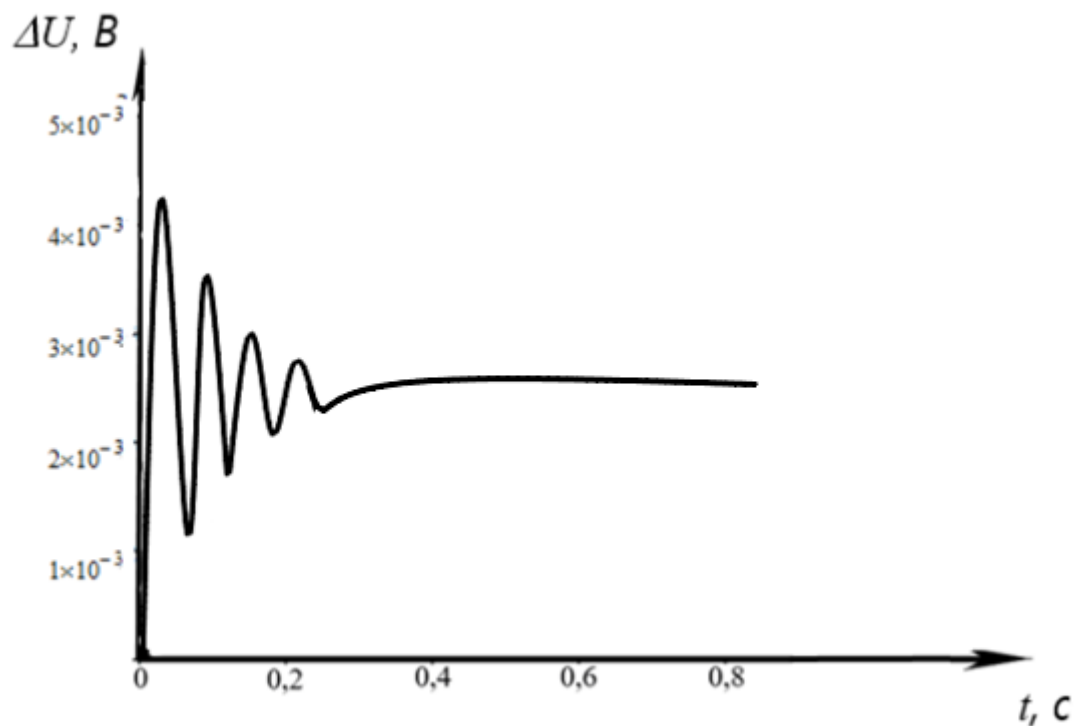


Рисунок 38– Переходная характеристика САУ при $k_5 = 30$ рад/В

Переходные характеристики при различных значениях коэффициента передачи вращающегося трансформатора k_6 и постоянной времени электродвигателя $T_d = 0,08$ с представлены на рисунках 39–42.

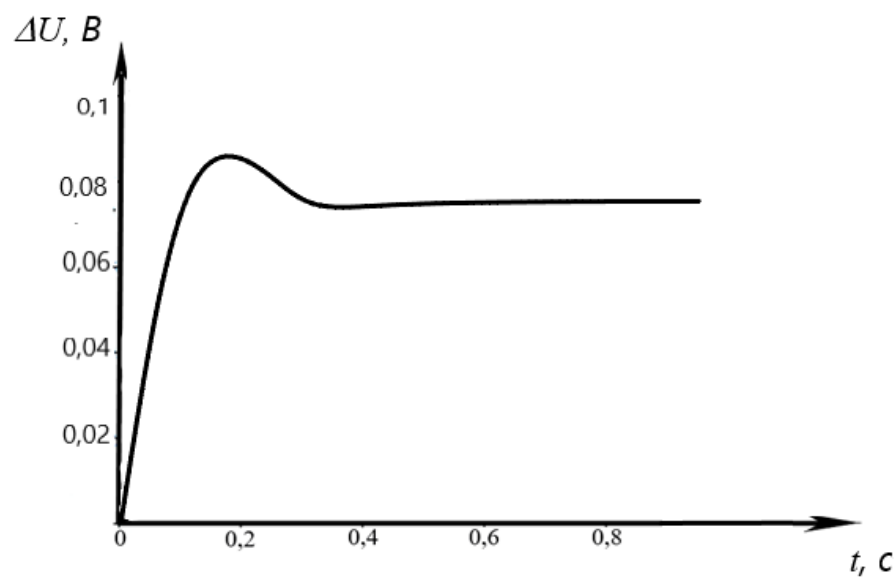


Рисунок 39– Переходная характеристика САУ при $k_6 = 0,01$ рад/В

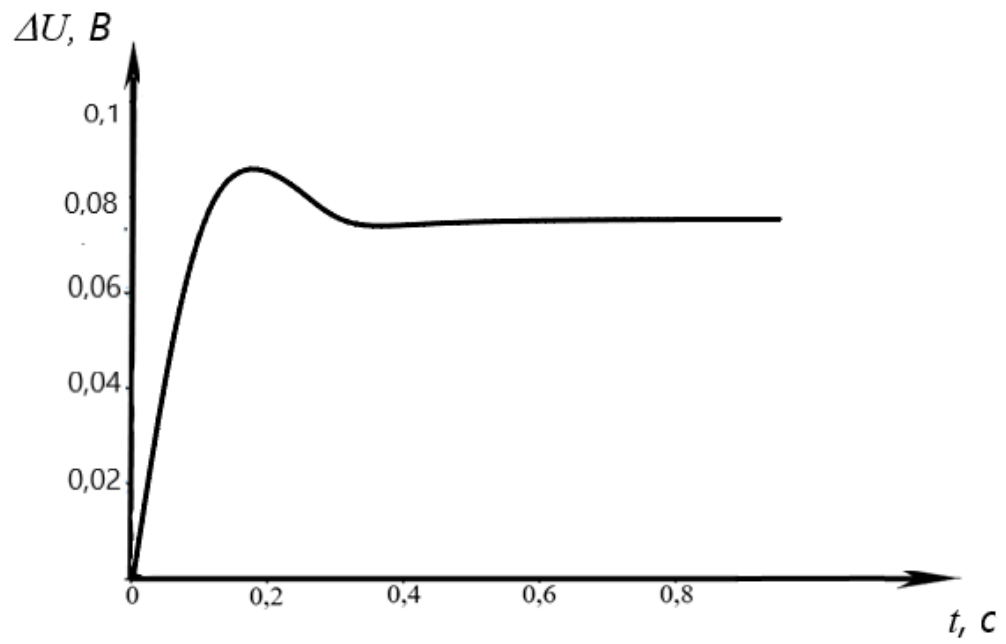


Рисунок 40– Переходная характеристика САУ при $k_6 = 0,05$ рад/В

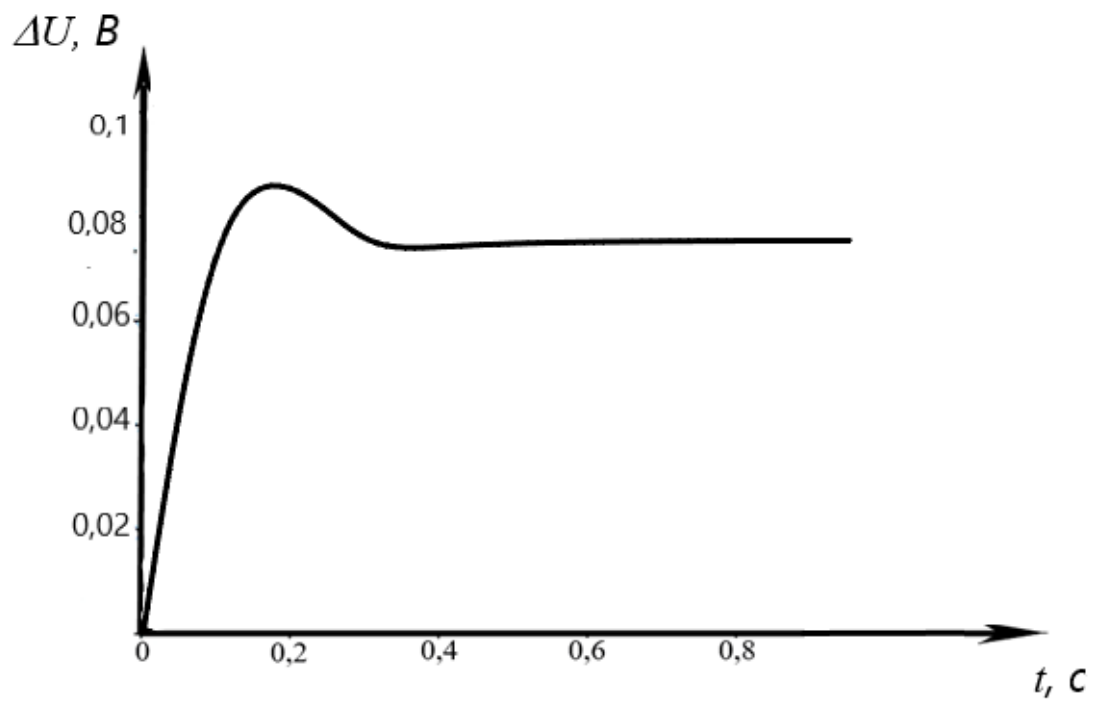


Рисунок 41– Переходная характеристика САУ при $k_6 = 0,1$ рад/В

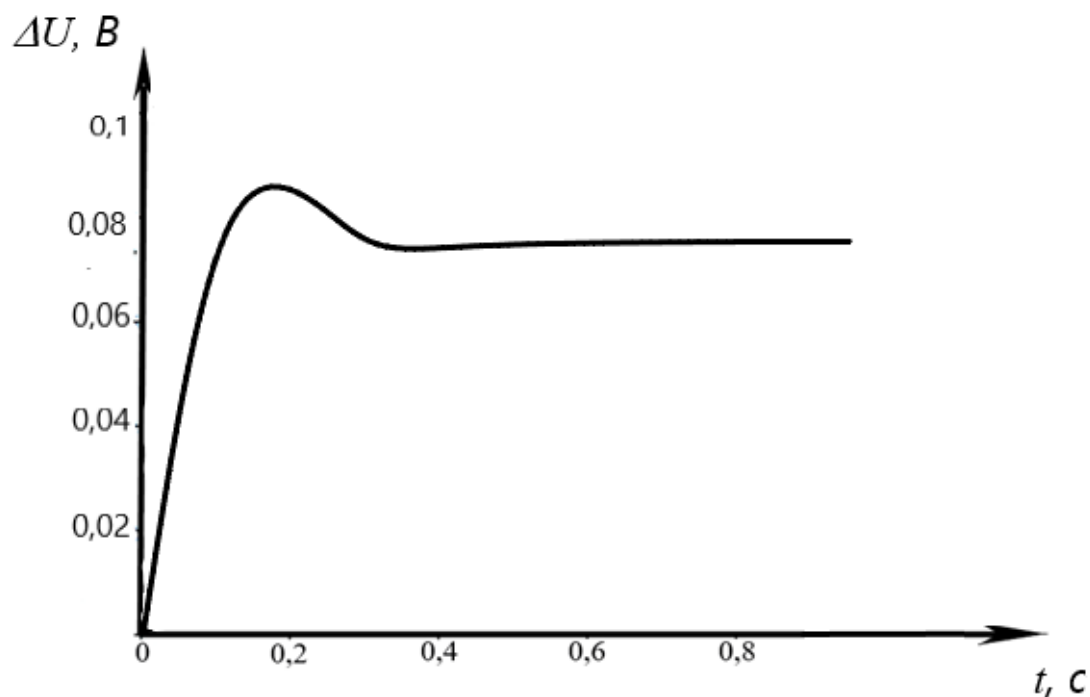


Рисунок 42– Переходная характеристика САУ при $k_{\delta} = 0,15$ рад/В

Переходные характеристики при различных значениях коэффициента передачи двигателя k_d и постоянной времени электродвигателя $T_d = 0,08$ с представлены на рисунках 43–52.

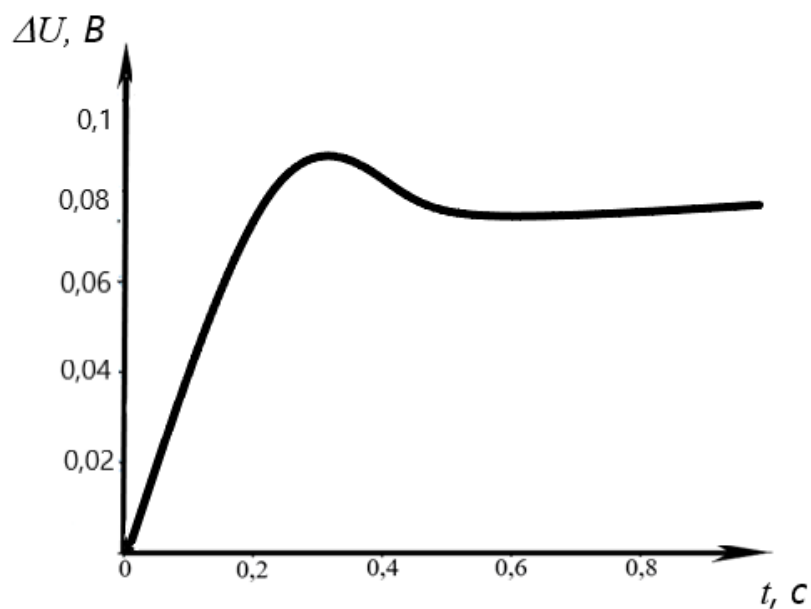


Рисунок 43 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 0,5$ рад/В

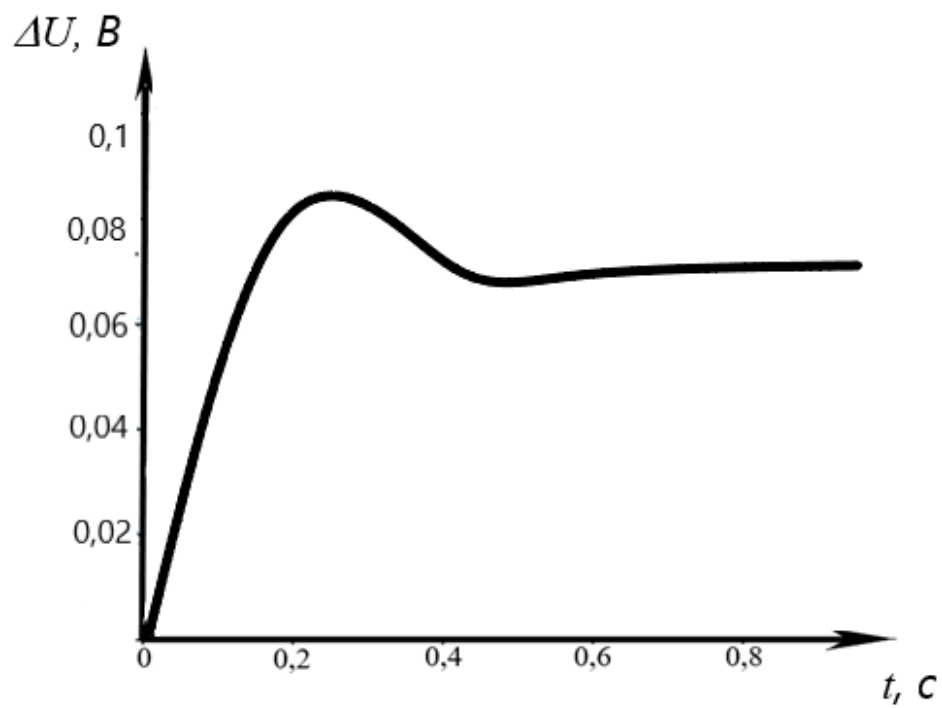


Рисунок 44 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 0,6 \text{ рад/В}$

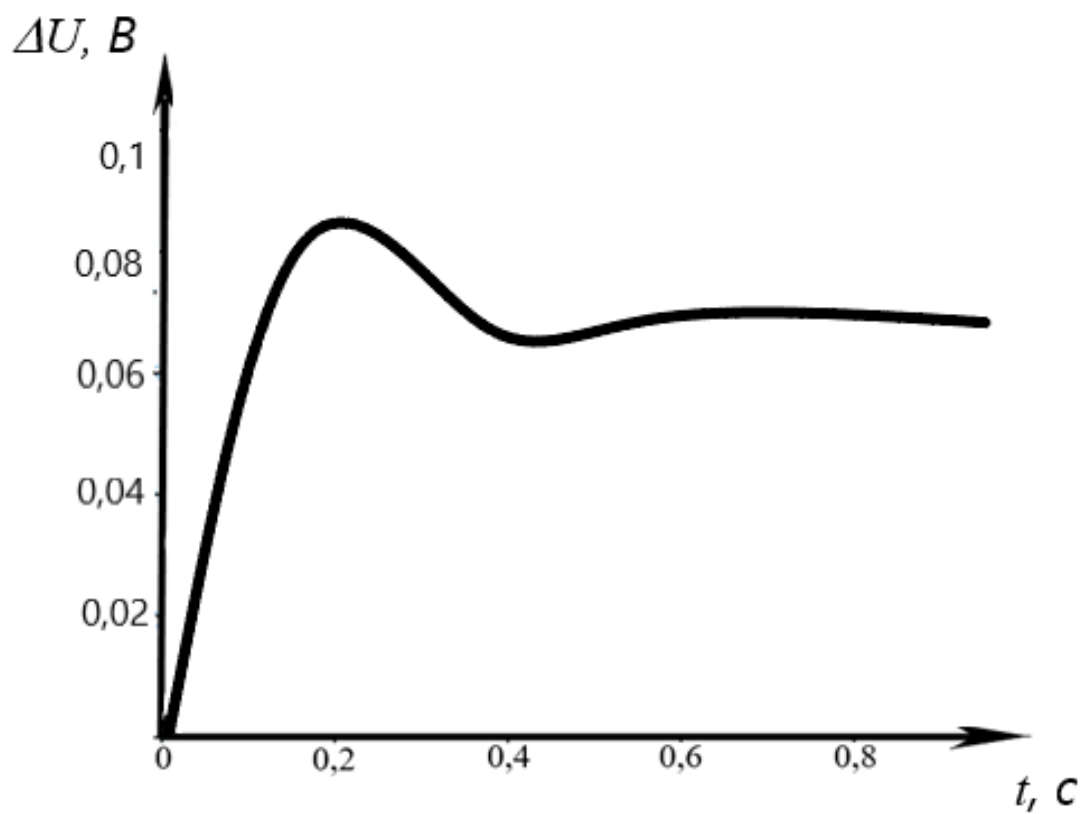


Рисунок 45 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 0,7 \text{ рад/В}$

