

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 многоцелевого станка с ЧПУ

ПГУ 15.04.05.02.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 19ММм2


(подпись, дата)

Круглов А.А.

(фамилия, инициалы)

Научный руководитель


(подпись, дата)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

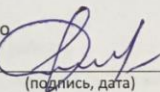

(подпись, дата)

Большаков Г.С.

(фамилия, инициалы)

Рецензент

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


(подпись, дата)

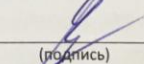
Белашов М.В.

(должность, место работы)

(фамилия, инициалы)

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

Заведующий кафедрой


(подпись)

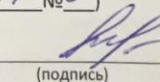
Зверовщиков А.Е.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой хорошо

(протокол заседания ГЭК от 01.07.21 № 9)

Секретарь ГЭК


(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2021

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« _____ » _____ 2021 г.

ЗАДАНИЕ

на магистерскую диссертацию

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

Круглов Алексей Анатольевич

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

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

4. Место преддипломной практики АО «ППО ЭВТ им. В.А. Ревунова», г. Пенза

5. Тема магистерской диссертации

Исследование показателей динамического качества САУ многоцелевого станка с ЧПУ

Тема утверждена приказом ПГУ № 1248а/о от 25.11.2019 г.

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

спроектировать систему автоматического управления приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка с ЧПУ, выполнить исследование показателей динамического качества разработанной САУ

7. Объем и содержание основной части работы

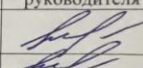
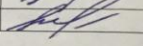
7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)

должна содержать обоснование актуальности темы диссертации, цель, объект и методы исследования, научную новизну и практическую ценность работы, описание основных узлов и технические характеристики многоцелевого станка по типу модели ИР200ПМФ4, кинематический и силовой расчеты привода главного движения станка, функциональную схему разработанной системы автоматического управления приводом поворота рабочего стола станка, математическую модель САУ, переходные характеристики и показатели динамического качества системы управления, полученные при различных значениях параметров САУ, выводы по работе

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

1. Цель работы, объект исследования, научная новизна и практическая ценность
2. Технические характеристики многоцелевого станка по типу модели ИР200ПМФ4
3. Кинематическая схема станка
4. Функциональная схема САУ приводом поворота рабочего стола станка
5. Математическая модель САУ
6. Структурная схема САУ
7. Переходные характеристики САУ
8. Показатели динамического качества САУ
9. Выводы по работе
8. Особые требования по выполнению разделов:
нет

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

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

Дата выдачи задания 10 июня 2021 г.

Задание к исполнению принял 

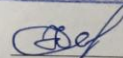
Руководитель работы 

10 июня 2021 г.

Магистерскую диссертацию к защите допустить

Декан Факультета промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить



С.Ю. Киреев

«___» _____ 2021 г.

ТИПЛАГИАТ
ИЗДАНИЕ ЗАИМСТВОВАНИИ

СА

с проверки текстов
заимствований

ЫПОЛНЕНА В СИС

Круглов Але

Круглов Але

Исследовани

Магистерска

ПИ, кафедра

ВНИМАНИЕ ДОКУМЕНТ
ПРОВЕРИТЬ ПОЛНОСТЬЮ

ОТЧЕТ О ПРОВЕРКЕ К

ЗАИМСТВОВАНИЯ
ОРИГИНАЛЬНОСТЬ
ЦИТИРОВАНИЯ
САМОЦИТИРОВАНИЯ

ДАТА ПОСЛЕДНЕЙ ПРОВ

ИПС Адилет
Цитировани
(EnRu); Пере
издательстве
Перепечатки
Модуль пои
Переводных

МЛ: Митина Тат

Файл проверки

18.0

Чтобы убед
в подлинно
который со

Пояс
содержит 7
литературы

МНОГОЦЕ
УПРАВЛЕН
МОДЕЛЬ, С
ПЕРЕРЕГУЛ
ПОКАЗАТЕ

В по
использован
металлообра
научная но
характеристи
мод. ИР200П
главного дв
приводом п
получены п
диапазоны
параметров
качества, сде

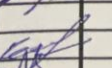
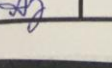
Изм.	Лист	№ докум.
Разраб.	Круглов А.А.	
Провер.	Истомина Ю.В.	
Н. контр.	Большаков Г.С.	
Утв.	Литов А.В.	

Реферат

Пояснительная записка выпускной квалификационной работы содержит 77 листов формата А4, 40 рисунков, 4 таблицы, 10 источников литературы и 3 приложения.

МНОГОЦЕЛЕВОЙ СТАНОК С ЧПУ, СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ, ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, СТРУКТУРНАЯ СХЕМА, ПЕРЕХОДНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА, ПЕРЕРЕГУЛИРОВАНИЕ, ЗАТУХАНИЕ ЗА ПЕРИОД, КОМПЛЕКСНЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ КАЧЕСТВА САУ.

В пояснительной записке приведены обоснование актуальности использования систем автоматического управления (САУ) приводами металлообрабатывающего оборудования, цель и объект исследования, научная новизна и практическая ценность; представлены технические характеристики многоцелевого станка с ЧПУ, спроектированного по типу мод. ИР200ПМФ4; выполнены кинематический и силовой расчеты привода главного движения. Кроме того, разработаны функциональная схема САУ приводом поворота рабочего стола станка и ее математическая модель; получены переходные характеристики системы управления; определены диапазоны изменения значений конструктивных и эксплуатационных параметров САУ, обеспечивающие наилучшие показатели динамического качества, сделаны выводы по работе.

ПГУ 4.15.04.05.02.00.00 ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб.		Круглов А.А.		
Провер.		Истомина Ю.В.		
Н. контр.		Большаков Г.С.		
Утв.		Липов А.В.		
Исследование показателей динамического качества САУ многоцелевого станка с ЧПУ			Лит.	Лист
				Листов
				2
				77
Каф. «ТОМ», гр. 19ММм2				

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О БАЗОВОЙ МОДЕЛИ СТАНКА.....	6
2 ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ.....	10
2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ.....	16
2.2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	18
2.3 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ..	19
2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЕЙ ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ.....	21
2.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ.....	23
2.6 МЕЖЦЕНТРОВЫЕ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ВАЛАМИ.....	26
2.7 РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.....	27
2.8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СХЕМЫ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА.....	29
2.9 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ..	30
3 ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА САУ ПРИВОДОМ ПОВОРОТА РАБОЧЕГО СТОЛА МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА	48
4 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ САУ.....	49
5 ПЕРЕХОДНАЯ ФУНКЦИЯ САУ.....	52
6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА САУ ПРИВОДОМ ПОВОРОТА РАБОЧЕГО СТОЛА МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА.....	61
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	72
ПРИЛОЖЕНИЕ А. НАУЧНАЯ СТАТЬЯ.....	73
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ПРЕЗЕНТАЦИЯ.....	74
ПРИЛОЖЕНИЕ В. ПРОГРАММА РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ САУ ПРИВОДОМ ПОВОРОТА РАБОЧЕГО СТОЛА МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА.....	75

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время системами автоматического управления (САУ) оснащается большинство типов промышленного оборудования (металлообрабатывающие станки, прессы, литейные, строительные, дорожные и другие машины), причем типаж самих систем очень многообразен. Так оснащение технологического оборудования системами автоматического управления способствует повышению точности, производительности и эффективности использования различного металлообрабатывающего оборудования, в том числе станков с ЧПУ и многоцелевых станков.

Главным же является обеспечение условий, необходимых для получения детали с минимальными погрешностями размеров и формы, т.е. отсутствия отклонений от заданных устойчивых положений инструмента и заготовки. Такие отклонения возникают как результат различных внешних воздействий на деформируемую систему станка (силовых, тепловых, изменения режима обработки и т. п.).

Существенным является обеспечение достаточной долговечности системы станка при различных внешних воздействиях, т. е. условий, при которых вызванные ими отклонения (деформации и т. п.) не приведут к опасным напряжениям, к уменьшению износостойкости, в частности стойкости инструмента.