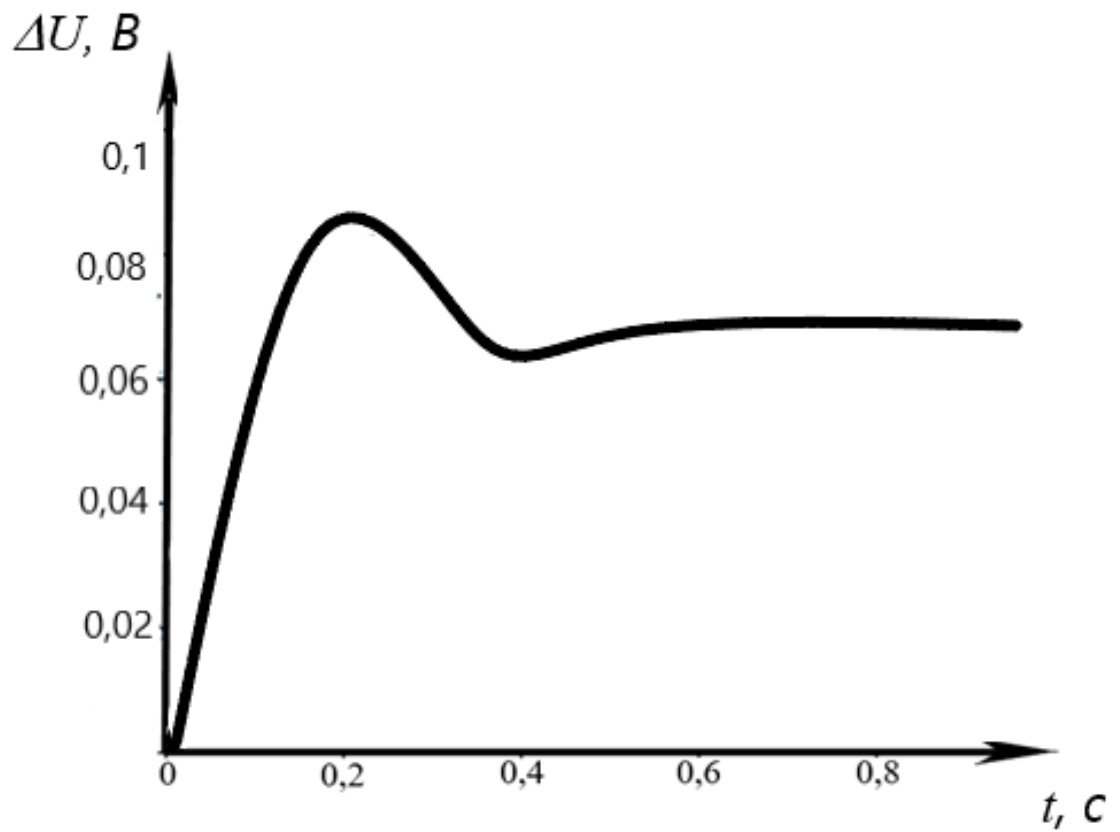


Рисунок 46 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 0,8$ рад/В

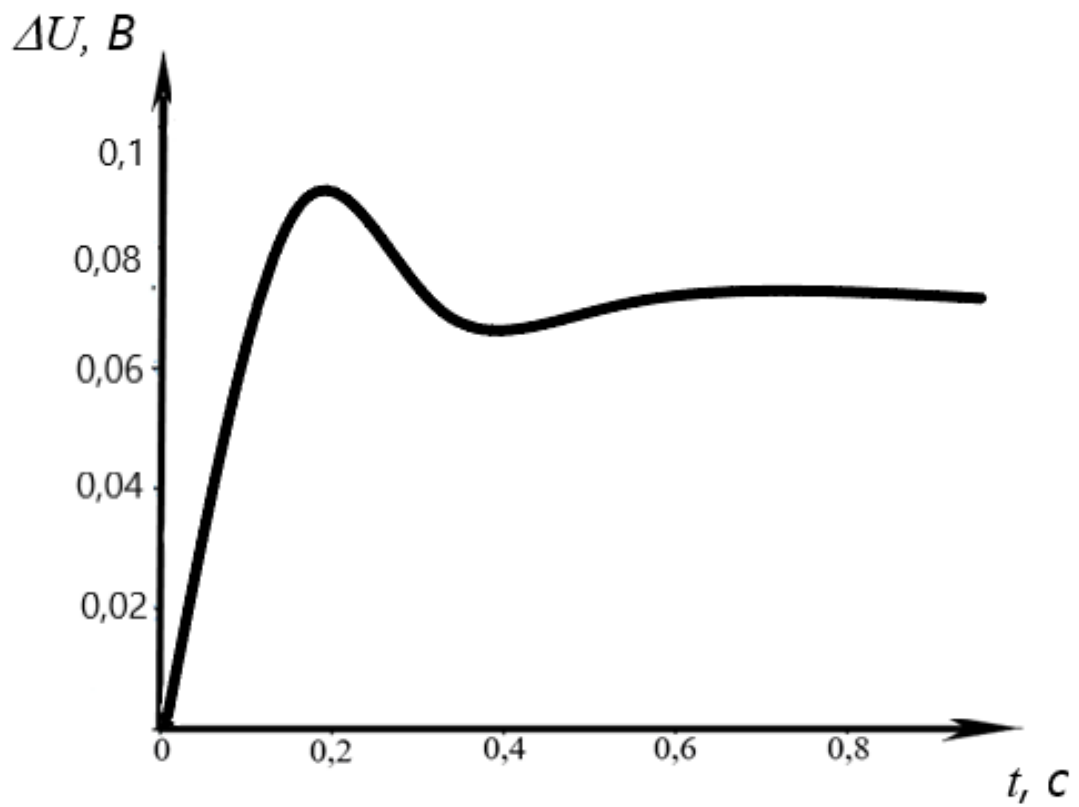


Рисунок 47 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 0,9$ рад/В

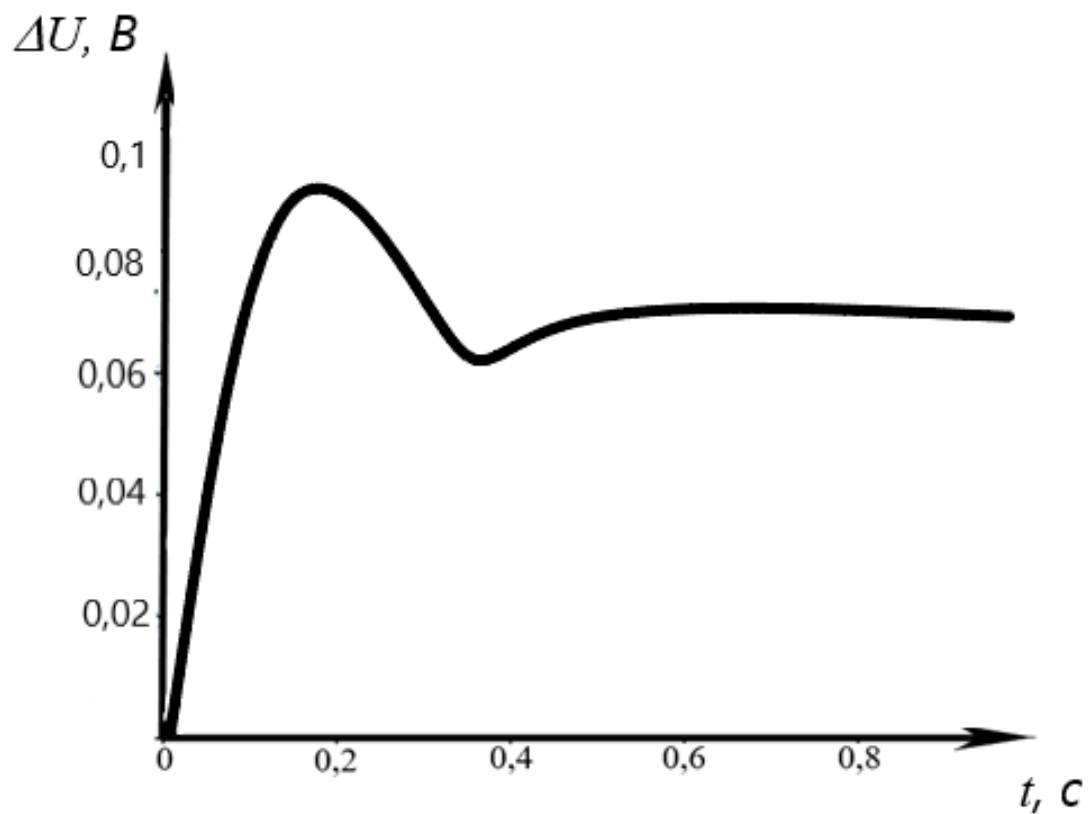


Рисунок48 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 1$ рад/В

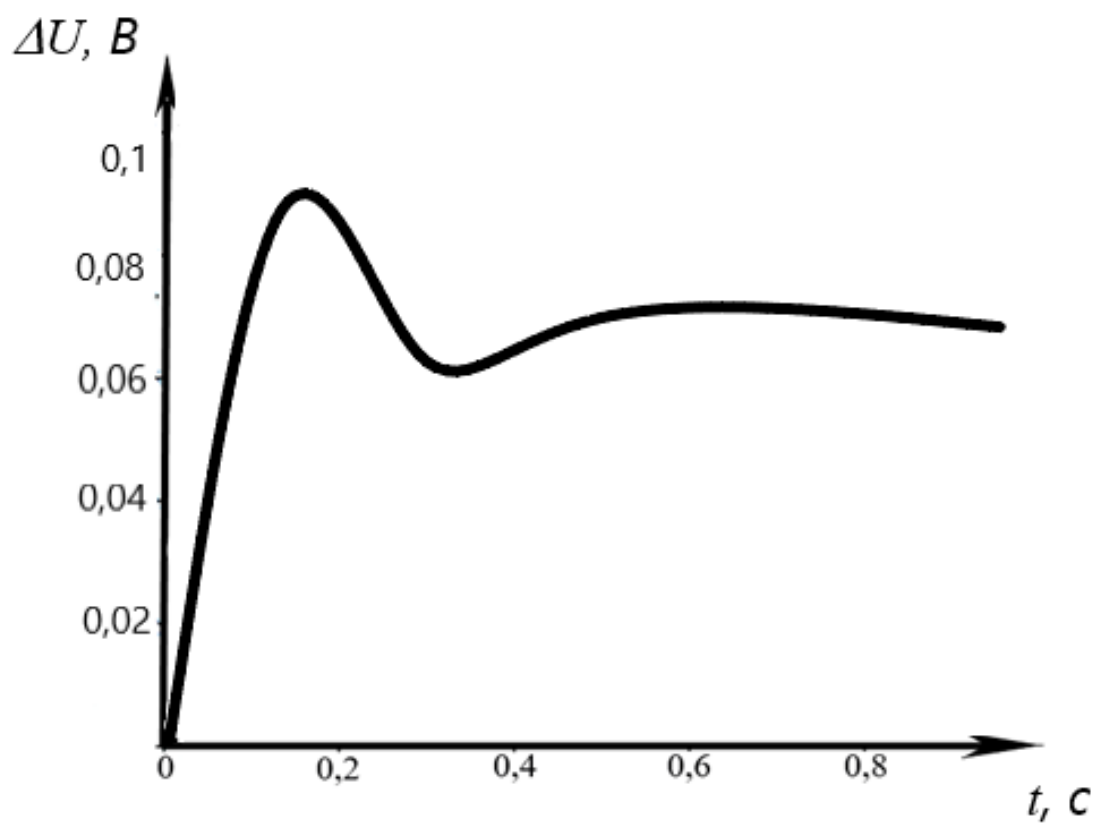


Рисунок 49 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 1,1$ рад/В

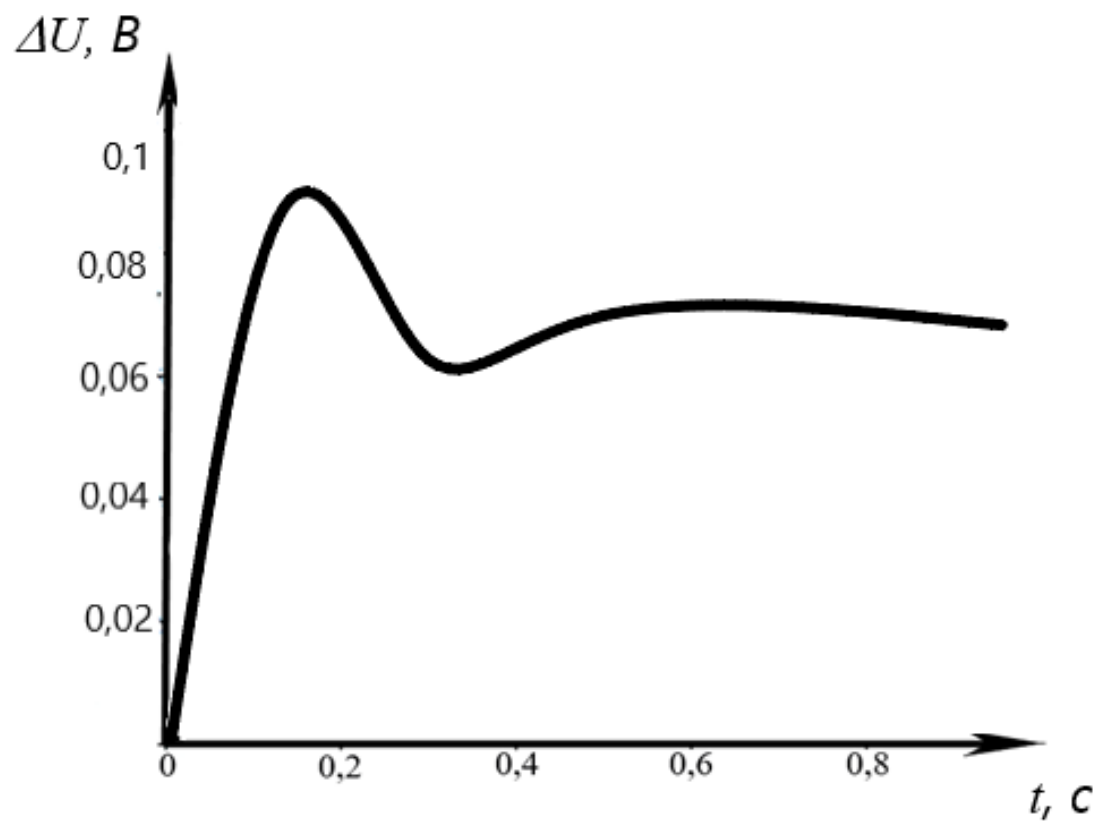


Рисунок 50 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 1,2$ рад/В

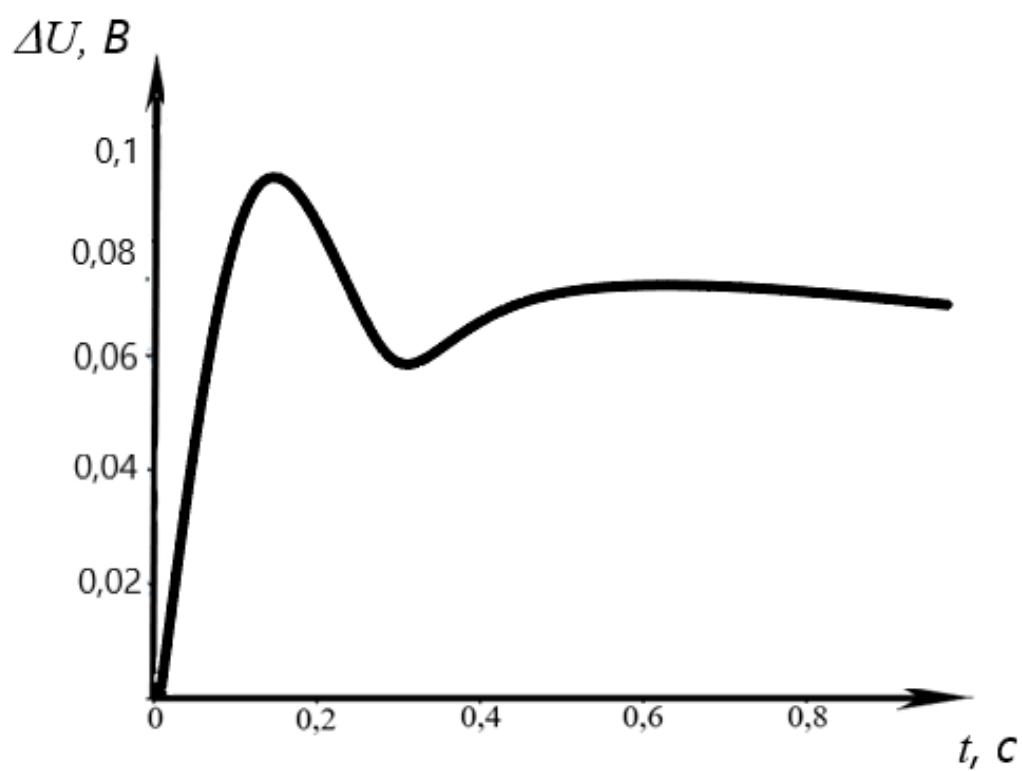


Рисунок 51 – Переходная характеристика САУ при $k_d = 1,3$ рад/В

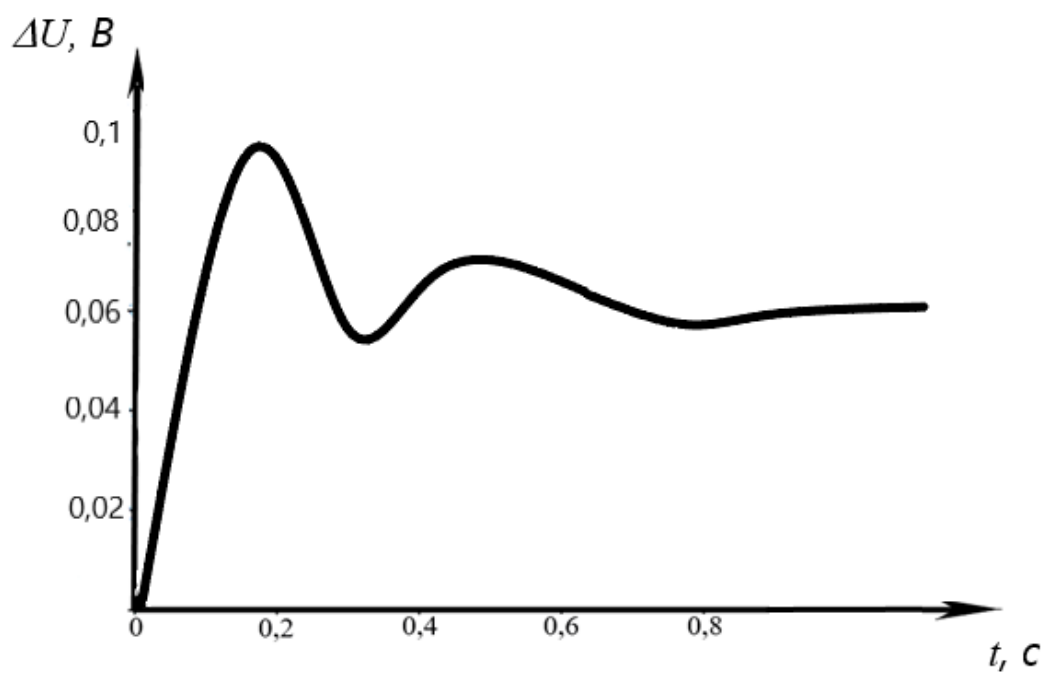


Рисунок 52– Переходная характеристика САУ при $k_d = 1,4$ рад/В

Переходные характеристики при различных значениях постоянной времени двигателя T_d представлены на рисунках 53–63.

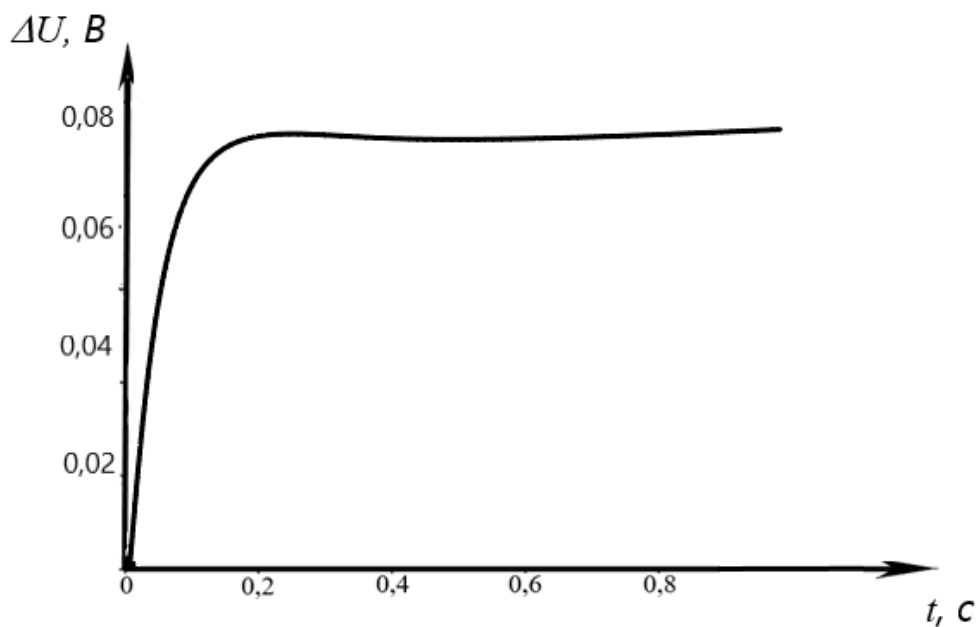


Рисунок 53 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,01$ с

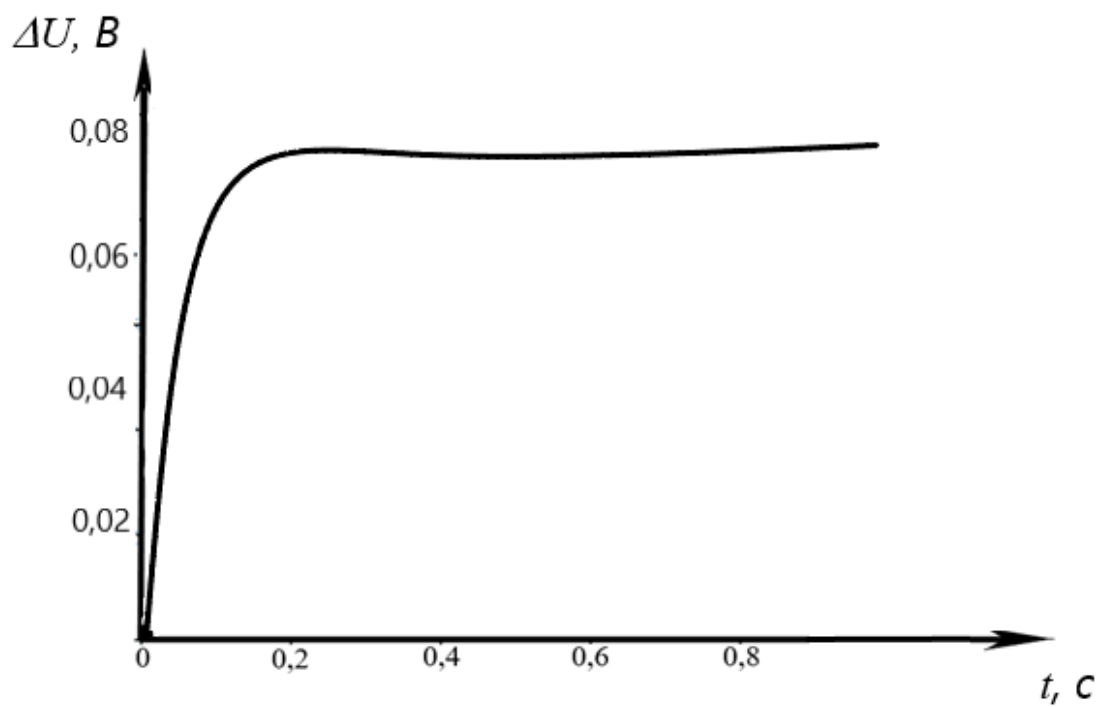


Рисунок 54 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,02$ с

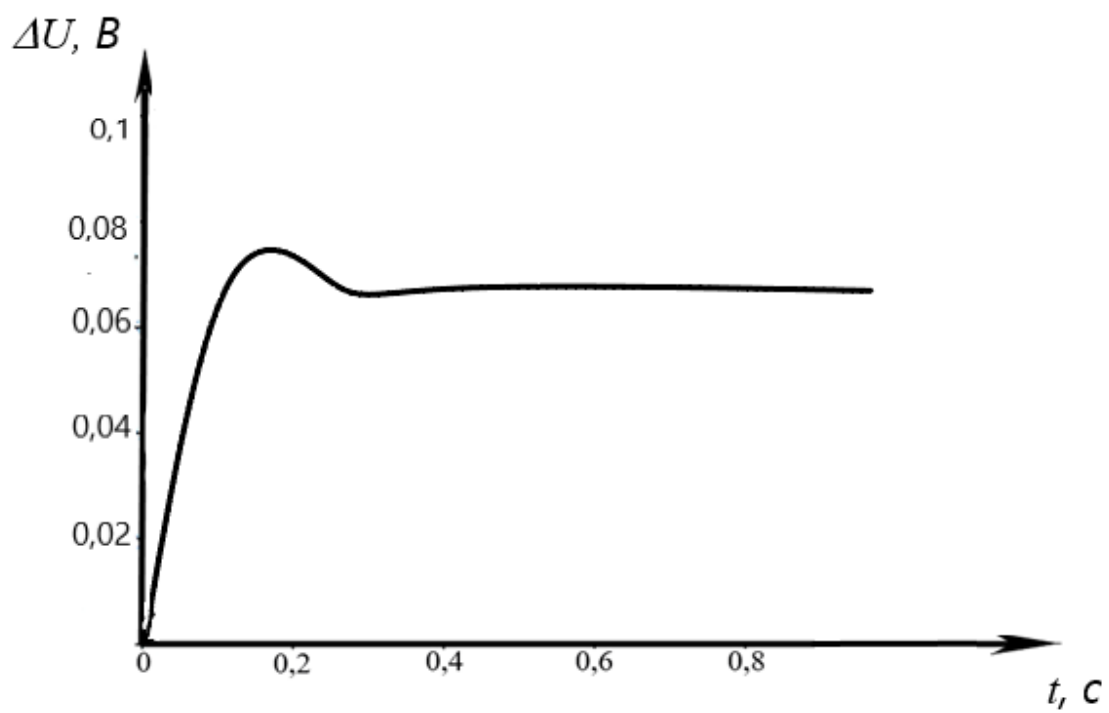


Рисунок 55 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,03$ с

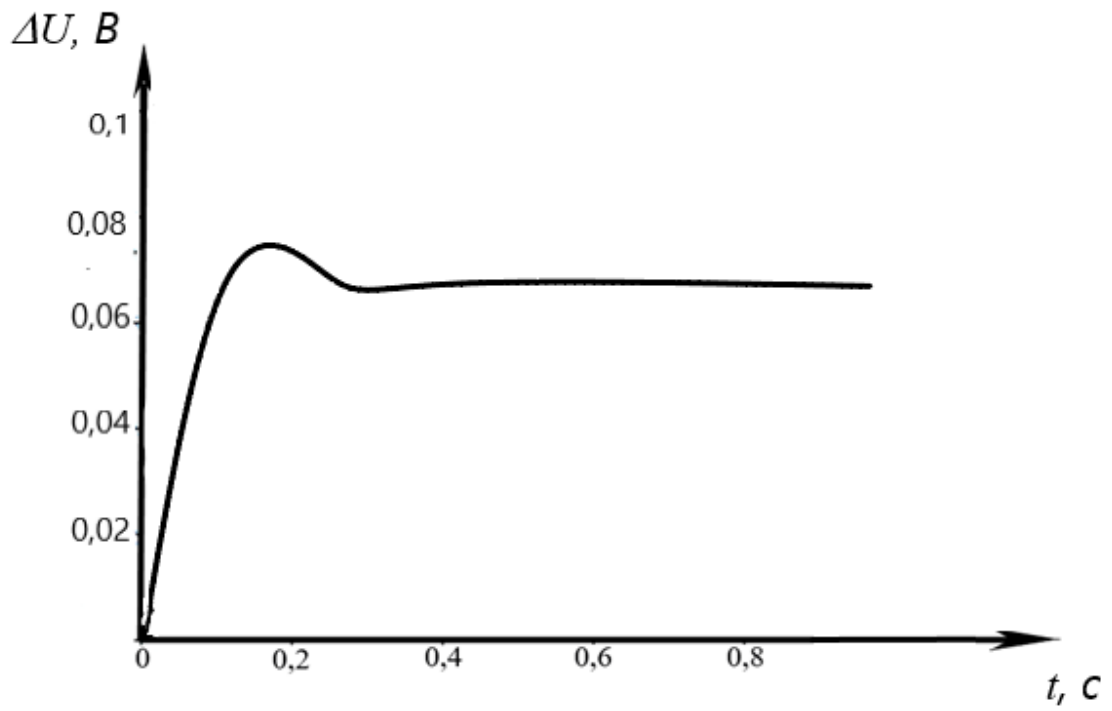


Рисунок 56 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,04 с$

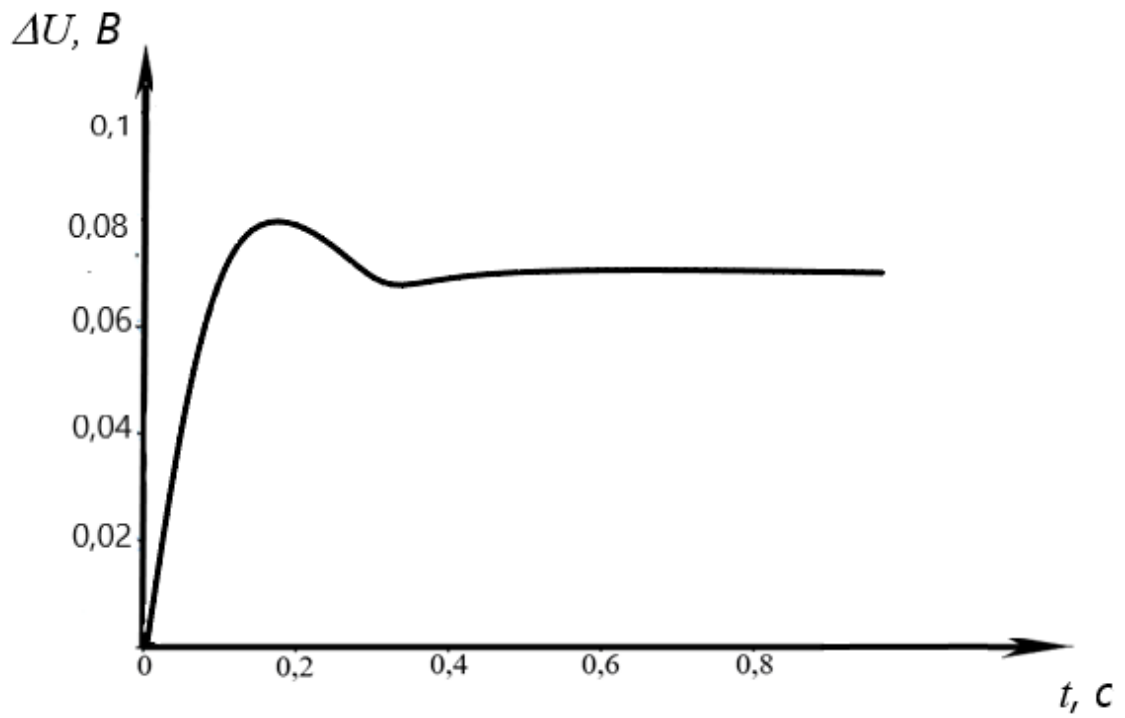


Рисунок 57 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,045 с$

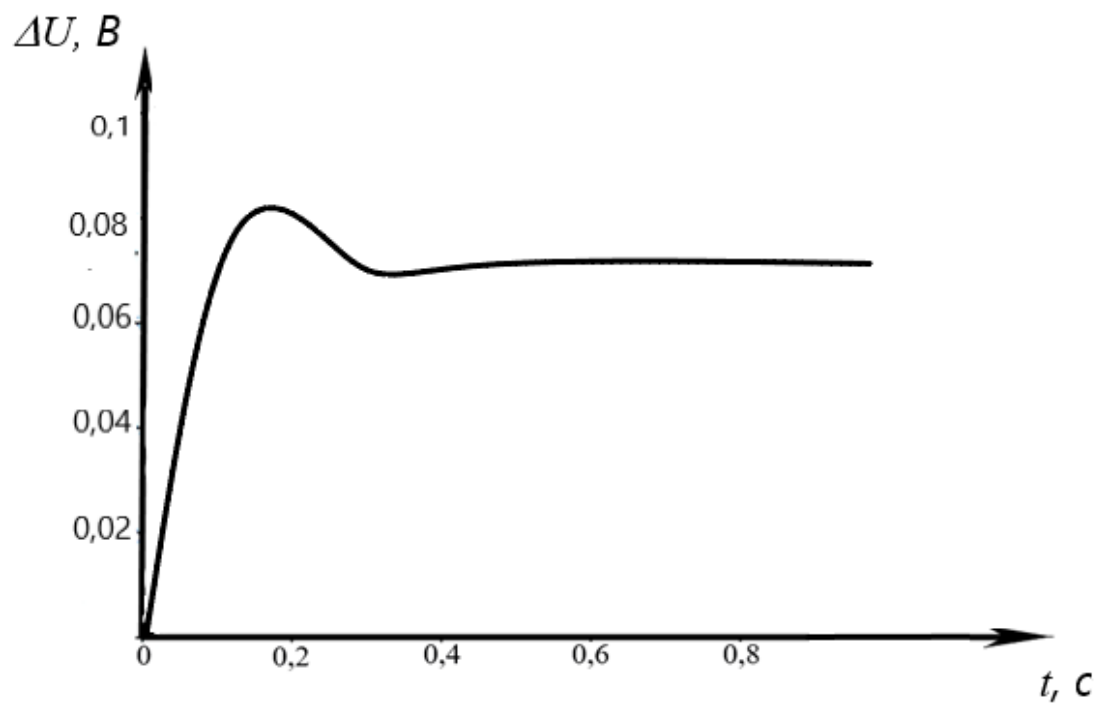


Рисунок 58 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,05 с$

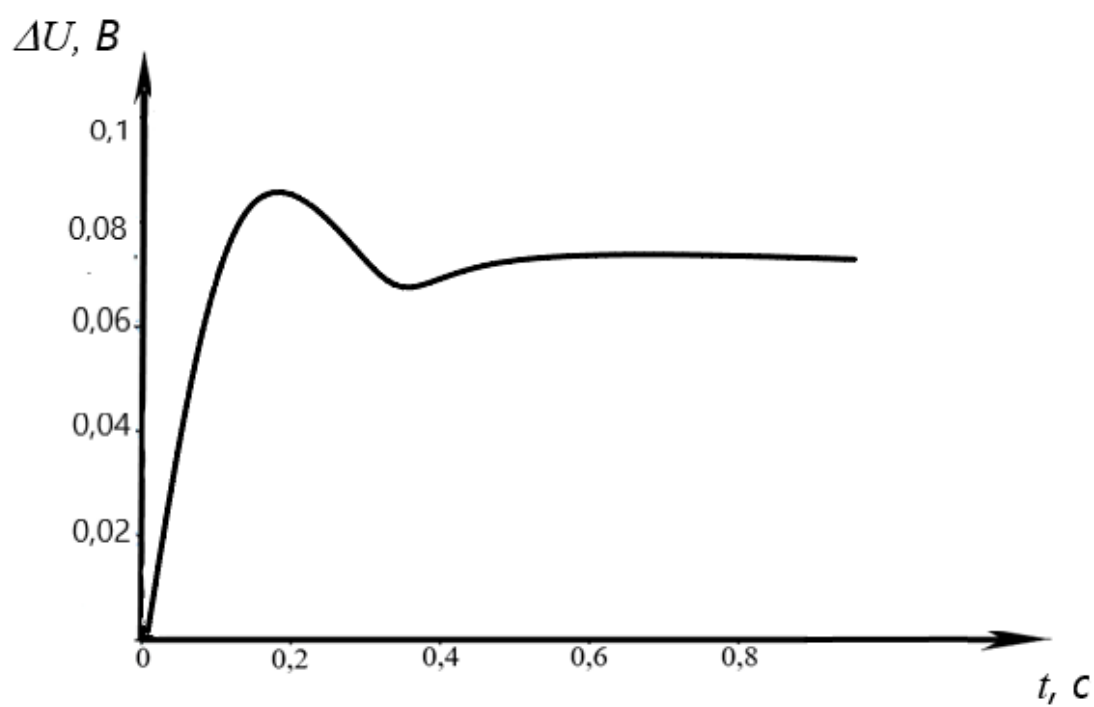


Рисунок 59 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,06 с$

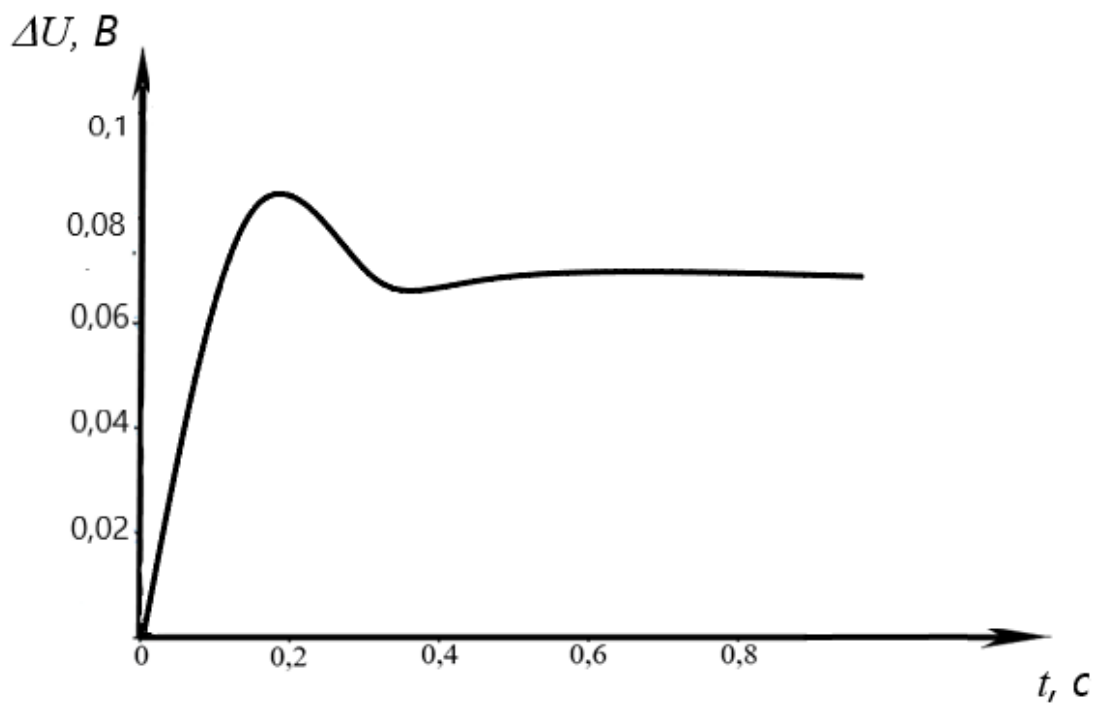


Рисунок 60 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,065 с$

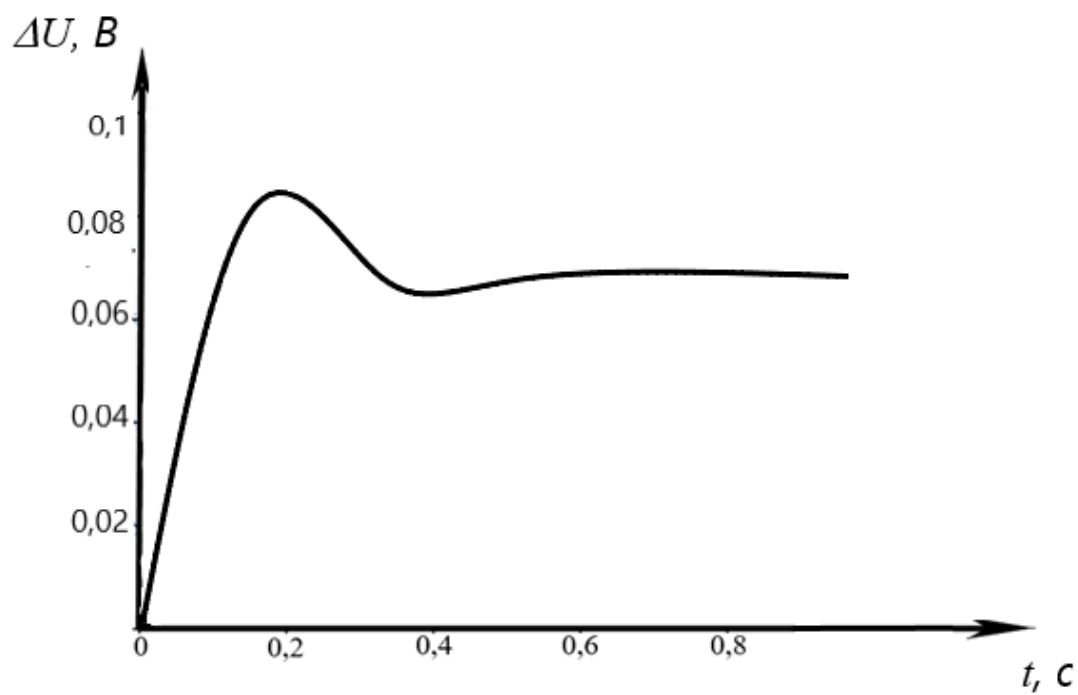


Рисунок 61– Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,07 с$

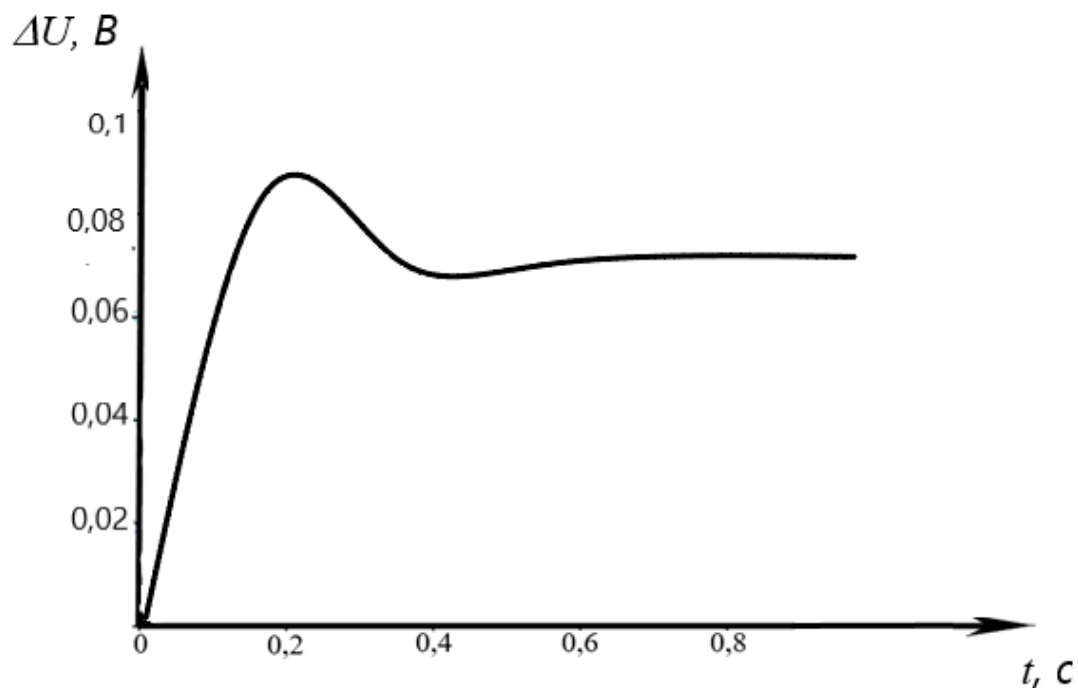


Рисунок 62 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,075$ с

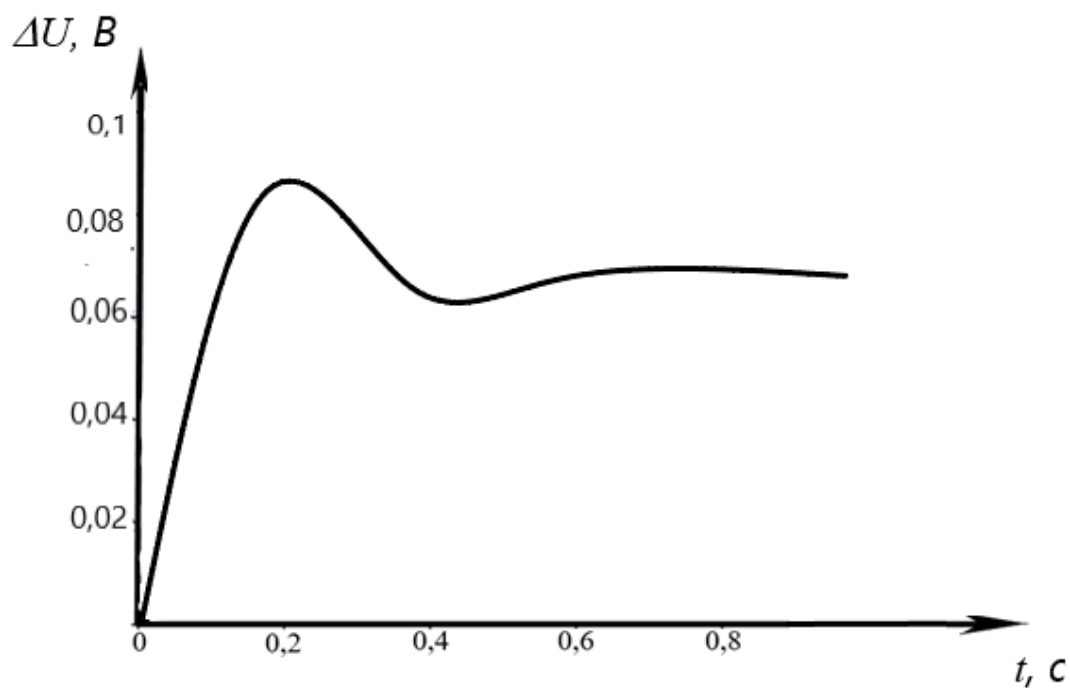


Рисунок 63 – Переходная характеристика САУ при $T_d = 0,08$ с

Анализ полученных переходных характеристик САУ приводом продольной подачи специализированного фрезерного станка с ЧПУ представлен в таблицах 2 – 7.

Таблица 2 – Результаты исследования при изменении коэффициента усиления k_1

Коэффициент усиления k_1	Постоянная времени двигателя T_d , с	Динамическая ошибка ΔU , В	Статическая ошибка ΔU , В	Быстродействие t , с
5	0,08	0,029	0,024	0,6
10		0,032	0,027	0,6
15		0,042	0,033	0,6
20		0,045	0,037	0,6
25		0,050	0,040	0,6
30		0,055	0,042	0,6
35		0,057	0,045	0,6
40		0,060	0,046	0,6
45		0,062	0,050	0,6
50		0,063	0,052	0,6
55		0,064	0,054	0,6
60		0,065	0,056	0,6
65		0,067	0,058	0,6

Таблица 3 – Результаты исследования при изменении коэффициента усиления тиристорного преобразователя k_2

Коэффициент усиления тиристорного преобразователя k_2	Постоянная времени двигателя T_d , с	Динамическая ошибка ΔU , В	Статическая ошибка ΔU , В	Быстродействие t , с
3	0,08	0,083	0,079	0,6
6		0,084	0,079	0,6
9		0,085	0,079	0,6
12		0,086	0,079	0,6
15		0,087	0,079	0,6
18		0,089	0,079	0,6
21		0,09	0,079	0,6
24		0,0993	0,079	0,6
27		0,095	0,079	0,6
30		0,096	0,079	0,6
33		0,087	0,079	0,6
36		0,089	0,079	0,6
39		0,09	0,079	0,6

Таблица 4 – Результаты исследования при изменении коэффициента передачи тахогенератора k_5

Коэффициент передачи тахогенератора k_5 рад/В	Постоянная времени двигателя T_d , с	Динамическая ошибка ΔU , В	Статическая ошибка ΔU , В	Быстродействие t , с
5	0,08	0,018	0,012	0,45
10		0,009	0,005	0,45
15		0,0067	0,0039	0,45
20		0,005	0,0035	0,45
25		0,0041	0,0023	0,45
30		0,0035	0,0019	0,45
35		0,0029	0,0016	0,45
40		0,0025	0,00015	0,45
45		0,0023	0,00013	0,45
50		0,002	0,00011	0,5
55		0,0018	0,00009	0,5
60		0,0016	0,000095	0,5
65		0,0014	0,00093	0,53