Целью диссертационной работы является исследование показателей динамического качества системы автоматического управления приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка по типу мод. ИР200ПМФ4.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились с использованием основных положений теории автоматического управления с применением средств вычислительной техники. Моделирование САУ и ее элементов выполнялось с помощью математического пакета Mathcad 15.

Объектом исследования является система автоматического управления приводом поворота рабочего стола станка по типу мод. ИР200ПМФ4.

Научная новизна. предложена математическая модель САУ привода поворота рабочего стола станка, позволяющая на стадии проектирования определять диапазон изменения конструктивных и эксплуатационных параметров системы, требуемые показатели динамического качества.

Практическая ценность. Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка по типу мод. ИР200ПМФ4.

На защиту выносятся: технические характеристики многоцелевого станка по типу мод. ИР200ПМФ4, кинематическая схема станка, функциональная схема САУ приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка, математическая модель САУ, структурная схема САУ приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка, переходная характеристика САУ привода поворота рабочего стола, показатели динамического качества САУ приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка, выводы по работе.

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

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 6 глав, основных результатов, выводов, списка литературы, содержит 77 страниц основного текста, 4 таблицы и 40 рисунков.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О БАЗОВОЙ МОДЕЛИ СТАНКА

Многоцелевой станок по типу мод. ИР200ПМФ4, предназначен для высокопроизводительной обработки особо сложных корпусных деталей из любых конструкционных материалов.

Непрерывный стол (дискретность, град. - 360000x0,001°), габариты стола 200x200 мм, система ЧПУ фирм «SIEMENS» или «BOSCH».

Все узлы и механизмы станка (рабочий стол, стойка, инструментальный магазин, накопитель паллет) смонтированы на жесткой станине коробчатой формы. Ее жесткость позволяет устанавливать станок на три точки без закрепления на фундаменте.

Таблица 1- Технические характеристики многоцелевого станка по типу мод. ИР200ПМФ4

Параметр	Значение
Стойка поперечно - по оси X, мм	360
Шпиндельная бабка вертикально - по оси Y, мм	250
Стойка продольно - по оси Z, мм	320
Поворотный стол - по оси В, град.	360
Размер паллеты, мм	200 x 200
Грузоподъемность паллеты, кг	60
Количество паллет, шт	6
Время смены паллет, с	20
Исполнение конуса шпинделя	ISO 30
Мощность главного привода, кВт	5,5...7,5
Скорость вращения, мин ⁻¹	50...7100
Емкость инструментального магазина, шт	24
Наибольшая масса инструмента, кг	5
Наибольшие размеры инструмента,	80 x 160 (200)

мм	
Класс точности	Повышенный
Время смены инструмента "от реза до реза", с	15
Ускоренные перемещения по линейным осям, м/мин	12
Ускоренное угловое перемещение стола, м/мин	16
Наибольшая суммарная мощность одновременно работающих электродвигателей, кВт	14
Габаритные размеры станка (ВхLхН), мм	4150 x 3020 x 2560
Общая масса станка, кг	7570

Принцип работы и особенности конструкции станка ИР200ПМФ4

Климатическое исполнение и категория размещения УЗ ГОСТ 15.150—69.

Обработку детали производят инструментом, закрепленным в шпинделе, при подаче стола (ось X), шпиндельной бабки (ось Y), ползуна (ось Z) и вращении стола (ось A).

Широкий диапазон частот вращения шпинделя и скоростей подач позволяет обрабатывать детали из различных конструкционных материалов с высокой производительностью.

Многоцелевой станок ИР200ПМФ4 находится на современном техническом уровне, обладает рядом принципиально новых конструктивных решений и обеспечивает качественно новые технологические методы изготовления деталей.

Все узлы смонтированы на жесткой Г-образной станине, являющейся общим основанием.

Шпиндельная бабка расположена внутри портальной стойки.

Вертикально расположенный поворотный стол перемещается по отдельной станине, которая крепится на общем основании.

Инструментальный магазин барабанного типа крепится на верхнем торце стойки.

Отличительные особенности станка:

- высокоточная обработка деталей с поверхностями любой конфигурации за счет наибольшей концентрации операций, включая токарную обработку;
- возможность многостаночного обслуживания за счет автоматизированной смены обрабатываемых деталей из четырехместного или 12-местного накопителя;
- оснащение станка комбинированной системой числового программного управления повышенной интеграции;
- качественно новое и комплексное решение вопросов отвода и уборки стружки из зоны резания, а также полная очистка обрабатываемой детали в рабочей зоне станка без участия оператора;
- ограждение всех рабочих органов станка, обеспечивающее наиболее благоприятные условия для работы оператора.



Рисунок 1- Общий вид станка

2 ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКА ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ

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

Диапазон регулирования привода R_{Π} при постоянной мощности :

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

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

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

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

Определяем мощность электродвигателя :

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

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

η – КПД привода.

Для расчета мощности электродвигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$, принимаем $\eta = 0,85$.

Тогда,

$$P_{\text{дв}} = \frac{8}{0,85} = 9,41 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель типа 2ПФ180L, у которого $P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт}$,
 $n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем диапазон регулирования электродвигателя при постоянной мощности :

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

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

Следовательно,

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

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей :

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

где $R_n = 90$ – диапазон регулирования привода при постоянной мощности .

Тогда,

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

Определяем число скоростей коробки :

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

$$z = \frac{\lg 90}{\lg 4} = 3,25.$$

Это значение можно округлить до 3 или 4.

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

Чтобы выбрать знаменатель ряда ϕ можно воспользоваться следующими рекомендациями: для многооперационных станков – $\phi = 1,26$ и $\phi = 1,41$.

Принимаем $\phi = 1,26$.

Определяем величину c :

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

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

Принимаем $c = 6$.

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

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

где R_m, R_r – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то :

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

$$K_m = \frac{\lg 22,5}{\lg 1,26} = 13,47.$$

Округляем до $K_m = 13$.

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

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом :

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

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

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

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

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

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{\Pi(\varphi)} = 4 \cdot 8 = 32.$$

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

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

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

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

Рассчитанные значения K_1 и K_2 округляем до ближайшего большего целого.

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя:

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

где $n_{\text{шп(мин)}} = 20 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(макс)}} = 90 \cdot 20 = 1800 \text{ мин}^{-1},$$

$$K_1 = \frac{\lg(3000/1800)}{\lg 1,26} = 2,21,$$

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 18 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.

Выбираем ряд: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп}}(\text{max}) = 2000$ об/мин и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 63$ об/мин. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки *A* (точка $n_{\text{шп}} = 250$ об/мин). 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 $n_{\text{шп}} = 500$ об/мин. Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в нашем случае это четыре и пять интервалов), т. е. из точки *A* проводим луч в точку $n_{\text{шп}} = 200$ об/мин. Затем из точки *A* откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии I, 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 электродвигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов электродвигателя откладываем пять интервалов и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точки *A*. Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шп}} = 50$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 40$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 31,5$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 25$ об/мин, $n_{\text{шп}} = 20$ об/мин).

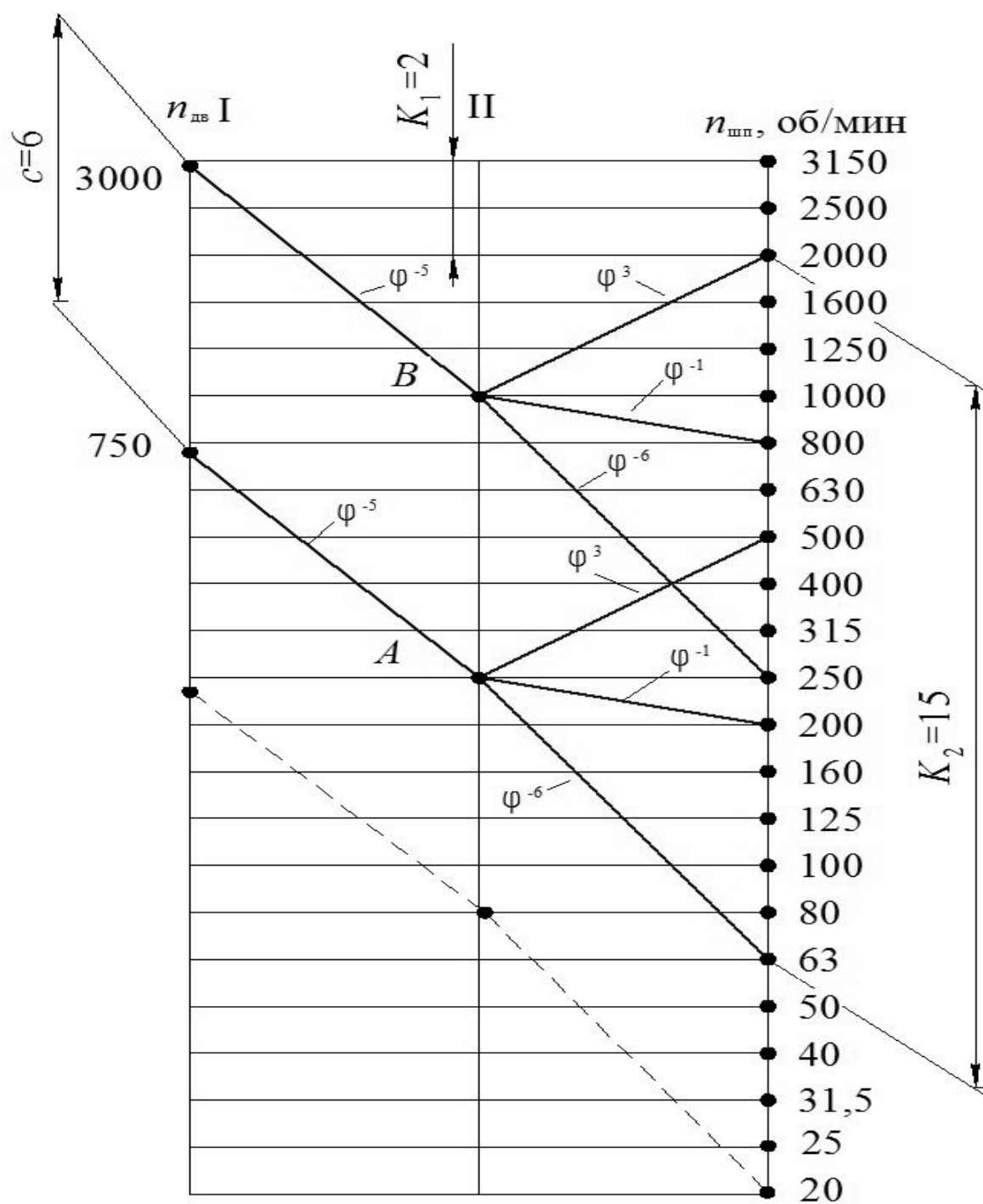


Рисунок 2 - График частот вращения шпинделя

На рисунке 3 показана кинематическая схема привода главного движения станка (z – числа зубьев колес).

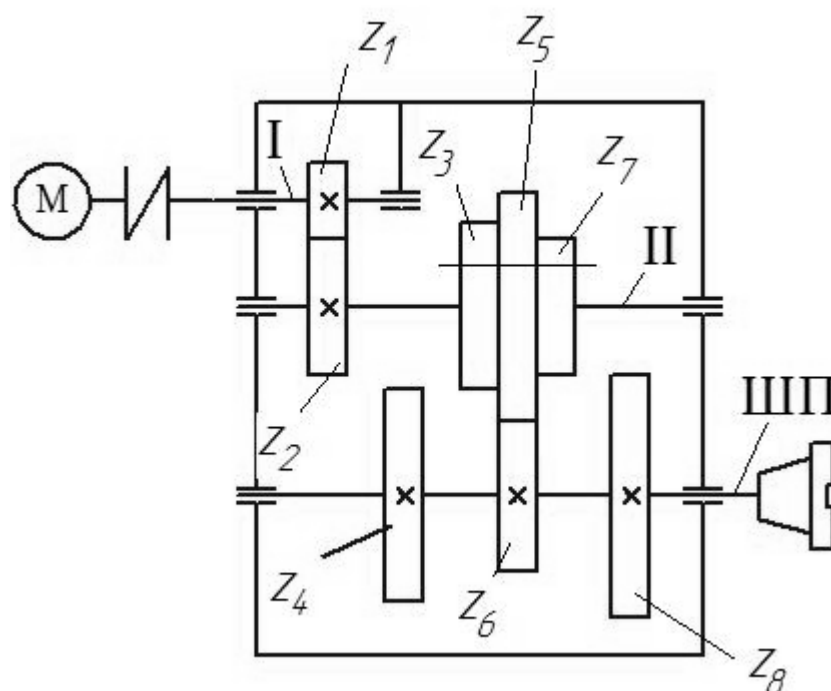


Рисунок 3- Кинематическая схема привода главного движения станка
(предварительный вариант)

2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ

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

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

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

$$z_1 - z_2: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z1-z2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{1000} = 3 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z1-z2)} = \frac{750}{250} = 3 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}),$$

$$\varphi^{-5} = 3,18 - \text{ по таблице 5 [1, с. 23],}$$

$$\text{принимаем } i_{\text{зн}(z1-z2)} = 3,16, \quad \sum z = 70, \quad z_1 = 17 \quad [1, \text{ с. } 40-46, \text{ т. } 7],$$

$$\text{следовательно } z_2 = \sum z - z_1 = 70 - 17 = 53.$$

2) переборная группа (тройной блок):

$$z_3 - z_4: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z3-z4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{1000}{800} = 1,25 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z3-z4)} = \frac{250}{200} = 1,25 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}),$$

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

$$\text{принимаем } i_{\text{зн}(z3-z4)} = 1,26, \quad \sum z = 119, \quad z_3 = 53 \quad [1, \text{ с. } 40-46, \text{ т. } 7],$$

$$\text{следовательно } z_4 = \sum z - z_3 = 119 - 53 = 66;$$

$$z_5 - z_6: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z5-z6)} = \frac{n_{III}}{n_{II}} = \frac{2000}{1000} = 2 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z5-z6)} = \frac{500}{250} = 2 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}), \quad \varphi^3 = 2 -$$

$$\text{по таблице 5 [1, с. 23],}$$

$$\text{принимаем } i_{\text{зн}(z5-z6)} = 2, \quad \sum z = 119, \quad z_6 = 40 \quad [1, \text{ с. } 40-46, \text{ т. } 7], \text{ следовательно}$$

$$z_5 = \sum z - z_6 = 119 - 40 = 79;$$

$$z_7 - z_8: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z7-z8)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{1000}{250} = 4 \quad \text{или}$$

$$i_{\text{зн}(z7-z8)} = \frac{250}{63} = 3,96 \quad (\text{см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя}),$$

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

$$\text{принимаем } i_{\text{зн}(z7-z8)} = 3,98, \quad \sum z = 119, \quad z_7 = 24 \quad [1, \text{ с. } 40-46, \text{ т. } 7],$$