Таблица 5 – Результаты исследования при изменении коэффициента передачи вращающегося трансформатора k_6

Коэффициент передачи вращающегося трансформатора k_6 , рад/В	Постоянная времени двигателя T_d , с	Динамическая ошибка ΔU , В	Статическая ошибка ΔU , В	Быстродействие t , с
0,05	0,08	0,083	0,066	0,4
0,1		0,083	0,066	0,4
0,15		0,083	0,066	0,4
0,2		0,084	0,067	0,4
0,25		0,084	0,067	0,4
0,3		0,084	0,067	0,4
0,35		0,084	0,067	0,4
0,4		0,085	0,068	0,4
0,45		0,085	0,068	0,4
0,5		0,085	0,068	0,4
0,55		0,085	0,068	0,4
0,6		0,086	0,068	0,4
0,65		0,086	0,068	0,4

Таблица 6 – Результаты исследования при изменении коэффициента передачи двигателя k_d

Коэффициент передачи двигателя k_d , рад/В	Постоянная времени двигателя T_d , с	Динамическая ошибка ΔU , В	Статическая ошибка ΔU , В	Быстродействие t , с
0,2	0,08	0,075	0,065	0,4
0,4		0,078	0,066	0,4
0,6		0,08	0,066	0,4
0,8		0,083	0,067	0,4
1		0,085	0,067	0,4
1,2		0,09	0,067	0,4
1,4		0,098	0,067	0,4
1,6		0,09	0,068	0,4
1,8		0,1	0,068	0,4
2		0,12	0,068	0,4
2,2		0,13	0,068	0,4
2,4		0,15	0,068	0,4
2,6		0,17	0,068	0,4

Таблица 7 – Результаты исследования при изменении постоянной времени двигателя T_d

Постоянная времени двигателя T_d , с	Динамическая ошибка ΔU , В	Статическая ошибка ΔU , В	Быстродействие t , с
0,01	0,065	0,065	0,2
0,015	0,065	0,065	0,21
0,02	0,065	0,065	0,23
0,025	0,066	0,065	0,25
0,03	0,066	0,065	0,26
0,035	0,066	0,065	0,27
0,04	0,067	0,065	0,28
0,045	0,068	0,065	0,31
0,05	0,069	0,065	0,32
0,055	0,072	0,065	0,34
0,06	0,074	0,065	0,35
0,065	0,076	0,065	0,37
0,07	0,08	0,065	0,37
0,075	0,083	0,065	0,38
0,08	0,085	0,065	0,4

7.3 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:

$$\sigma = \frac{\Delta U_{max} - \Delta U_{уст}}{\Delta U_{уст}} \cdot 100\% , \quad (19)$$

где ΔU_{max} – максимальное значение напряжения; $\Delta U_{уст}$ – установившееся значение напряжения.

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

$$\zeta = \frac{\Delta U_1 - \Delta U_2}{\Delta U_1} \cdot 100\% , \quad (20)$$

где ΔU_1 и ΔU_2 – амплитуды.

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

$$A = \frac{\Delta U_{max}}{\Delta U_{уст}} t_n , \quad (21)$$

где ΔU_{max} – максимальное значение напряжения; $\Delta U_{уст}$ – установившееся значение напряжения; t_n – время окончания переходного процесса (быстродействие).

Результаты проведенных исследований приведены в таблицах 8-13.

Таблица 8 -Результаты исследования при изменении коэффициента усиления k_1

k_1	$t_{п}, c$	$\Delta U_{max}, B$	$\Delta U_{уст}, B$	$\sigma, \%$	$\Delta U_1, B$	$\Delta U_2, B$	$\zeta, \%$	A, c
5	0,6	0,029	0,024	20	0,007	0,002	70	0,6
10	0,6	0,032	0,027	20	0,007	0,002	70	0,6
15	0,6	0,042	0,033	20	0,007	0,0001	90	0,7
20	0,6	0,045	0,037	20	0,007	0,0001	90	0,7
25	0,6	0,050	0,040	20	0,007	0	100	0,7
30	0,6	0,055	0,042	20	0,008	0	100	0,7
35	0,6	0,057	0,045	20	0,009	0	100	0,8
40	0,6	0,060	0,046	20	0,01	0	100	0,8
45	0,6	0,062	0,050	10	0,012	0	100	0,8
50	0,6	0,063	0,052	10	0,014	0	100	0,8
55	0,6	0,064	0,054	10	0,17	0	100	0,9
60	0,6	0,065	0,056	10	0,02	0	100	0,9
65	0,6	0,067	0,058	10	0,02	0	100	0,9