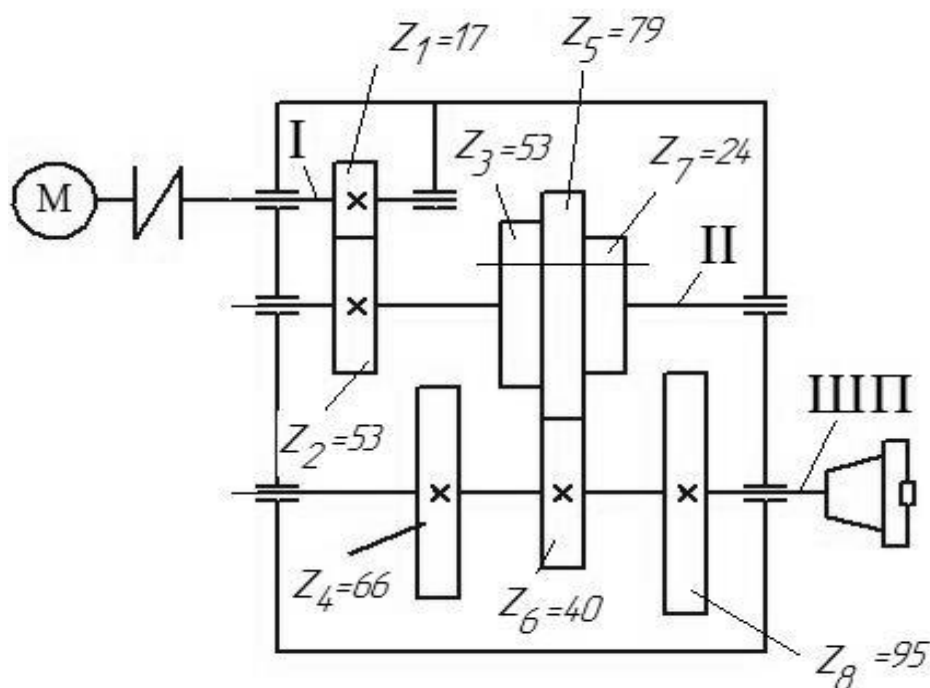
$$\text{следовательно } z_8 = \sum z - z_7 = 119 - 24 = 95.$$

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

2.2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

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

На рисунке 4 представлена кинематическая схема привода главного движения станка.



Рисунке 4 – Кинематическая схема привода главного движения станка
(окончательный вариант)

2.3 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Определяем фактические передаточные отношения коробки скоростей :

$$i_{\text{зп}(z1-z2)} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{53}{17} = 3,11 \text{ (передача понижающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z3-z4)} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{66}{53} = 1,24 \text{ (передача понижающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z5-z6)} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{40}{79} = 0,5 \text{ (передача повышающая);}$$

$$i_{\text{зп}(z7-z8)} = \frac{z_8}{z_7} = \frac{95}{24} = 3,9 \text{ (передача понижающая).}$$

Определяем максимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей (фактические) [:

$$n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_I = n_{\text{дв(мах)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}(z1-z2)} = \frac{n_I}{i_{\text{зп}(z1-z2)}} = \frac{3000}{3,11} = 964,63 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z3-z4)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z3-z4)}} = \frac{964,63}{1,24} = 777,92 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z5-z6)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z5-z6)}} = \frac{964,63}{0,5} = 1929,26 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z7-z8)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z7-z8)}} = \frac{964,63}{3,9} = 247,34 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей (фактические) при номинальной частоте вращения двигателя :

$$n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_I = n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}(z1-z2)} = \frac{n_I}{i_{\text{зп}(z1-z2)}} = \frac{750}{3,11} = 241,15 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}(z3-z4)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z3-z4)}} = \frac{241,15}{1,24} = 194,47 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ШП}(z5-z6)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z5-z6)}} = \frac{241,15}{0,5} = 482,3 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{ШП}(z7-z8)} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{зп}(z7-z8)}} = \frac{241,15}{3,9} = 61,83 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт};$$

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

где $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД муфты;

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

тогда,

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

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

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

тогда,

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

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

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

Определяем крутящие моменты на валах, при максимальных частотах вращения валов коробки скоростей:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{9,7}{3000} = 30,87 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кII}(z1-z2)} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}(z1-z2)}} = 9550 \frac{9,31}{964,63} = 92,17 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кШП}(z3-z4)} = 9550 \frac{P_{\text{ШП}}}{n_{\text{ШП}(z3-z4)}} = 9550 \frac{8,9}{777,92} = 109,25 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кШП}(z5-z6)} = 9550 \frac{P_{\text{ШП}}}{n_{\text{ШП}(z5-z6)}} = 9550 \frac{8,9}{1929,26} = 44,05 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кШП}(z7-z8)} = 9550 \frac{P_{\text{ШП}}}{n_{\text{ШП}(z7-z8)}} = 9550 \frac{8,9}{247,34} = 343,63 \text{ Нм}.$$

Определяем крутящие моменты на валах, при минимальных частотах вращения валов коробки скоростей:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{9,7}{750} = 123,51 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кII}(z1-z2)} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}(z1-z2)}} = 9550 \frac{9,31}{241,15} = 368,69 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z3-z4)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z3-z4)}} = 9550 \frac{8,9}{194,47} = 437,05 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z5-z6)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z5-z6)}} = 9550 \frac{8,9}{482,3} = 176,22 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{кIII}(z7-z8)} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}(z7-z8)}} = 9550 \frac{8,9}{61,83} = 1374,65 \text{ Нм}.$$

2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЕЙ 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:

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

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

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

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

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

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

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

M_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Нм;

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

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

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

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

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

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

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

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 30ХГТ с термообработкой:

Нитроцементация с закалкой, твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1100$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа;

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 17$, $i_{зп(z1-z2)} = 3,11$, $M_{кл} = 123,51$ Нм, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,
 $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1100$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа, $Y_F = 4,2$,

$$m_k = \frac{770}{17} \cdot \sqrt[3]{\frac{123,51 \cdot 1,12 \cdot (3,11 + 1)}{3,11 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 3,27 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{123,51 \cdot 1,2 \cdot 4,2}{17^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 3,66 \text{ мм},$$

принимаем $m = 4$ мм,

переборная группа (тройной блок):

$$z_3 - z_4: z_3 = 53, i_{3n(z3-z4)} = 1,24, M_{кд(z1-z2)} = 368,69 \text{ Нм}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, Y_F = 3,64,$$

$$m_k = \frac{770}{53} \cdot \sqrt[3]{\frac{368,69 \cdot 1,12 \cdot (1,24 + 1)}{1,25 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 1,67 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{368,69 \cdot 1,2 \cdot 3,64}{53^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 2,35 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$,

$$z_5 - z_6: z_6 = 40, i_{3n(z5-z6)} = 2, M_{кд(z5-z6)} = 176,22 \text{ Нм}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, Y_F = 3,7,$$

$$m_k = \frac{770}{40} \cdot \sqrt[3]{\frac{176,22 \cdot 1,12 \cdot (2 + 1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 1,63 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{176,22 \cdot 1,2 \cdot 3,7}{40^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 2,23 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$,

$$z_7 - z_8: z_7 = 24, i_{3n(z7-z8)} = 3,9, M_{кд(z1-z2)} = 368,69 \text{ Нм}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1100 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, Y_F = 3,92,$$

$$m_k = \frac{770}{24} \cdot \sqrt[3]{\frac{368,69 \cdot 1,12 \cdot (3,9 + 1)}{3,9 \cdot 0,4 \cdot 1100^2}} = 3,27 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{368,69 \cdot 1,2 \cdot 3,9}{24^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 4,09 \text{ мм},$$

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

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем $m = 4 \text{ мм}$

2.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ

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

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

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

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

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

Следовательно,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,7}{750}} = 37,09 \text{ мм},$$

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

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,31}{241,15}} = 48,75 \text{ мм},$$

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

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

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

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

Тогда,

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

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

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 5) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (Графическая часть: лист формата А0 – Эскизная компоновка привода главного движения станка мод. ИР200) [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего

конца шпинделя – $d_{\text{ПК}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{\text{ШП min}}$ или по таблице 19 [1, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

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

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{ПК}} = 80 \text{ мм}$.

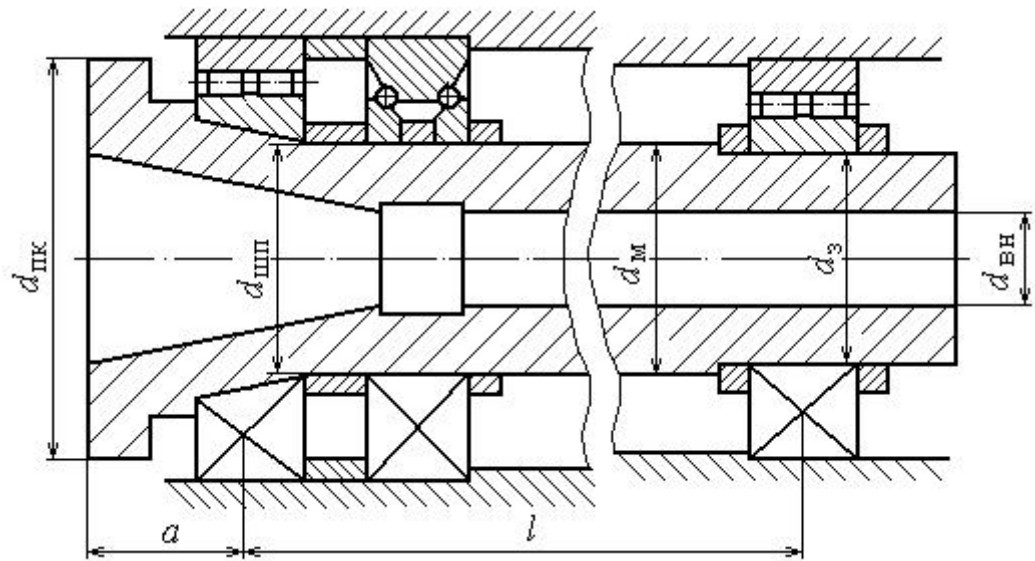


Рисунок 5- Основные диаметральные размеры шпинделя

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами:

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

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

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

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре:

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

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

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

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

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

2.6 МЕЖЦЕНТРОВЫЕ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ВАЛАМИ

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

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

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

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

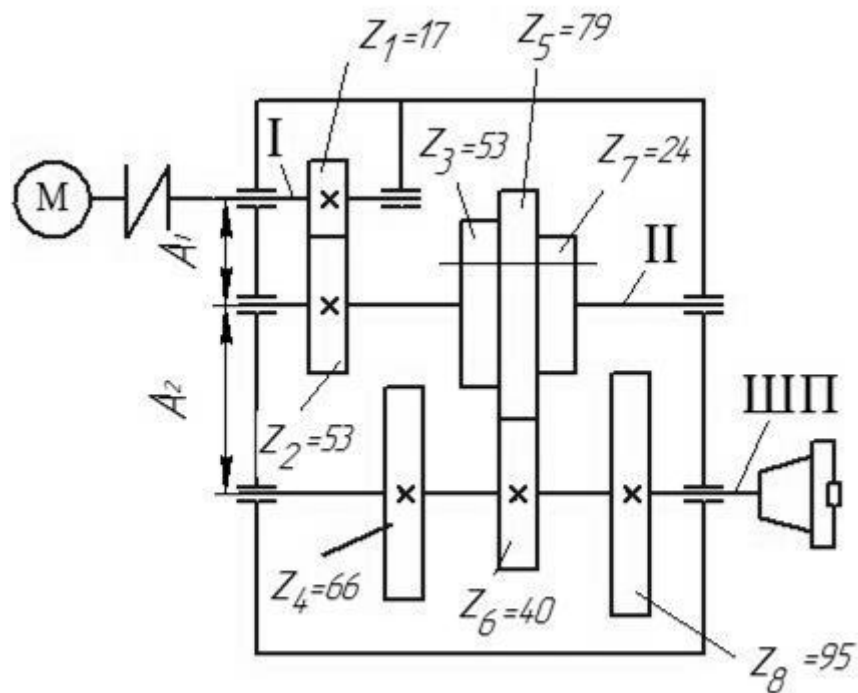


Рисунок 6 - Кинематическая схема привода главного движения станка

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

$$A_1 = \frac{4}{2}(17 + 53) = 140 \text{ мм}.$$

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

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) = \frac{m}{2}(z_7 + z_8),$$
$$A_2 = \frac{4}{2}(53 + 66) = \frac{4}{2}(79 + 40) = \frac{4}{2}(24 + 95) = 238 \text{ мм}.$$

2.7 РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев:

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

– ширина венца колес:

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

Тогда,

$$z_1 = 17, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 17 = 68 \text{ мм},$$

$$d_a = 68 + 2 \cdot 4 = 76 \text{ мм},$$

$$d_f = 68 - 2,5 \cdot 4 = 58 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_2 = 53, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 53 = 212 \text{ мм},$$

$$d_a = 212 + 2 \cdot 4 = 220 \text{ мм},$$

$$d_f = 212 - 2,5 \cdot 4 = 202 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

$$z_3 = 53 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 53 = 212 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 212 + 2 \cdot 4 = 220 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 212 - 2,5 \cdot 4 = 202 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

$$z_4 = 66 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 66 = 264 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 264 + 2 \cdot 4 = 272 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 264 - 2,5 \cdot 4 = 254 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

$$z_5 = 79 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 79 = 316 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 316 + 2 \cdot 4 = 324 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 316 - 2,5 \cdot 4 = 306 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

$$z_6 = 40 , m = 4 \text{ мм} ,$$

$$d = 4 \cdot 40 = 160 \text{ мм} ,$$

$$d_a = 160 + 2 \cdot 4 = 168 \text{ мм} ,$$

$$d_f = 160 - 2,5 \cdot 4 = 150 \text{ мм} ,$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм} .$

$$z_7 = 24, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 24 = 96 \text{ мм},$$

$$d_a = 96 + 2 \cdot 4 = 104 \text{ мм},$$

$$d_f = 96 - 2,5 \cdot 4 = 86 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 95, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 95 = 380 \text{ мм},$$

$$d_a = 380 + 2 \cdot 4 = 388 \text{ мм},$$

$$d_f = 380 - 2,5 \cdot 4 = 370 \text{ мм},$$

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

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

2.8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СХЕМЫ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

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

Выбираем предварительно следующую схему установки подшипников [1, с. 89–90, т. 20]:

3182100+178000

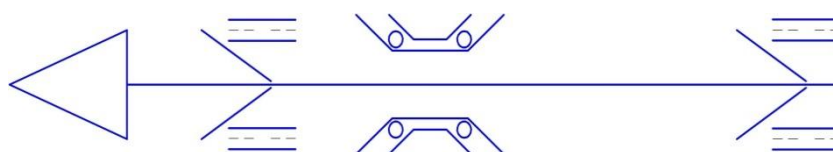


Рис. 7 - Схема установки подшипников шпиндельного узла

2.9 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

На основании проведенного ранее расчета был спроектирован эскизный проект коробки скоростей, свертка которой и ее расчетная схема показаны на рисунках 8 и 9.