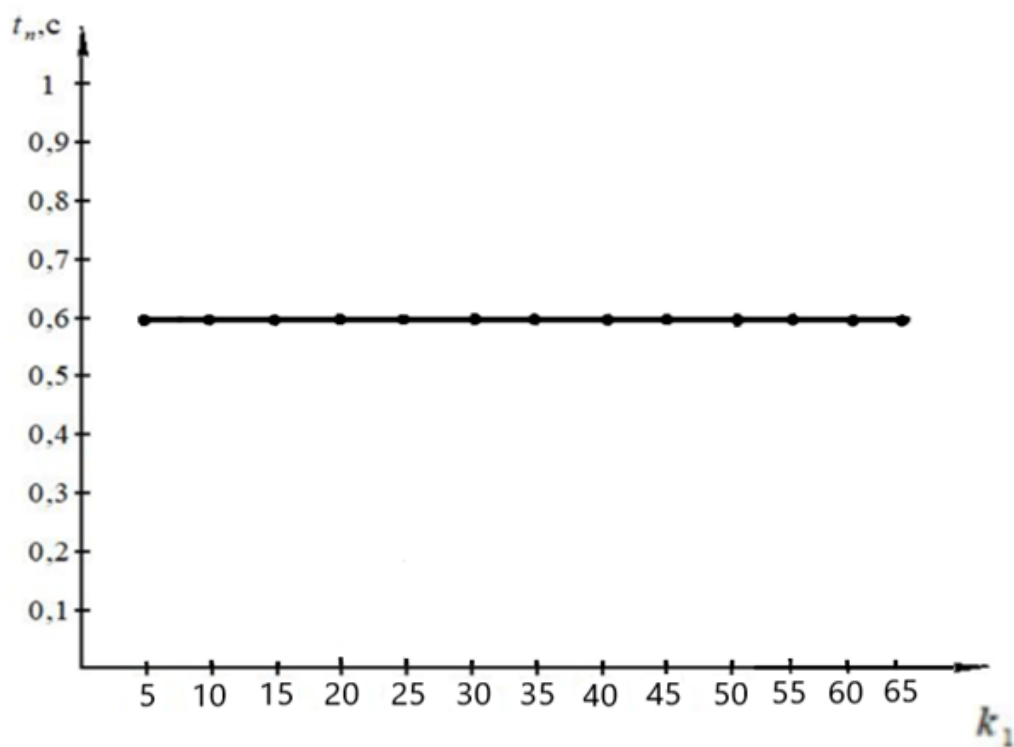


Рисунок64- Зависимость быстродействия САУ от изменения k_1

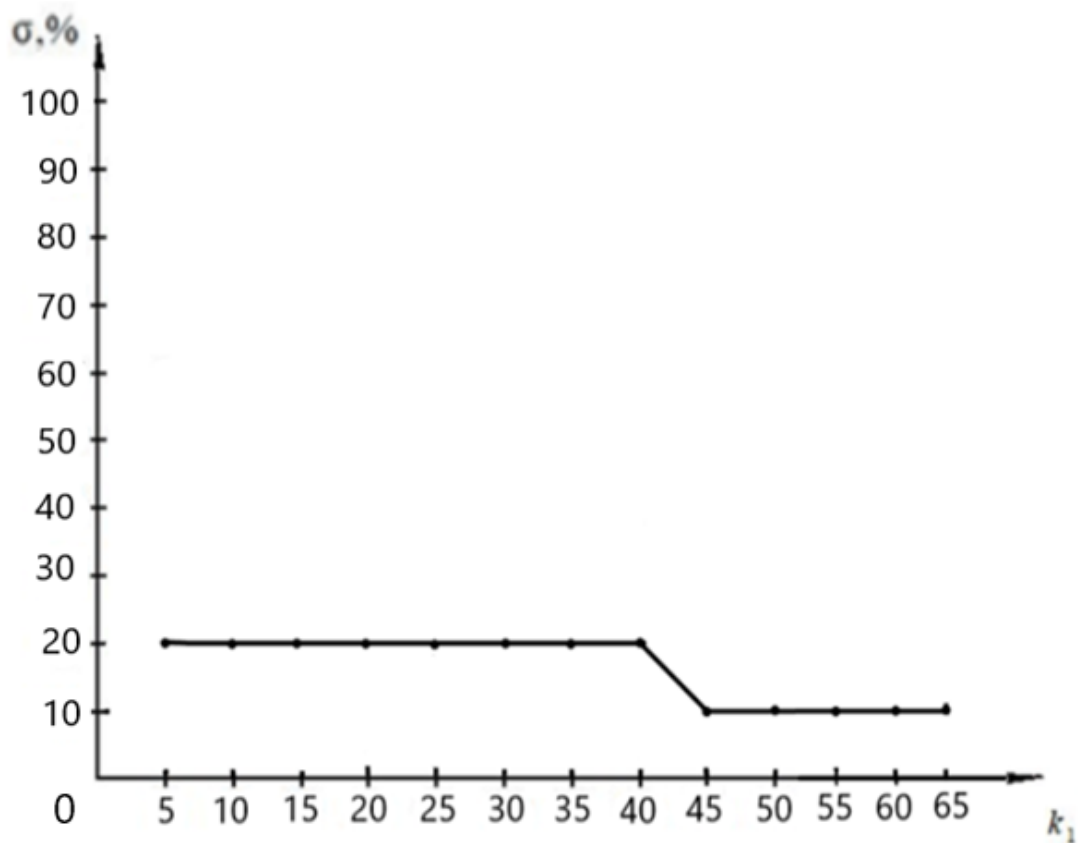


Рисунок 65-Зависимость перерегулирования от изменения k_1

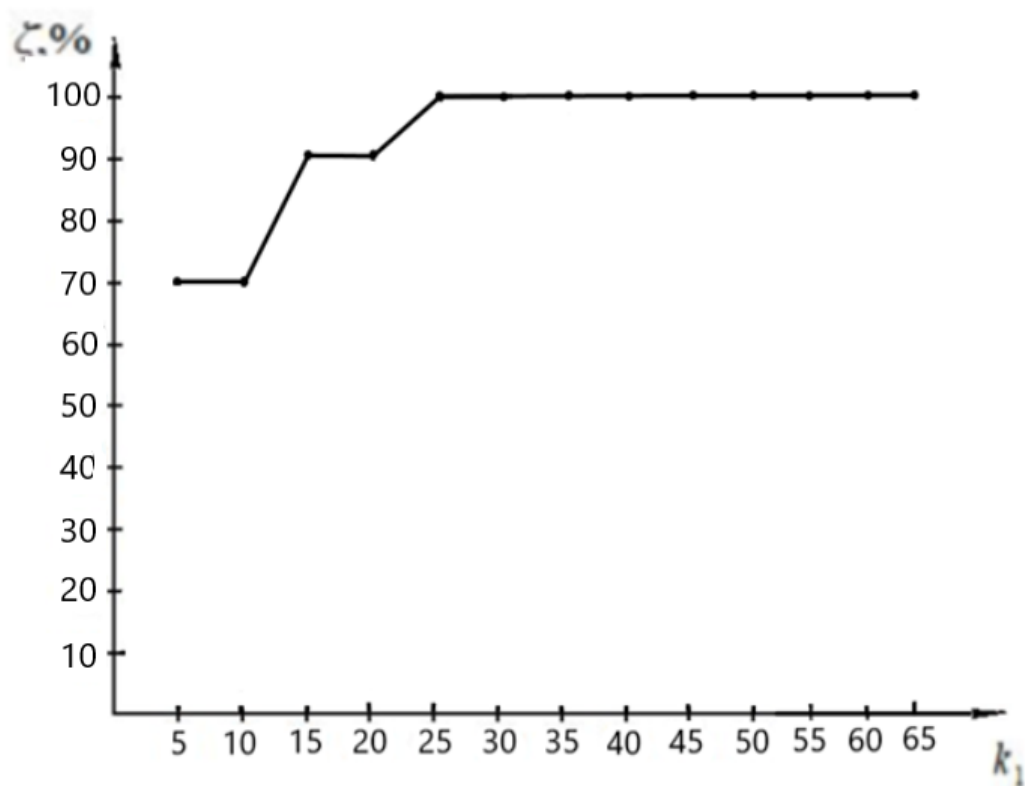


Рисунок 66-Зависимость затухания за период от изменения k_1

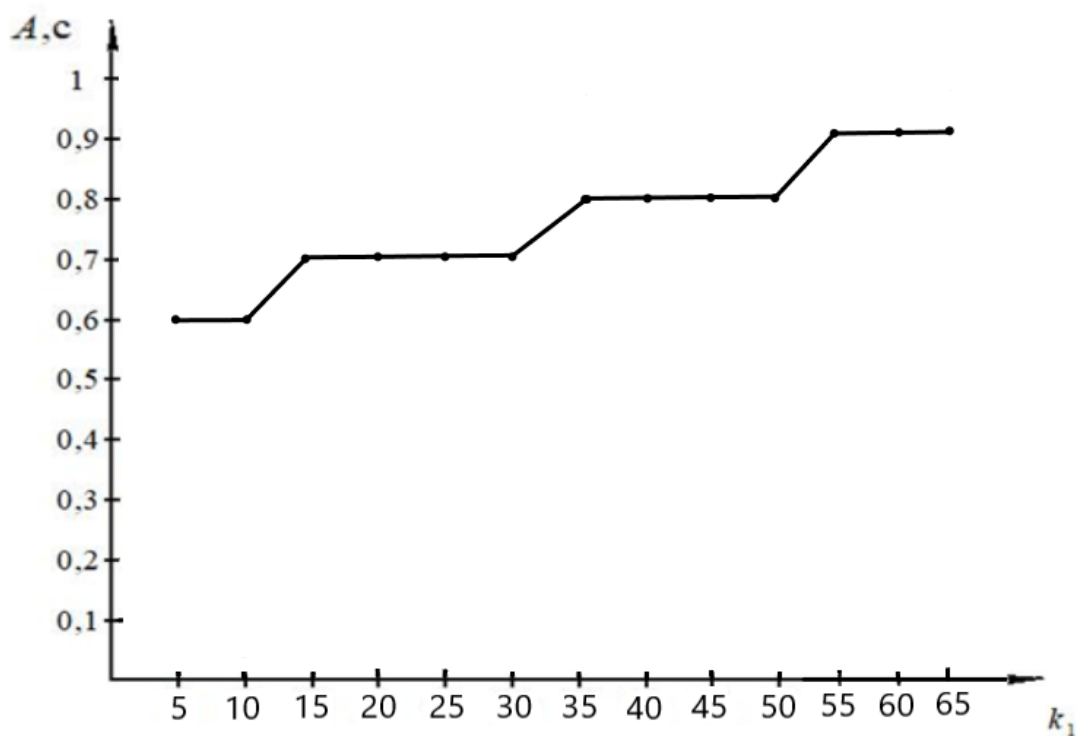


Рисунок 67- Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_1

Таблица 9- Результаты исследования при изменении коэффициента передачи тахогенератора k_5

k_5 рад/В	$t_{п}, с$	$\Delta U_{max}, В$	$\Delta U_{уст}, В$	$\sigma, \%$	$\Delta U_1, В$	$\Delta U_2, В$	$\zeta, \%$	$A, с$
5	0,45	0,018	0,012	50	0,006	0,002	70	0,6
10	0,45	0,009	0,005	80	0,004	0,002	70	0,6
15	0,45	0,0067	0,0039	70	0,0028	0,0001	90	0,7
20	0,45	0,005	0,0035	43	0,007	0,0001	90	0,7
25	0,45	0,0041	0,0023	78	0,0018	0	100	0,7
30	0,45	0,0035	0,0019	85	0,0016	0	100	0,7
35	0,45	0,0029	0,0016	80	0,0013	0	100	0,8
40	0,45	0,0025	0,0015	65	0,0010	0	100	0,8
45	0,45	0,0023	0,0013	77	0,0001	0	100	0,8
50	0,45	0,002	0,0011	80	0,0009	0	100	0,8
55	0,5	0,0018	0,0011	10	0,0007	0	100	0,9
60	0,5	0,0016	0,0011	10	0,0005	0	100	0,9
65	0,5	0,0014	0,0011	10	0,02	0	100	0,9