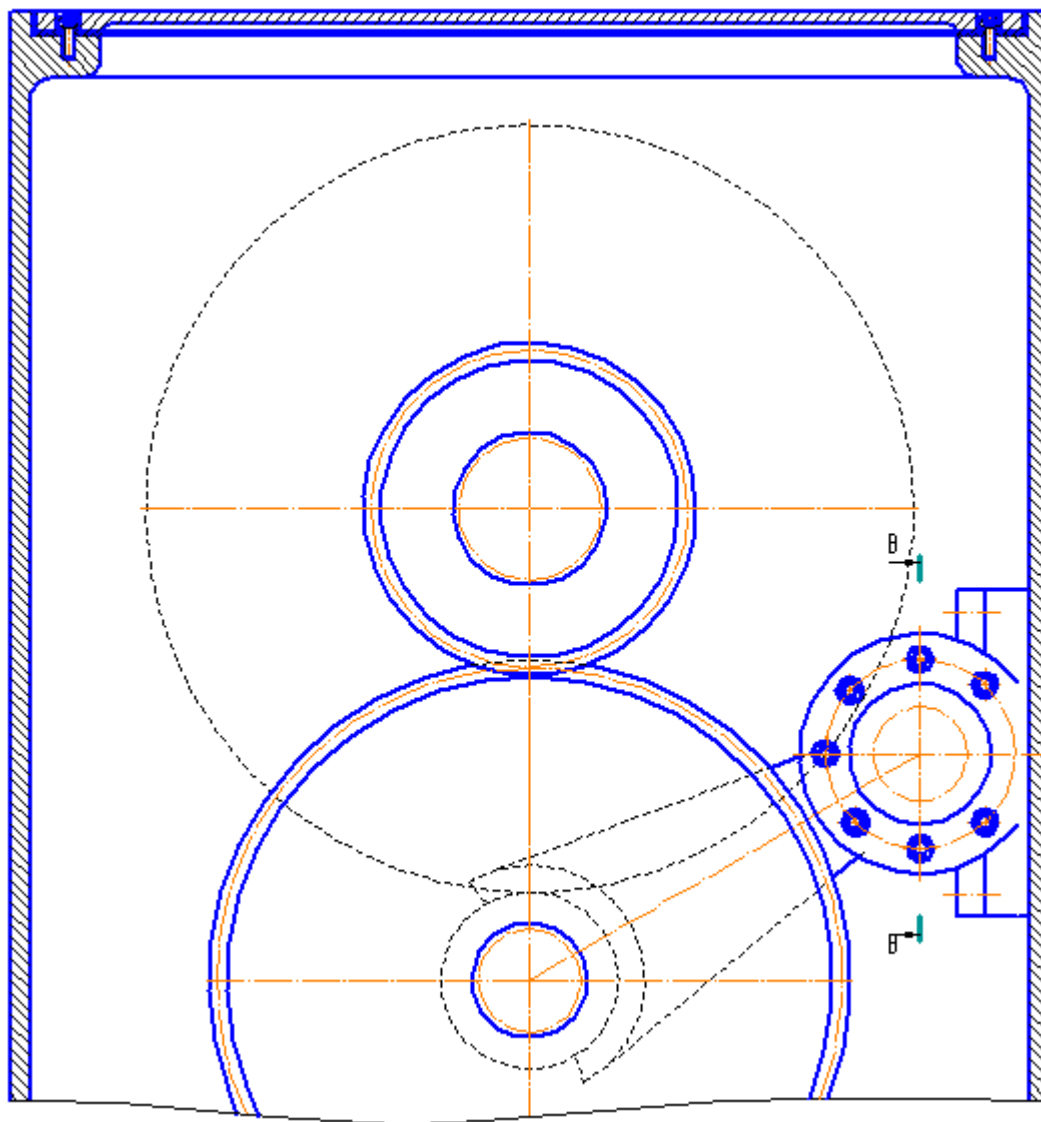


Рисунок 8 – Свертка коробки скоростей

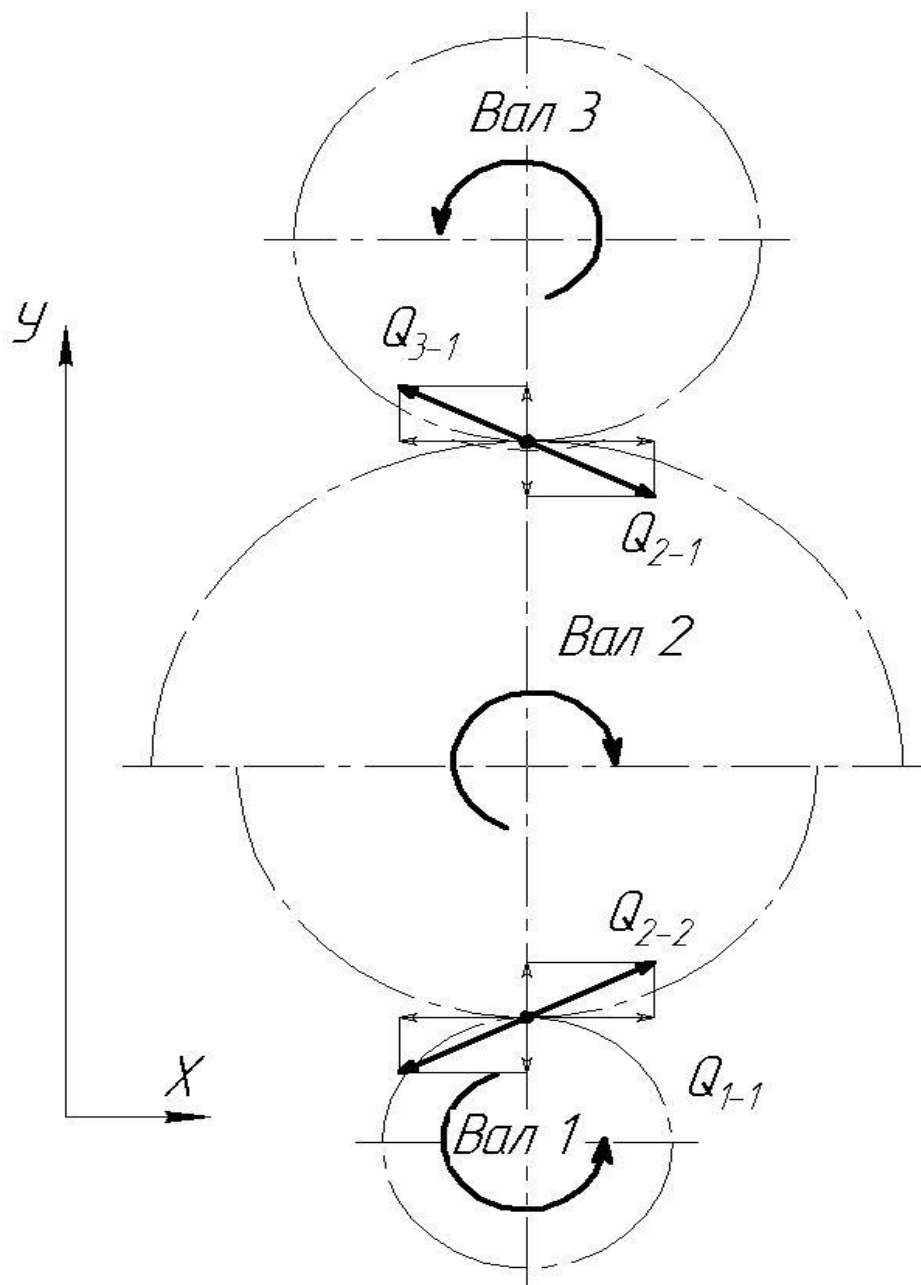


Рисунок 9 - Расчетная схема коробки скоростей

Далее проводим силовой расчет коробки скоростей.

Расчет вала 1

Данный вал является входным в коробке скоростей. Исходные данные для расчета: значение крутящего момента на данном валу $M_{кр}=123,51 \text{ Н}\cdot\text{м}$; делительный диаметр зубчатого колеса $d_1=0,068 \text{ м}$;

На основании рекомендаций расчет проводится в следующей последовательности.

Определение окружной силы:

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{\text{кр1}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 123,51}{0,068} = 3,633 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Определение радиальной силы

$$P_y = 0,5 \cdot P_x = 0,5 \cdot 3,633 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Определение результирующей силы

$$Q_1 = 1,1 \cdot P_x = 1,1 \cdot 3,633 \cdot 10^3 = 3,966 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Определение проекций результирующей силы на оси x и y. В соответствии с приведенной расчетной схемой:

-проекция на ось x

$$Q_{1x} = Q_1 \cdot \cos \alpha = 3,966 \cdot \cos 30^\circ = 3,461 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

-проекция на ось y

$$Q_{1y} = Q_1 \cdot \sin \alpha = 3,966 \cdot \sin 30^\circ = 1,997 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Расчет изгибающих моментов в плоскости x.