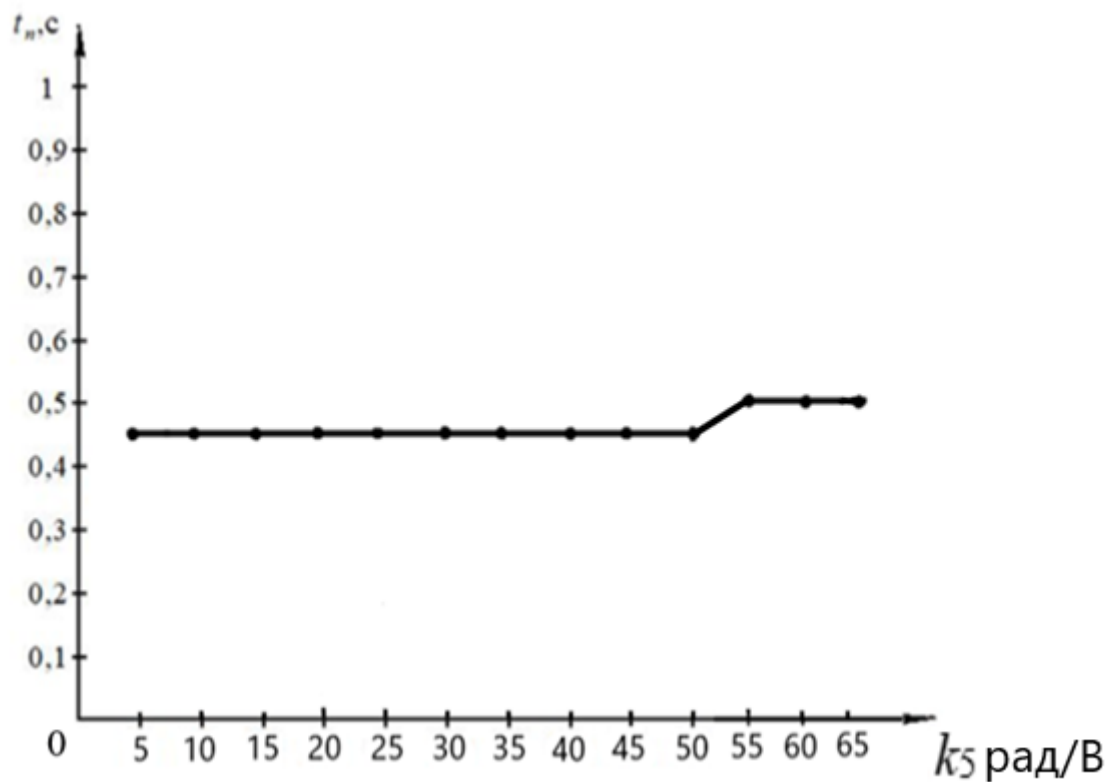


Рисунок 68-Зависимость быстродействия САУ от изменения k_5

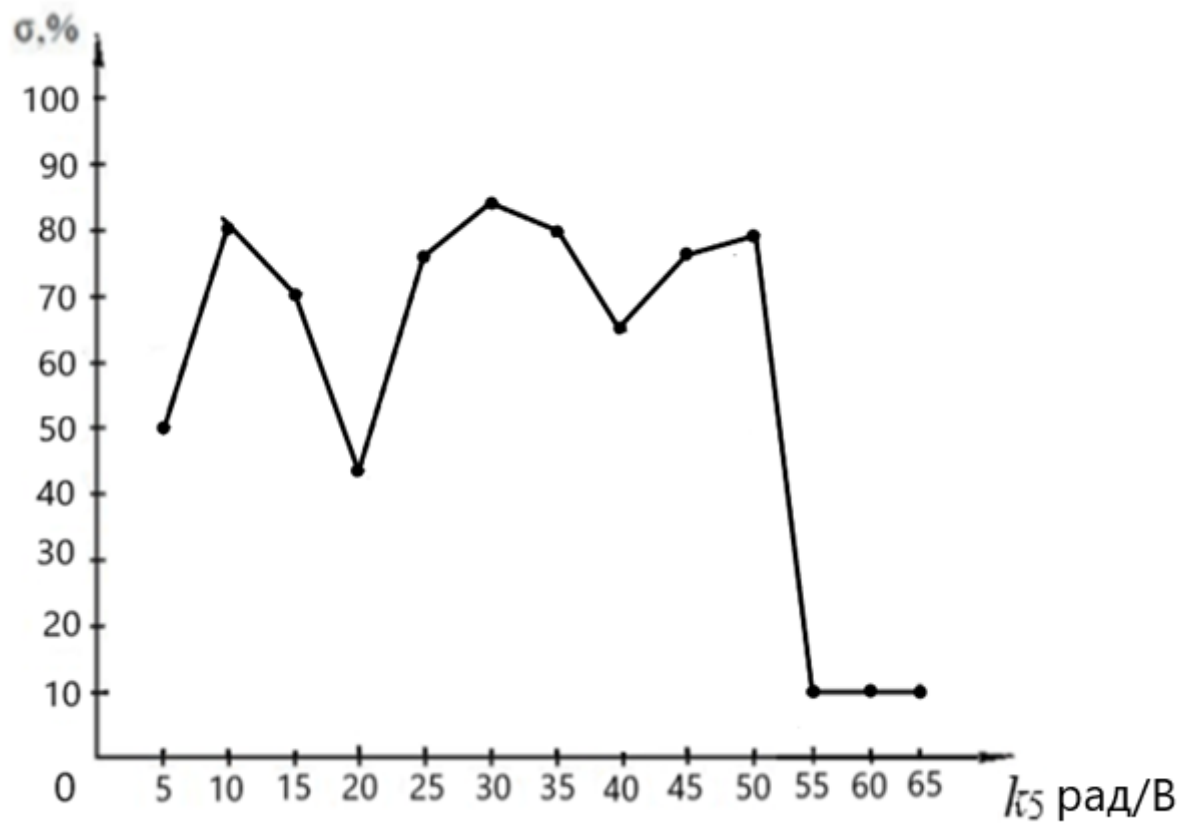


Рисунок 69-Зависимость перерегулирования от изменения k_5

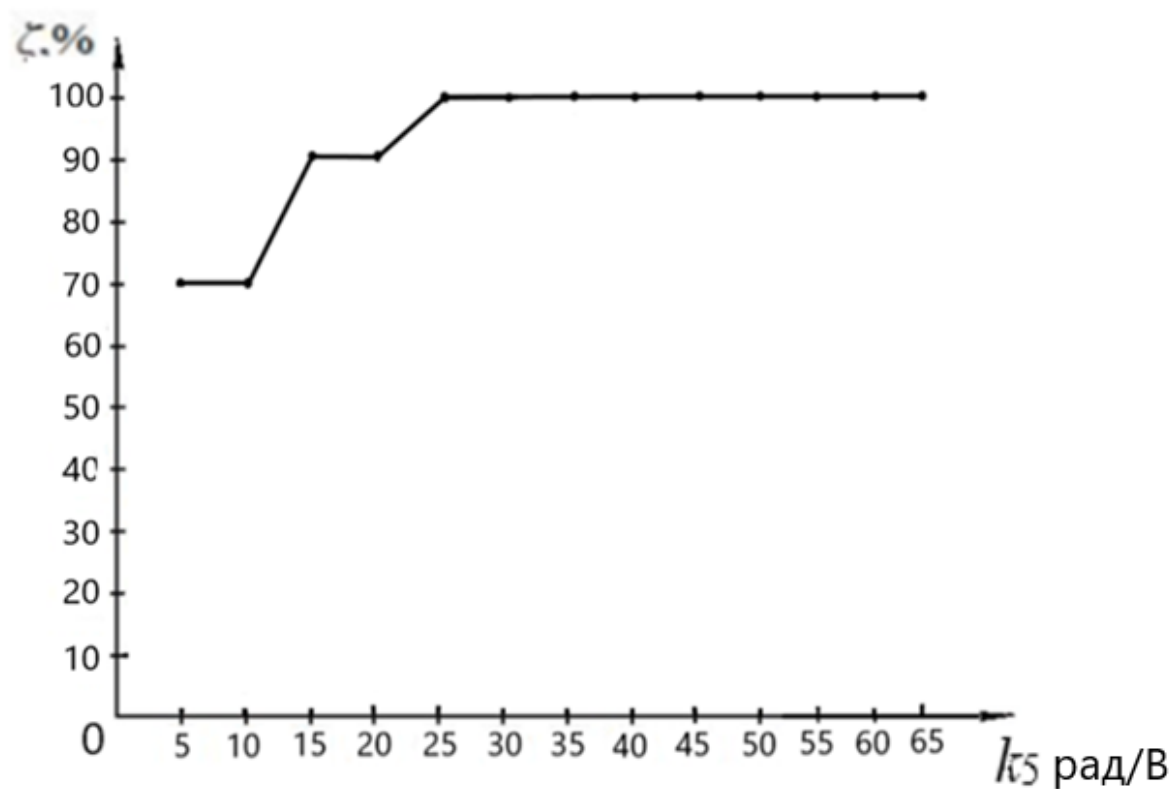


Рисунок70-Зависимость затухания за период от изменения k_5

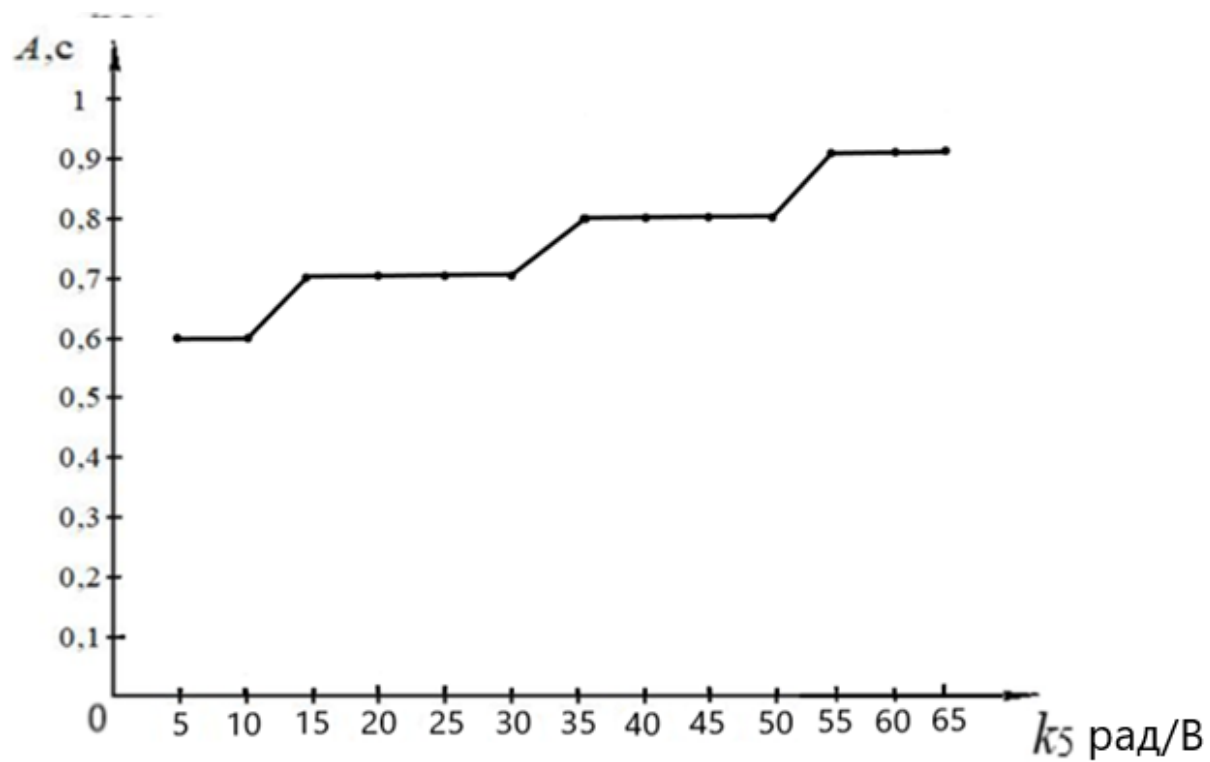


Рисунок71-Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_5

Таблица 10-Результаты исследования при изменении коэффициента усиления тиристорного преобразователя k_2

k_2	$t_{п}, c$	$\Delta U_{max}, B$	$\Delta U_{уст}, B$	$\sigma, \%$	$\Delta U_1, B$	$\Delta U_2, B$	$\zeta, \%$	A, c
3	0,6	0,083	0,079	5	0,007	0	100	0,6
6	0,6	0,084	0,079	6,5	0,007	0	100	0,6
9	0,6	0,085	0,079	7,5	0,007	0	100	0,6
12	0,6	0,086	0,079	8,5	0,007	0	100	0,65
15	0,6	0,087	0,079	10	0,007	0	100	0,65
18	0,6	0,089	0,079	12,5	0,008	0	100	0,65
21	0,6	0,09	0,079	14	0,009	0	100	0,7
24	0,6	0,092	0,079	17,5	0,01	0	100	0,7
27	0,6	0,093	0,079	20	0,012	0	100	0,7
30	0,6	0,096	0,079	21,5	0,014	0	100	0,7
33	0,6	0,097	0,079	22,5	0,17	0	100	0,75
36	0,6	0,098	0,079	24	0,02	0	100	0,75
39	0,6	0,099	0,079	25,5	0,02	0	100	0,75

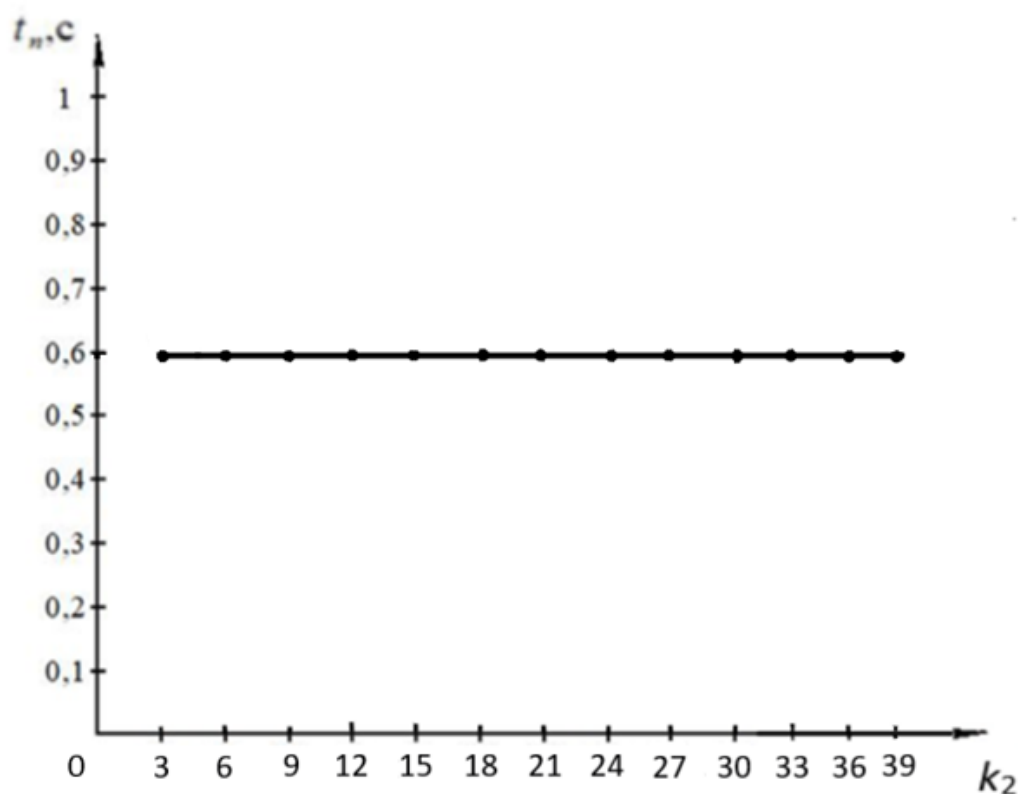


Рисунок 72-Зависимость быстродействия САУ от изменения k_2

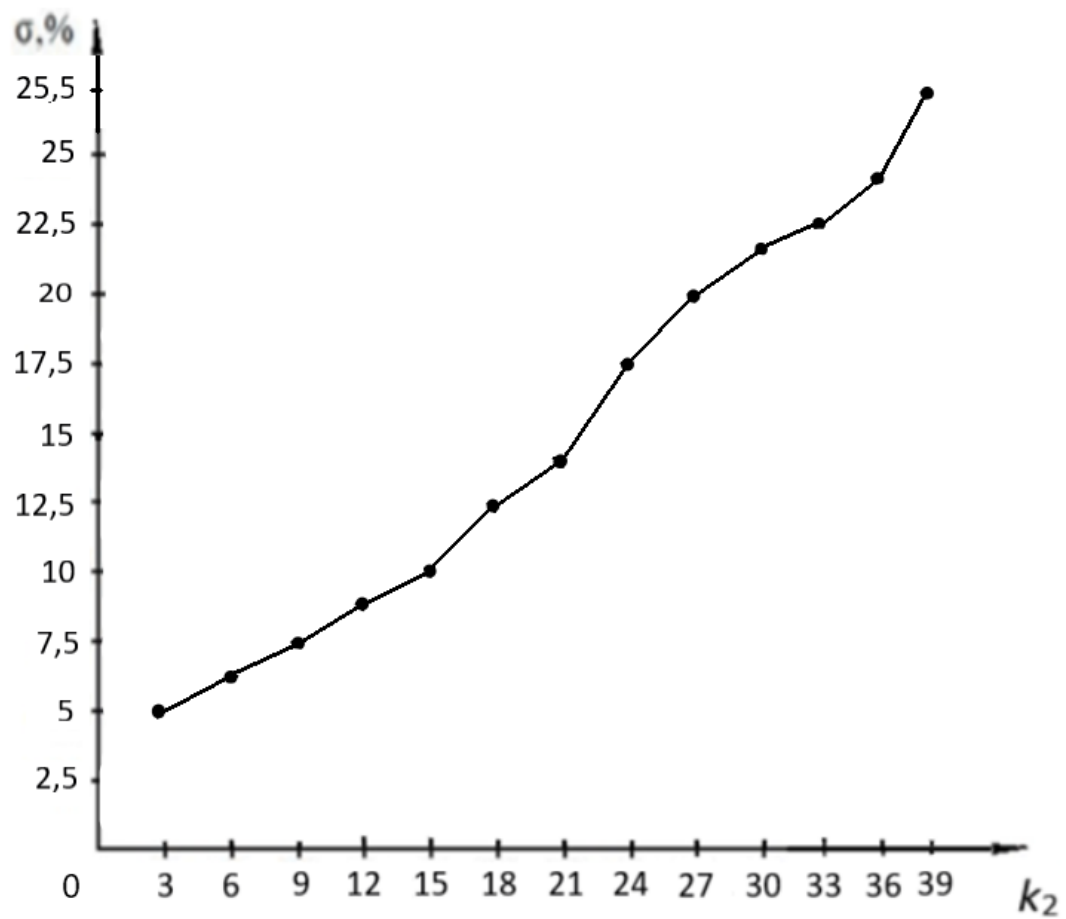


Рисунок73 -Зависимость перерегулирования от изменения k_2

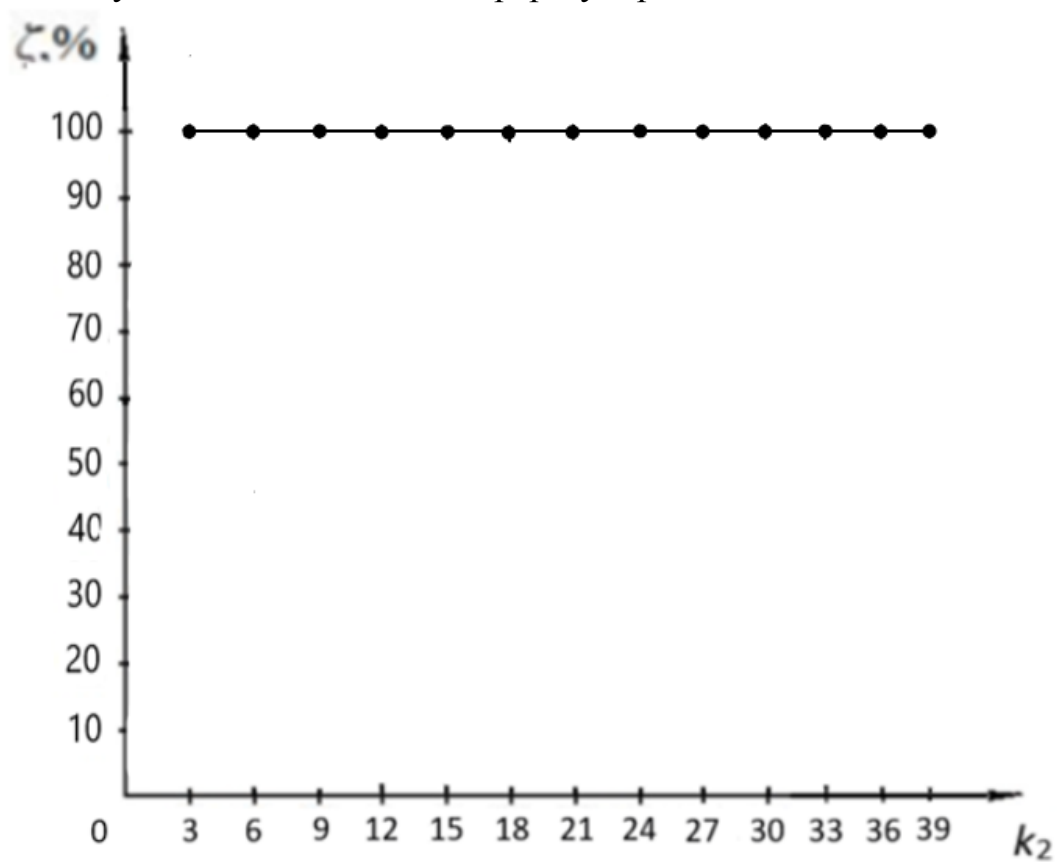


Рисунок74-Зависимость затухания за период от изменения k_2

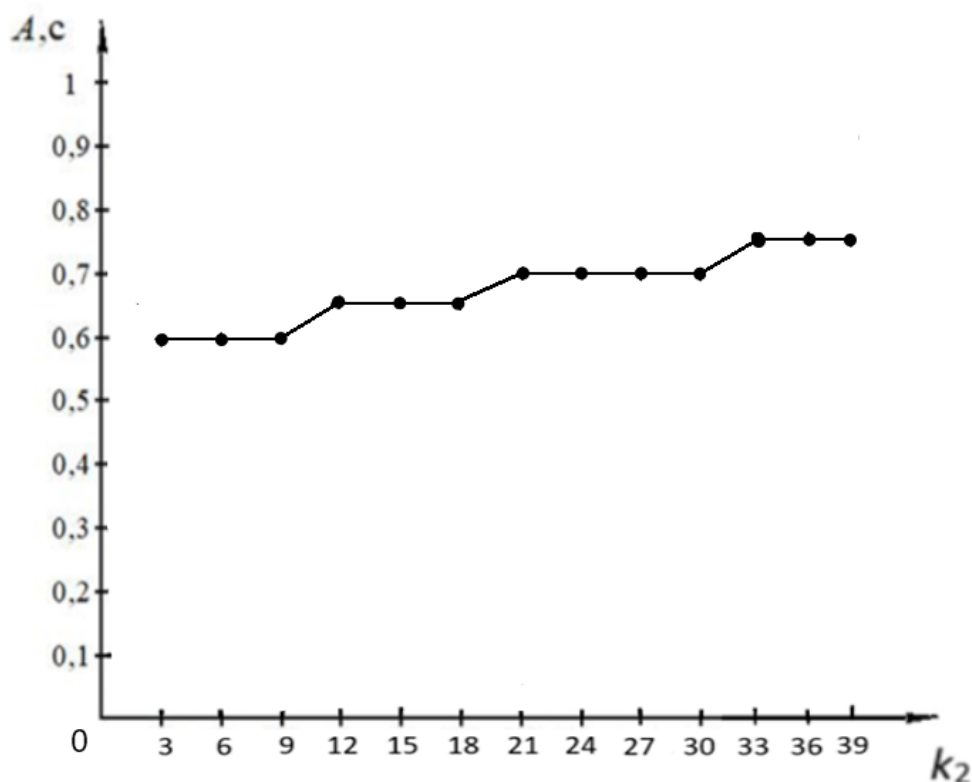


Рисунок 75-Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_2

Таблица 11 – Результаты исследования при изменении коэффициента передачи вращающегося трансформатора k_6

k_6 рад/В	$t_{п}, с$	$\Delta U_{\max}, В$	$\Delta U_{уст}, В$	$\sigma, \%$	$\Delta U_1, В$	$\Delta U_2, В$	$\zeta, \%$	$A, с$
0,05	0,4	0,083	0,066	25	0,017	0	100	0,5
0,1	0,4	0,083	0,066	25	0,017	0	100	0,5
0,15	0,4	0,083	0,066	25	0,017	0	100	0,5
0,2	0,4	0,084	0,067	25	0,017	0	100	0,5
0,25	0,4	0,084	0,067	25	0,017	0	100	0,5
0,3	0,4	0,084	0,067	25	0,017	0	100	0,5
0,35	0,4	0,084	0,067	25	0,017	0	100	0,5
0,4	0,4	0,085	0,068	25	0,017	0	100	0,5
0,45	0,4	0,085	0,068	25	0,017	0	100	0,5
0,5	0,4	0,085	0,068	25	0,017	0	100	0,5
0,55	0,4	0,085	0,068	25	0,017	0	100	0,5
0,6	0,4	0,086	0,069	26	0,017	0	100	0,5
0,65	0,4	0,086	0,069	26	0,017	0	100	0,5