Для опоры А можно записать следующее уравнение моментов

$$\sum M_{Ax} : -Q_{1x} \cdot l_1 + (l_1 + l_2) \cdot R_{Bx} = 0$$

откуда

$$R_{Bx} = \frac{Q_{1x} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{0,044 \cdot 3,461 \cdot 10^3}{0,044 + 0,044} = 1,73 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Для опоры В можно записать следующее уравнение моментов

$$\sum M_{Bx} : Q_{1x} \cdot l_2 - (l_1 + l_2) \cdot R_{Ax} = 0$$

откуда

$$R_{Ax} = \frac{Q_{1x} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{0,044 \cdot 1,997 \cdot 10^3}{0,044 + 0,044} = 998,5 \text{ Н}$$

Алгебраическая сумма всех сил на данную ось равна нулю, что подтверждает правильность расчетов.

Уравнения моментов для участков на данном валу.

Участок 1

$$0 \leq x_1 \leq 0,044 \text{ м}$$

$$M_{x2} = x1 \cdot R_{Ax}$$

$$M_{x2} = 0 \cdot 1,73 \cdot 10^3 = 0 H \cdot m$$

$$M_{x2} = 0,044 \cdot 1,73 \cdot 10^3 = 76,12 H \cdot m$$

Участок 2

$$0 \leq x2 \leq 0.044 m$$

$$M_{x2} = x2 \cdot R_{Bx}$$

$$M_{x2} = 0 \cdot 1,73 \cdot 10^3 = 0 H \cdot m$$

$$M_{x2} = 0,044 \cdot 1,73 \cdot 10^3 = 76,12 H \cdot m$$

Расчет изгибающих моментов в плоскости y.

Для опоры А можно записать следующее уравнение моментов

$$\sum M_{Ay} : -Q_{1y} \cdot l_1 + (l_1 + l_2) \cdot R_{By} = 0$$

откуда

$$R_{By} = \frac{Q_{1y} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{0,044 \cdot 1,997 \cdot 10^3}{0,044 + 0,044} = 998,5 H$$

Для опоры В можно записать следующее уравнение моментов

$$\sum M_{By} : -Q_{1y} \cdot l_2 - (l_1 + l_2) \cdot R_{Ay} = 0$$

откуда

$$R_{Ay} = \frac{0,044 \cdot 1,997 \cdot 10^3}{0,044 + 0,044} = 998,5 H$$

Алгебраическая сумма всех сил на данную ось равна нулю, что подтверждает правильность расчетов.

Уравнения моментов для участков на данном валу.

Участок 1

$$0 \leq y1 \leq 0.044 m$$

$$M_{y1} = y1 \cdot R_{Ay}$$

$$M_{y1} = 0 \cdot 998,5 = 0 H \cdot m$$

$$M_{y1} = 0,044 \cdot 998,5 = 43,934 H \cdot m$$

Участок 2

$$0 \leq y2 \leq 0.044 m$$

$$M_{Y2} = y2 \cdot R_{BY}$$

$$M_{Y2} = 0 \cdot 998,5 = 0H \cdot m$$

$$M_{Y2} = 0,044 \cdot 998,5 = 43,934H \cdot m$$

Эпюра моментов в плоскости у, Н·м

В данном случае максимальный и результирующий момент находится по формуле

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(76,12)^2 + (43,934)^2} = 87,889H \cdot m$$

Тогда по рекомендации [1], [2] предполагаемый диаметр вала в опасном сечении определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M^2 + 0,45 \cdot M_{KP}^2}}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{87,889^2 + 0,45 \cdot 123,51^2}}{10^7}} = 0,023m$$

где $[\sigma] = 107 \text{ Па}$.

По предварительным расчетам прочностным требованиям удовлетворяет диаметр вала $d=23 \text{ мм}$, но из конструкторских соображений принимается диаметр $d=40 \text{ мм}$.

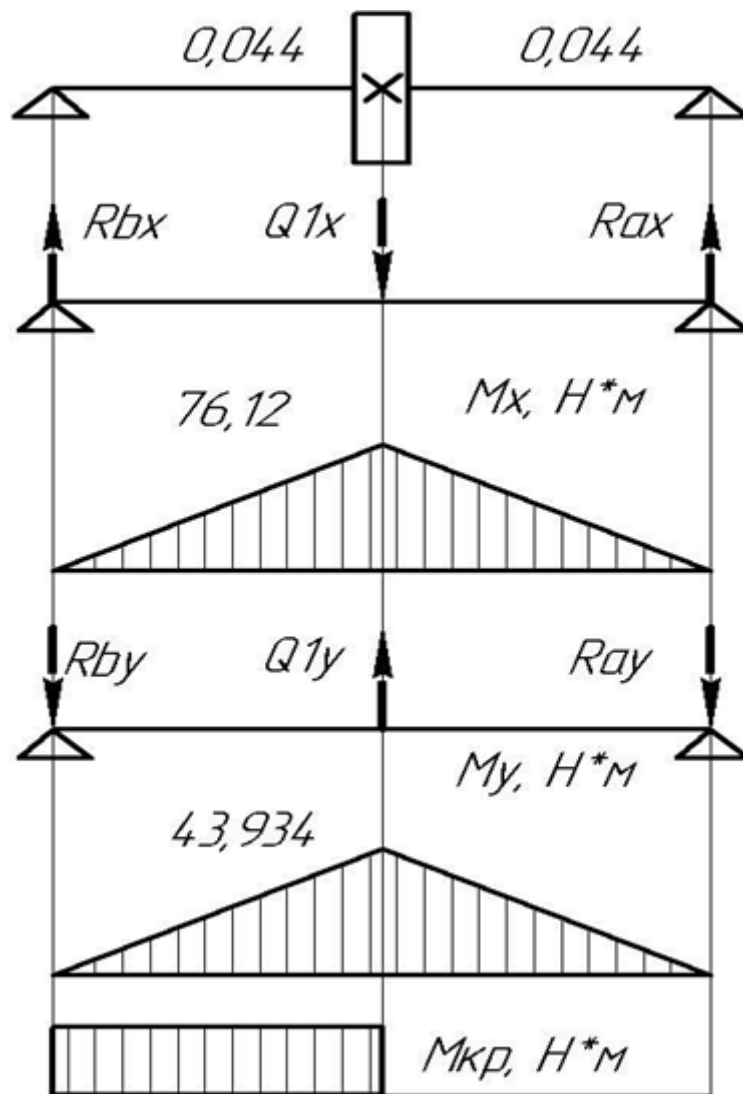


Рисунок 10 – Эпюры моментов для вала 1

Расчет на жесткость.

Проверка по определению угла наклона упругой линии в опасном сечении

$$\theta_x = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K\theta$$

где Q прикладываемая нагрузка, Н; l межопорное расстояние, мм; d диаметр вала, мм; $K\theta$ коэффициент, зависящий от места приложения нагрузки .

Плоскость x

$$\theta_x = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K\theta = \frac{3,461 \cdot 10^3 \cdot 88^2}{10^7 \cdot 40^4} \cdot 1,2 = 1,256 \cdot 10^{-6}$$

Плоскость у

$$\theta_Y = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K\theta = \frac{1,997 \cdot 10^3 \cdot 88^2}{10^7 \cdot 40^4} \cdot 1,2 = 7,249 \cdot 10^{-6}$$

Результирующий угол наклона

$$\theta = \sqrt{\theta_X^2 + \theta_Y^2} = \sqrt{(1,256 \cdot 10^{-6})^2 + (7,249 \cdot 10^{-6})^2} = 1,45 \cdot 10^{-6} \text{ рад}$$

По рекомендации [4] допустимый угол наклона упругой линии $[\theta]=0,001$, тогда $[\theta]>\theta$, или $0,001 \geq 1,176 \cdot 10^{-6}$. Т.о., рассчитываемый вал проходит по данному критерию прочности.