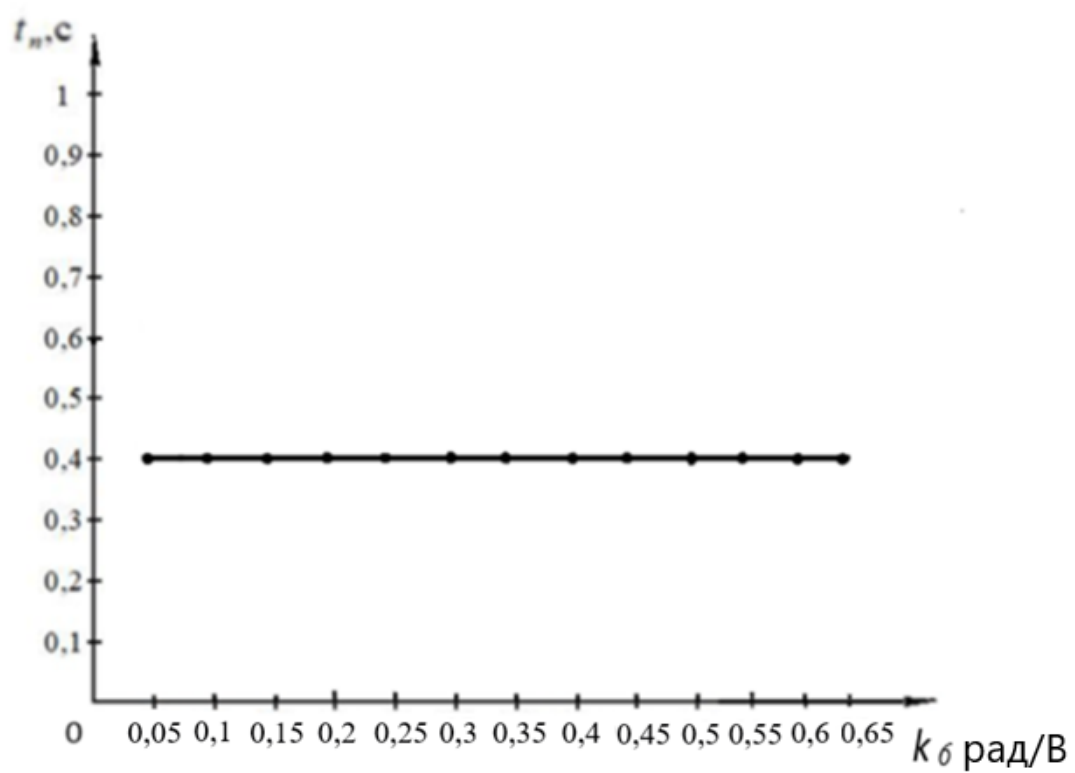


Рисунок76 -Зависимость быстрогодействия САУ от изменения k_6

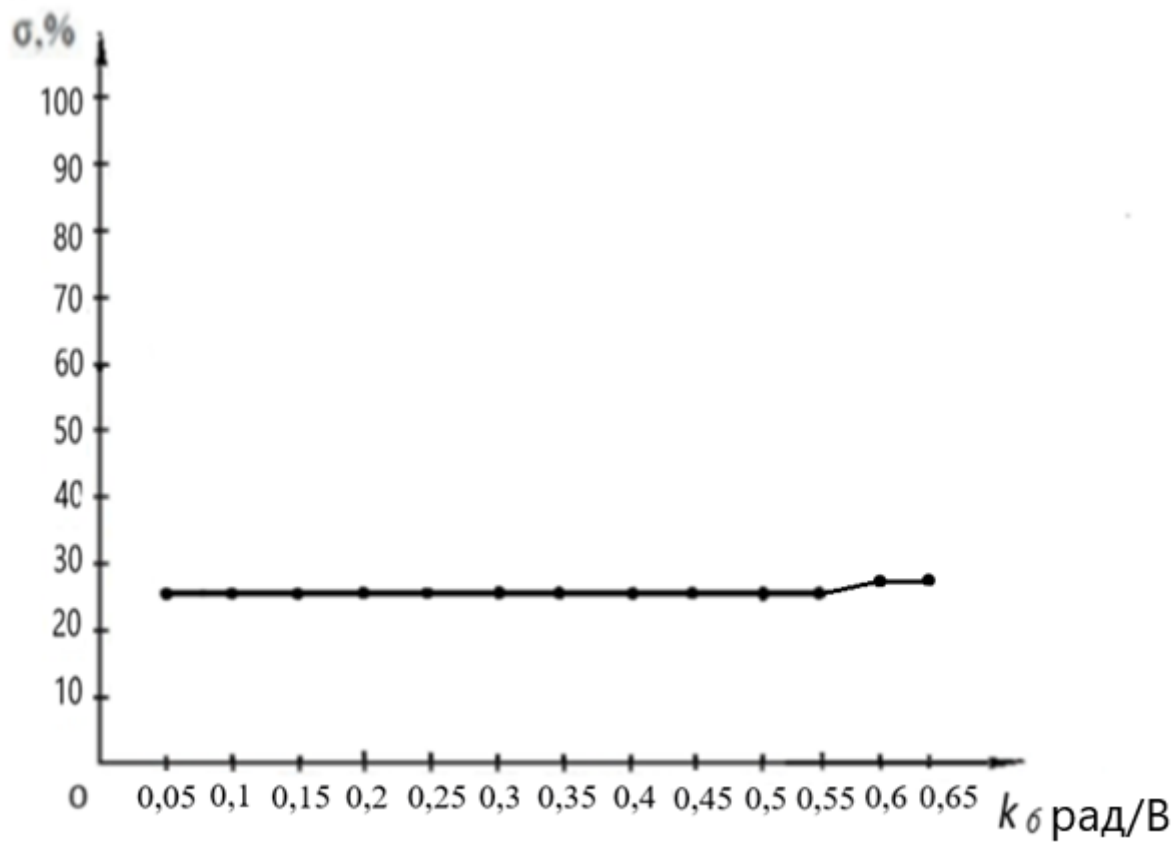


Рисунок77 -Зависимость перерегулирования от изменения k_6

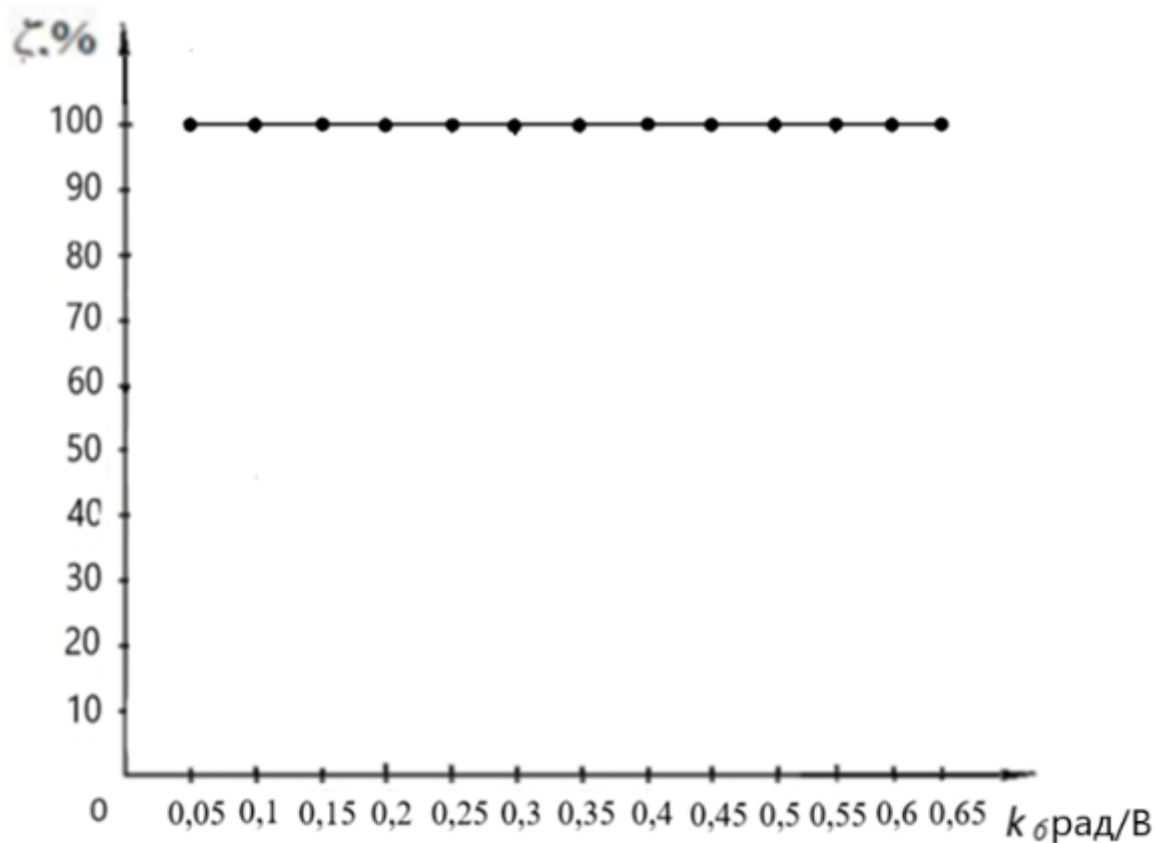


Рисунок78 -Зависимость затухания за период от изменения k_6

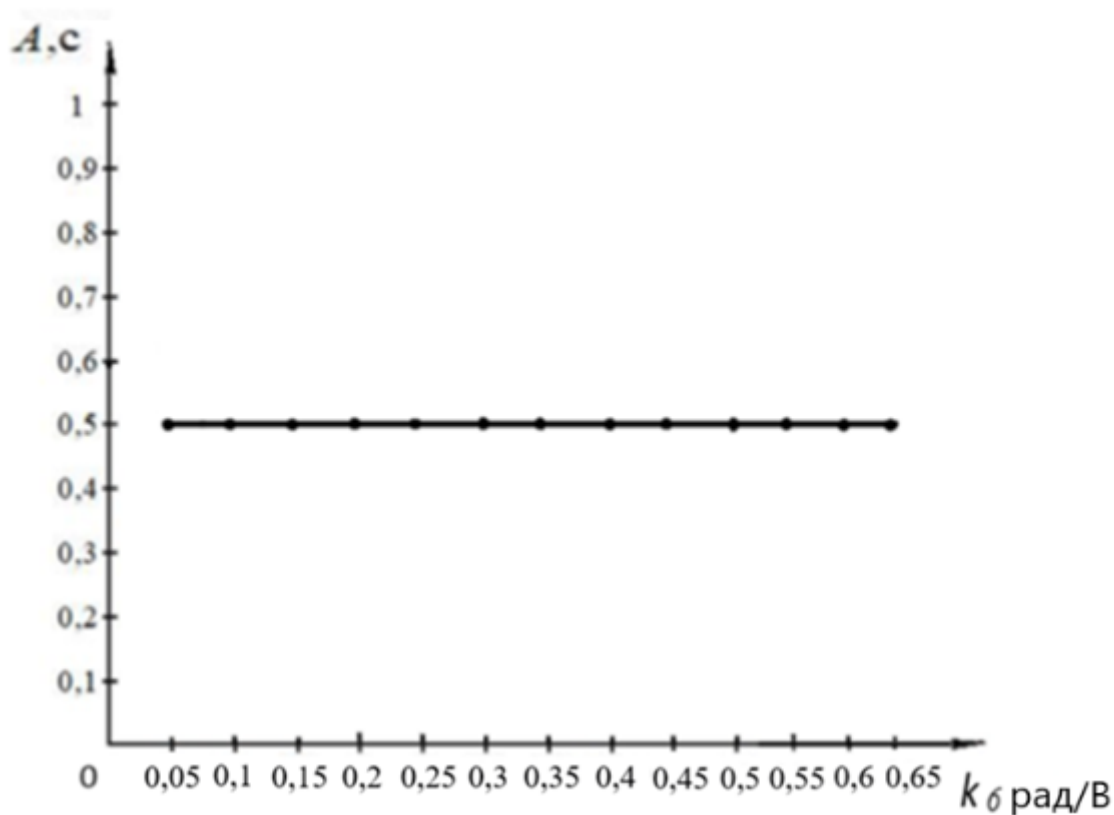


Рисунок79 -Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_6

Таблица 12 – Результаты исследования при изменении коэффициента передачи двигателя k_d

k_d рад/В	t_n , с	$\Delta U_{\max}$, В	$\Delta U_{\text{уст}}$, В	σ , %	ΔU_1 , В	ΔU_2 , В	ζ , %	A , с
0,2	0,05	0,075	0,065	15	0,07	0	100	0,055
0,4	0,05	0,078	0,066	18	0,07	0	100	0,06
0,6	0,05	0,08	0,066	21	0,072	0	100	0,06
0,8	0,05	0,083	0,067	25	0,073	0	100	0,06
1	0,05	0,085	0,067	28	0,074	0	100	0,06
1,2	0,05	0,09	0,067	36	0,075	0	100	0,065
1,4	0,05	0,095	0,067	44	0,076	0	100	0,065
1,6	0,05	0,098	0,068	46	0,077	0	100	0,065
1,8	0,05	0,1	0,068	47	0,077	0	100	0,07
2	0,05	0,12	0,068	76	0,077	0	100	0,07
2,2	0,05	0,13	0,068	91	0,077	0	100	0,07
2,4	0,05	0,13	0,068	91	0,077	0	100	0,075
2,6	0,05	0,13	0,068	91	0,077	0	100	0,075

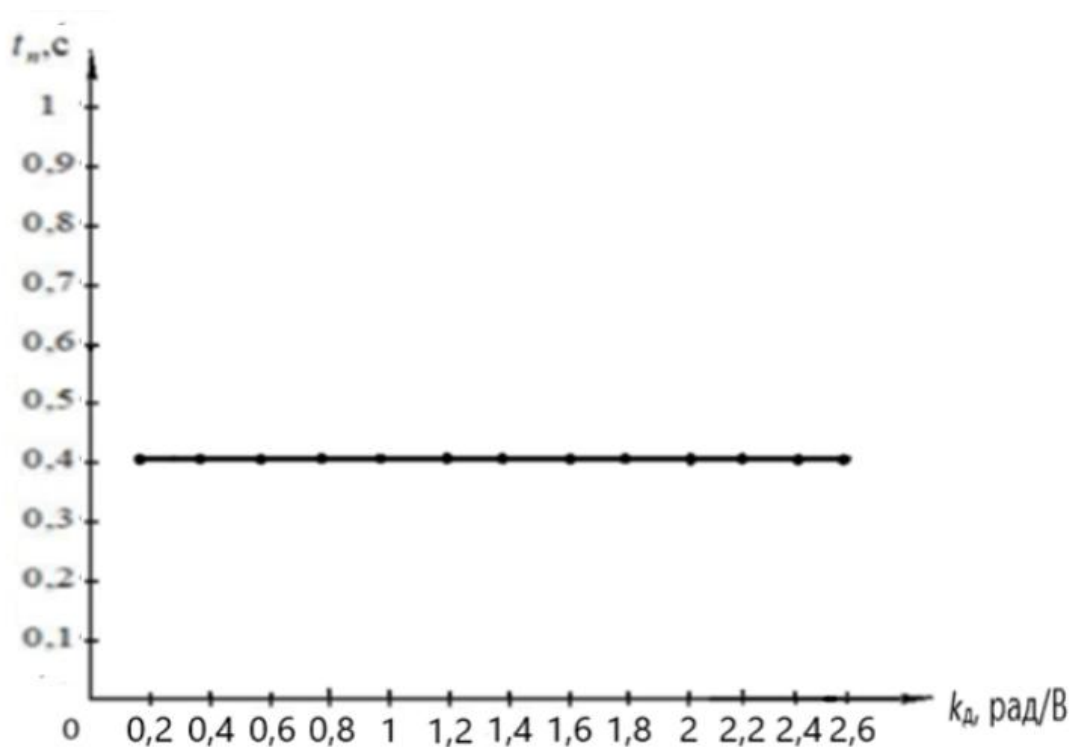


Рисунок 80 - Зависимость быстродействия САУ от изменения k_d

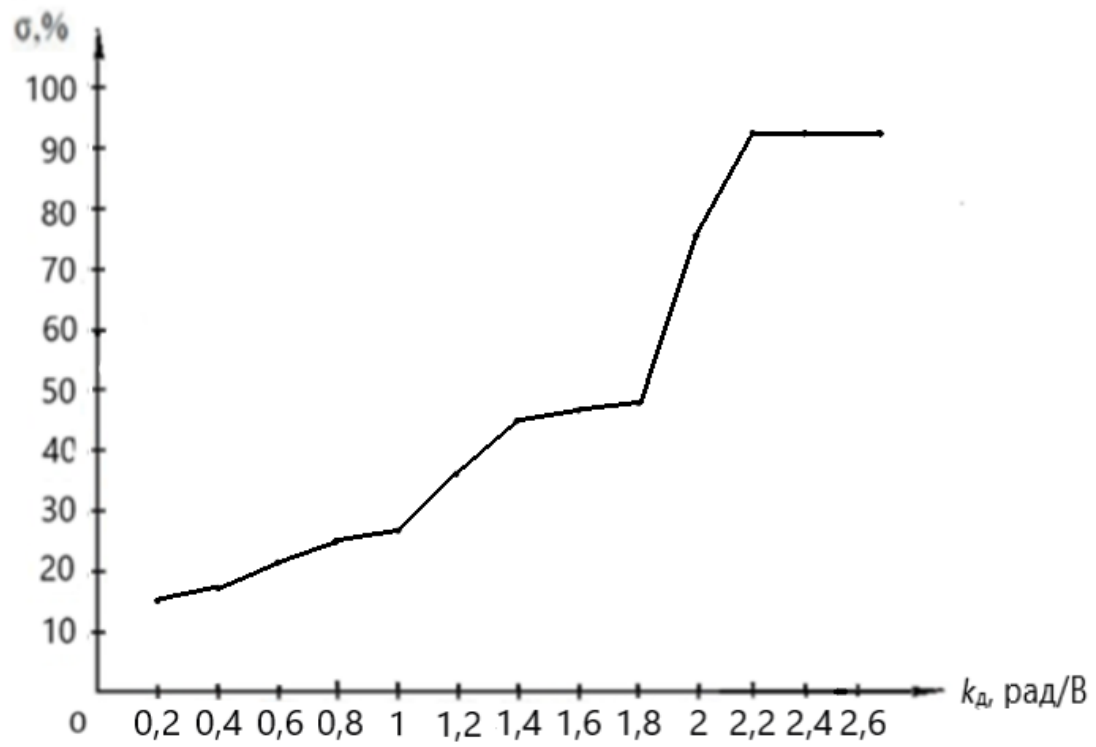


Рисунок81 -Зависимость перерегулирования от изменения k_d

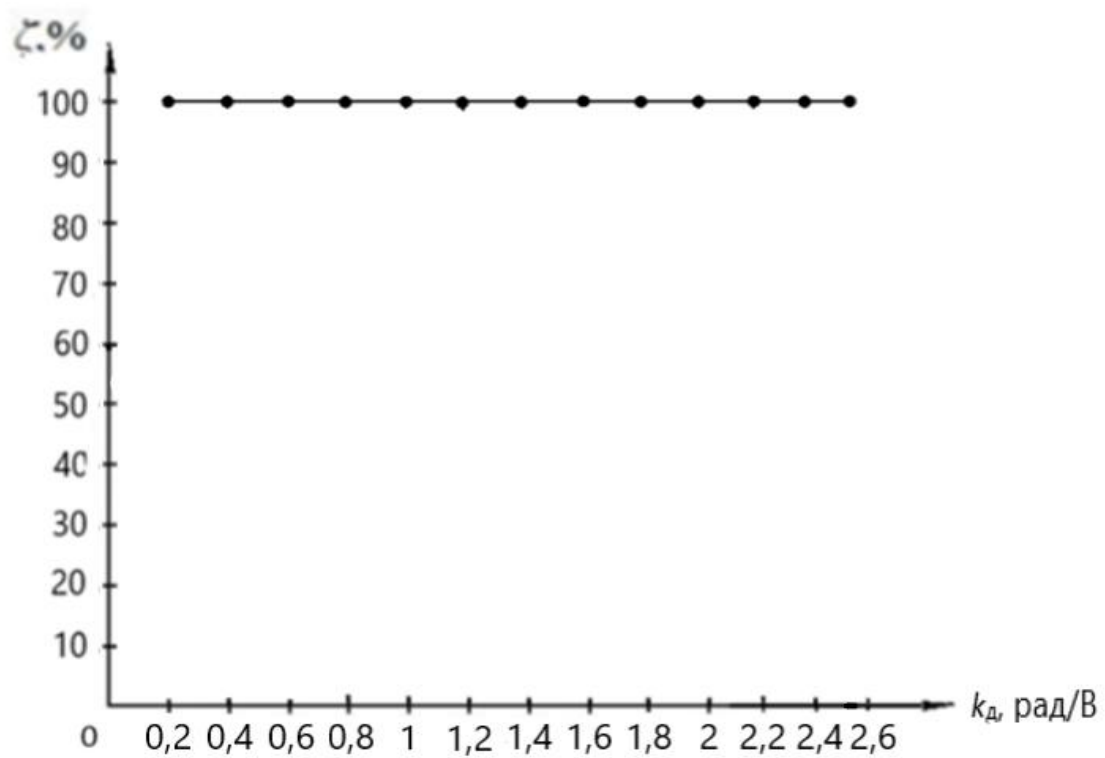


Рисунок82 -Зависимость затухания за период от изменения k_d

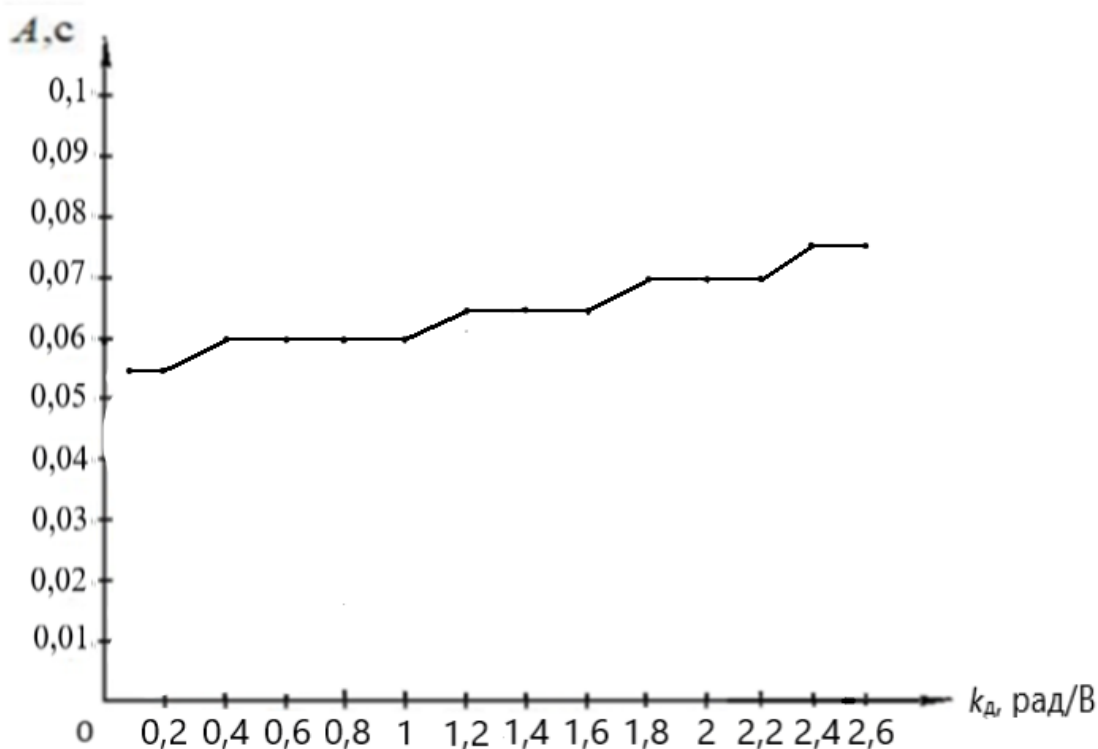


Рисунок 83 - Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_d

Таблица 13 – Результаты исследования при изменении постоянной времени двигателя T_d

T_d , с	t_n , с	$\Delta U_{\max}$, В	$\Delta U_{\text{уст}}$, В	σ , %	ΔU_1 , В	ΔU_2 , В	ζ , %	A , с
0,01	0,25	0,065	0,065	0	0,07	0	100	0,25
0,015	0,25	0,065	0,065	0	0,07	0	100	0,25
0,02	0,25	0,065	0,065	0	0,072	0	100	0,25
0,025	0,25	0,066	0,065	1,5	0,073	0	100	0,25
0,03	0,25	0,066	0,065	1,5	0,074	0	100	0,25
0,035	0,25	0,066	0,065	1,5	0,075	0	100	0,25
0,04	0,25	0,067	0,065	3	0,076	0	100	0,25
0,045	0,25	0,068	0,065	4	0,077	0	100	0,25
0,05	0,25	0,069	0,065	6	0,077	0	100	0,26
0,055	0,25	0,072	0,065	10	0,077	0	100	0,26
0,06	0,25	0,074	0,065	13	0,077	0	100	0,27
0,065	0,25	0,076	0,065	16	0,077	0	100	0,27
0,07	0,25	0,08	0,065	23	0,077	0	100	0,30

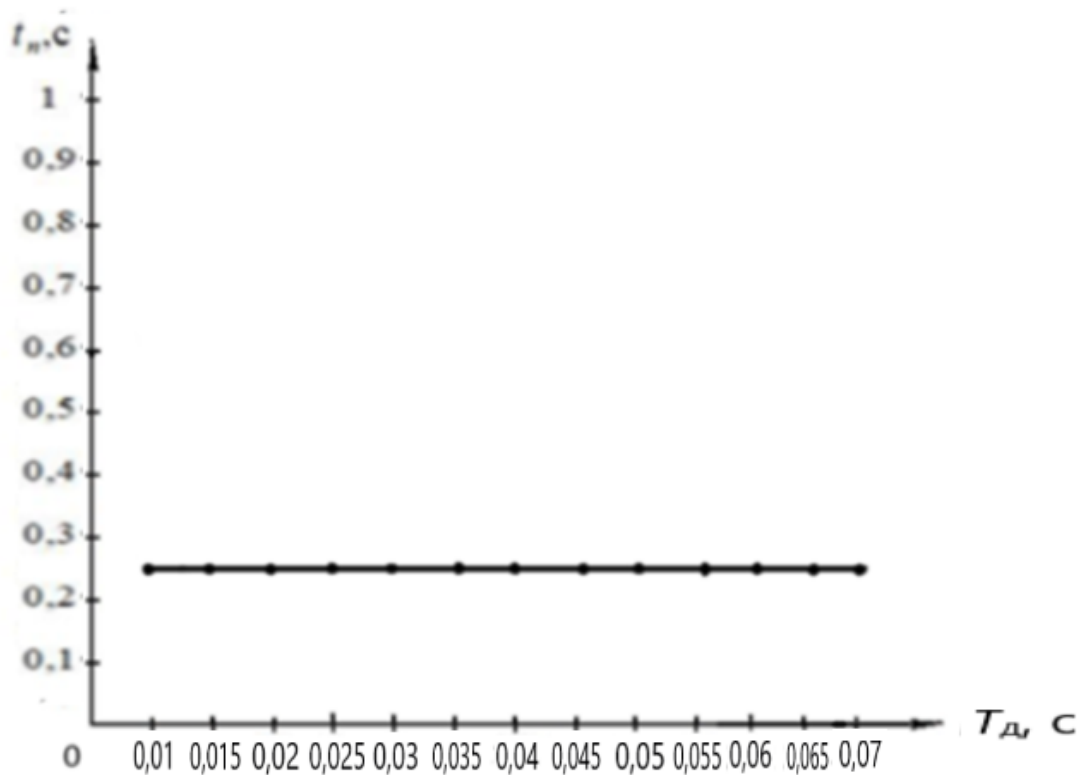


Рисунок84 -Зависимость быстродействия САУ от изменения T_d

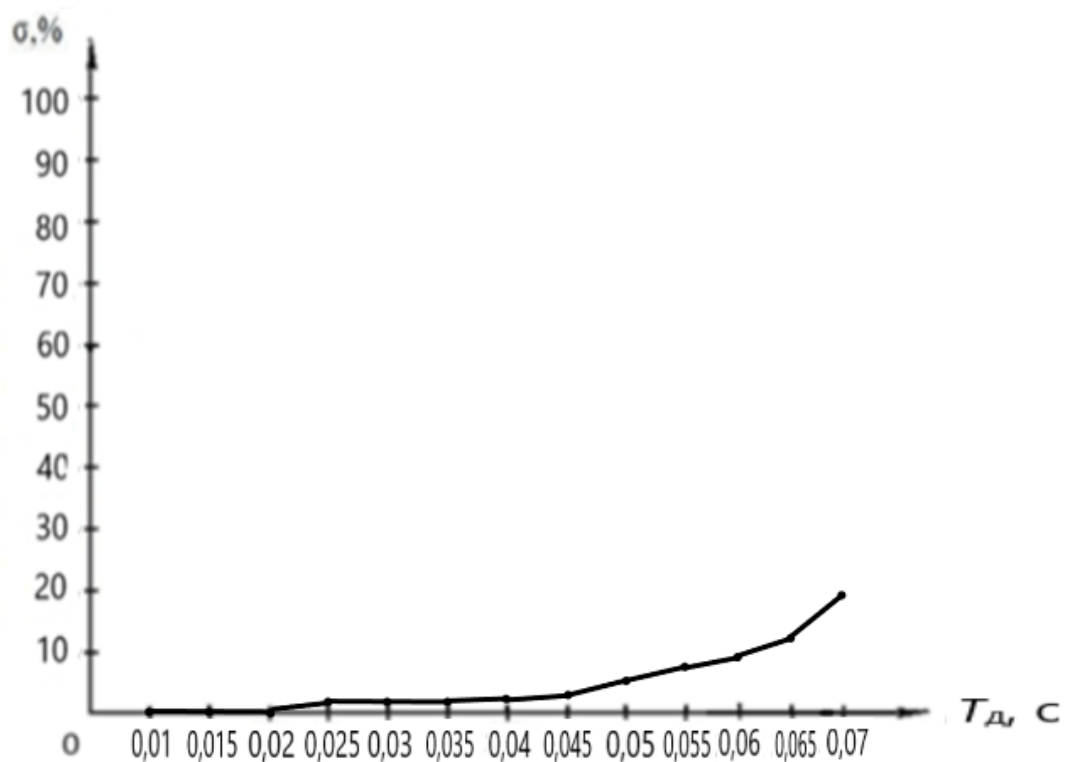


Рисунок85 -Зависимость перерегулирования от изменения T_d

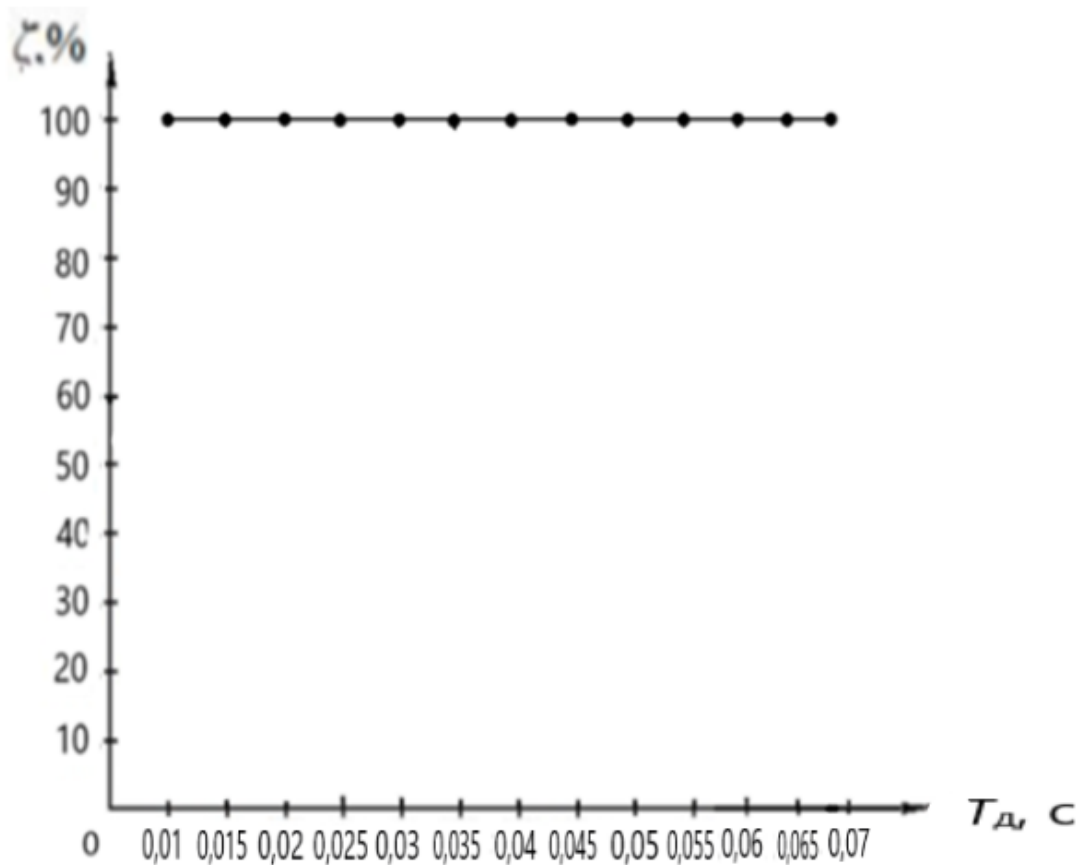


Рисунок86 -Зависимость затухания за период от изменения T_d

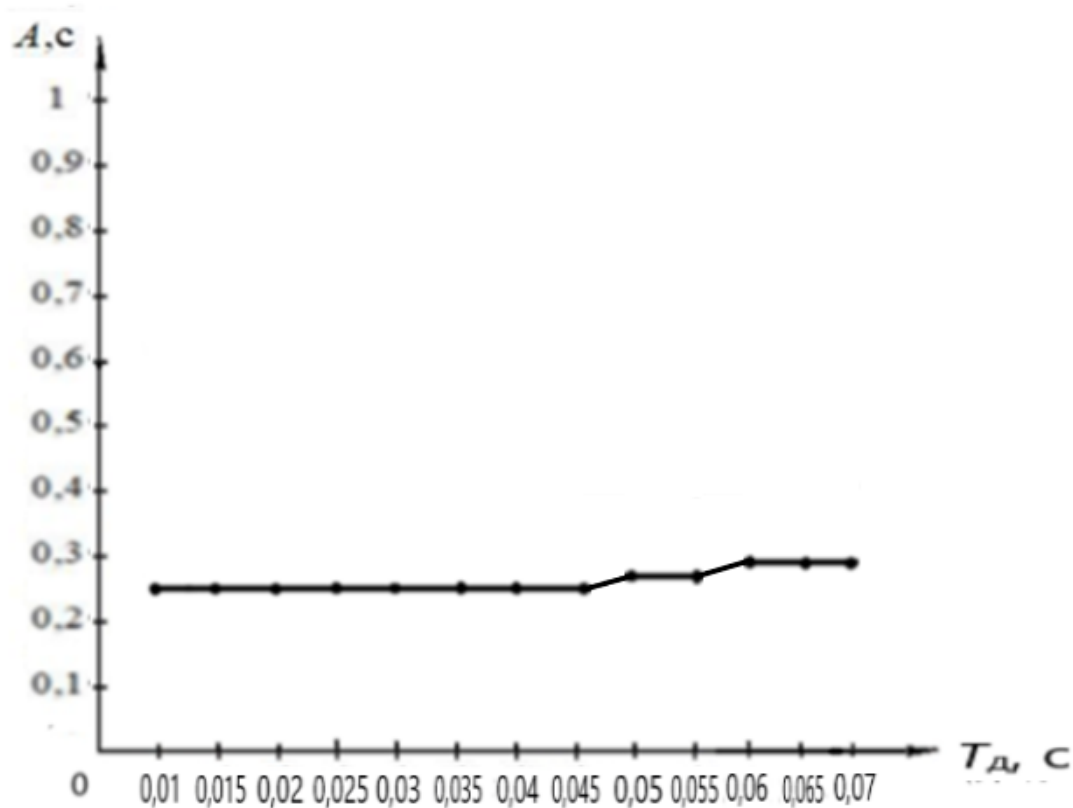


Рисунок87 -Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения T_d

По построенным графическим зависимостям (рисунки 64-87) определены диапазоны значений параметров, обеспечивающие наилучшие показатели качества САУ приводом продольной подачи специализированного фрезерного станка с ЧПУ. Полученные результаты исследований сведены в таблицу 14.

Таблица 14 - Диапазоны значений параметров САУ

Параметры САУ					
коэффициент усиления k_1	коэффициент усиления тиристорного преобразователя k_2	коэффициент передачи тахогенератора k_5 рад/В	коэффициент передачи вращения трансформатора k_6 рад/В	коэффициент передачи двигателя k_d , рад/В	постоянная времени двигателя T_d , с
20---65	3---12	20---65	0,05---0,55	0,2---0,4	0,01---0,07

Выводы по работе

1. Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом продольной подачи станка по типу модели ФП-7МН.
2. Предложена математическая модель САУ приводом продольной подачи специализированного фрезерного станка с ЧПУ, позволяющая на стадии проектирования определять диапазон изменения конструктивных и эксплуатационных параметров системы, обеспечивающих заданный характер переходного процесса, и требуемые показатели качества.
3. Проведенные теоретические исследования показали, что наибольшее влияние на быстродействие, запас и степень устойчивости системы автоматического управления оказывают коэффициенты передачи тахогенератора k_5 вращающегося трансформатора k_6 , постоянная времени T_d и коэффициент передачи k_d электродвигателя.
4. Вычислительные эксперименты позволили установить диапазоны значений параметров САУ, обеспечивающие наилучшие показатели динамического качества: $k_1 = 20 \div 65$; $k_2 = 3 \div 12$; $k_5 = 20 \div 65 \text{ рад/В}$; $k_6 = 0,05 \div 0,55 \text{ рад/В}$; $k_d = 0,2 \div 0,4 \text{ рад/В}$; $T_d = 0,05 \div 0,06 \text{ с}$. Кроме того, при данных значениях параметров наблюдаются также наименьшие статическая и динамическая ошибки работы привода подачи станка.

Список использованных источников и литературы

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

- станочных комплексов. Ч.1 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М.: ВНИИТЭМР, 1991. – 112 с.
10. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и станочных комплексов. Ч.2 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М.: ВНИИТЭМР, 1991. – 108 с.
11. Альбом примеров конструкций узлов металлорежущих станков (Компоновочные схемы, конструкции, примеры исполнения): метод. указания / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.О. Трилисский, А.В. Липов. – Пенза: Изд-во ПГУ, 2000. – 164 с.
12. Атлас кинематических схем металлорежущих станков / И.И. Михеев, С.В. Эрленеков, В.В. Панчурин, А.В. Липов. – Пенза: Изд-во ППИ, 1993. – 60 с.
13. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопопов. – М.: Машиностроение, 1980. – 536 с.

Приложение А. Научная статья

Приложение Б. Презентация

Приложение В. Программа расчета переходной характеристики САУ

Приложение Г. Ведомость ВКР