Проверка по прогибу выполняется по формуле

$$y = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot Ky, \text{ см}$$

Прогиб в плоскости х и у:

$$y_X = \frac{Q \cdot l^3}{10^7 \cdot d^4} \cdot Ky = \frac{3,461 \cdot 10^3 \cdot 88^3}{10^7 \cdot 40^4} \cdot 1,2 = 6,449 \cdot 10^{-5}$$

$$y_Y = \frac{Q \cdot l^3}{10^7 \cdot d^4} \cdot Ky = \frac{1,997 \cdot 10^3 \cdot 88^3}{10^7 \cdot 40^4} \cdot 1,2 = 3,721 \cdot 10^{-5}$$

Суммарный прогиб

$$y = \sqrt{y_X^2 + y_Y^2} = \sqrt{(6,449 \cdot 10^{-5})^2 + (3,721 \cdot 10^{-5})^2} = 7,445 \cdot 10^{-5} \text{ мм}$$

При этом максимально допустимый прогиб

$$y_{\max} \geq y \quad 0,04 \geq 7,445 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$$

Т.о. вал удовлетворяет условиям прочности и жесткости.

Расчет вала 2

Модуль зубчатой передачи $m=3$ мм, делительные диаметры зубчатых колес $d_1 = 0,316$ м, $d_2 = 0,212$ м, крутящий момент $M_k = 368,69$ Н·м, расстояния между силовыми факторами $L_1 = 0,19$ м, $L_2 = 0,223$ м, $L_3 = 0,045$ м.

Окружная сила в зубчатом зацеплении

$$P_{x1} = \frac{2 \cdot M_{kp}}{d_1} = \frac{2 \cdot 368,69}{0,316} = 2,333 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$P_{x1} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_2} = \frac{2 \cdot 368,69}{0,212} = 3,478 \cdot 10^3 H$$

Радиальная сила в зубчатом зацеплении

$$P_{Y1} = 0,5 \cdot P_{X1} = 0,5 \cdot 2,333 \cdot 10^3 = 1,167 \cdot 10^3 H$$

$$P_{Y2} = 0,5 \cdot P_{X2} = 0,5 \cdot 3,478 \cdot 10^3 = 1,739 \cdot 10^3 H$$

Результирующая сила в зубчатом зацеплении

$$Q_1 = 1,1 \cdot P_{X1} = 1,1 \cdot 2,333 \cdot 10^3 \cdot 1,1 = 2,566 \cdot 10^3 H$$

$$Q_2 = 1,1 \cdot P_{X2} = 1,1 \cdot 3,478 \cdot 10^3 \cdot 1,1 = 1,739 \cdot 10^3 H$$

проекция сил на ось X

$$Q_{1x} = Q_1 \cdot \cos(30^\circ) = 2,566 \cdot 10^3 \cdot \cos(30^\circ) = 1,282 \cdot 10^3 H$$

проекция сил на ось Y

$$Q_{2y} = Q_2 \cdot \cos(30^\circ) = 3,826 \cdot 10^3 \cdot \cos(30^\circ) = 1,912 \cdot 10^3 H$$

Уравнение изгибающих моментов относительно точки А, для определения реакции R_{By}

$$\sum M_{AX} : -l_1 \cdot Q_{1x} - (l_1 + l_2) \cdot Q_{2x} + (l_1 + l_2 + l_3) \cdot R_{BX} = 0$$

откуда

$$R_{BX} = \frac{Q_{1x} \cdot l_1 + (l_1 + l_2) \cdot Q_{2x}}{l_1 + l_2 + l_3} = 3910,66^3 H$$

Уравнение изгибающих моментов относительно точки В, для определения реакции R_{Ах}

$$\sum M_{BX} : -l_2 \cdot Q_{2x} - (l_3 + l_2) \cdot Q_{1x} + (l_1 + l_2 + l_3) \cdot R_{AX} = 0$$

откуда

$$R_{AX} = \frac{Q_{2x} \cdot l_3 + (l_3 + l_2) \cdot Q_{1x}}{l_1 + l_2 + l_3} = 1626,6 H$$

Уравнения изгибающих моментов в плоскости X

$$0 \leq X_1 \leq 1$$

$$M_{X1} = -R_{AX} \cdot X =$$

$$= \begin{cases} X_1 = 0 & M_{X_1} = 0 \cdot 1626,6 = 0 \text{ H} \cdot \text{м} \\ X_1 = 0,19 & M_{X_1} = -0,19 \cdot 1626,6 = -309,054 \text{ H} \cdot \text{м} \end{cases}$$

$$0 \leq X_2 \leq l_2$$

$$M_{X_1} = -R_{ax} \cdot (X_2 + 0,19) + Q_{1X} \cdot X_2 =$$

$$= \begin{cases} X_2 = 0 & M_{X_1} = -0,223 \cdot 1626,6 = -309,054 \text{ H} \cdot \text{м} \\ X_2 = 0,223 & M_{X_2} = -175,98 \text{ H} \cdot \text{м} \end{cases}$$

$$0 \leq X_3 \leq l_3$$

$$M_{X_3} =$$

$$= -R_{BX} \cdot X_3 = \begin{cases} X_2 = 0 & M_{X_1} = 0 \cdot 3910,66 = 0 \text{ H} \cdot \text{м} \\ X_2 = 0,2 & M_{X_2} = -0,045 \cdot 3910,66 = -175,98 \text{ H} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Уравнение изгибающих моментов относительно точки А, для определения реакции Ray

$$\sum M_{AY} : -l_1 \cdot Q_{1Y} + (l_1 + l_2) \cdot Q_{2Y} + (l_1 + l_2 + l_3) \cdot R_{BY} = 0$$

откуда

$$R_{BY} = \frac{Q_{1Y} \cdot l_1 - (l_1 + l_2) \cdot Q_{2Y}}{l_1 + l_2 + l_3} = 2256,43 \text{ H}$$

Уравнение изгибающих моментов относительно точки В, для определения реакции Ray

$$\sum M_{BY} : l_3 \cdot Q_{2Y} - (l_3 + l_2) \cdot Q_{1Y} + (l_1 + l_2 + l_3) \cdot R_{AY} = 0$$

откуда

$$R_{AY} = \frac{Q_{2Y} \cdot l_3 - (l_3 + l_2) \cdot Q_{1Y}}{l_1 + l_2 + l_3} = 938,51 \text{ H}$$

Уравнения изгибающих моментов для плоскости Y

$$0 \leq Y_1 \leq l_1$$

$$M_{Y1} = Y \cdot R_{AY} =$$

$$= \begin{cases} Y_1 = 0 & M_{Y_1} = 0 \cdot 938,51 = 0 \text{ H} \cdot \text{м} \\ Y_1 = 0,067 & M_{Y_1} = 0,19 \cdot 938,51 = 184,886 \text{ H} \cdot \text{м} \end{cases}$$

$$0 \leq Y_2 \leq l_2$$

$$M_{Y_1} = R_{ay} \cdot (Y_2 + 0,19) - Q_{1Y} \cdot Y_2 =$$

$$= \begin{cases} Y_2 = 0 & M_{Y_1} = 0,19 \cdot 2409,97 = 184,886 \text{ H} \cdot \text{м} \\ Y_2 = 0,223 & M_{Y_2} = 101,539 \text{ H} \cdot \text{м} \end{cases}$$

$$0 \leq Y_3 \leq l_3$$

$$M_{Y_3} =$$

$$= -R_{BY} \cdot Y_3 = \begin{cases} Y_2 = 0 & M_{Y_1} = 0 \cdot 225643 = 0 \text{ H} \cdot \text{м} \\ Y_2 = 0,045 & M_{Y_2} = 0,045 \cdot 2256,43 = 101,539 \text{ H} \cdot \text{м} \end{cases}$$

Уравнения результирующих изгибающих моментов, Н·м

$$M_{u1} = \sqrt{(-309,054)^2 + (184,886)^2} = 325,307 \text{ H} \cdot \text{м}$$

$$M_{u2} = \sqrt{(101,539)^2 + (-175,98)^2} = 203,173 \text{ H} \cdot \text{м}$$

Максимальный изгибающий момент, Н·м

$$M_{u \max} = 352,307 \text{ H} \cdot \text{м}$$

Эпюры изгибающих моментов для данного вала показаны на рисунке

11.

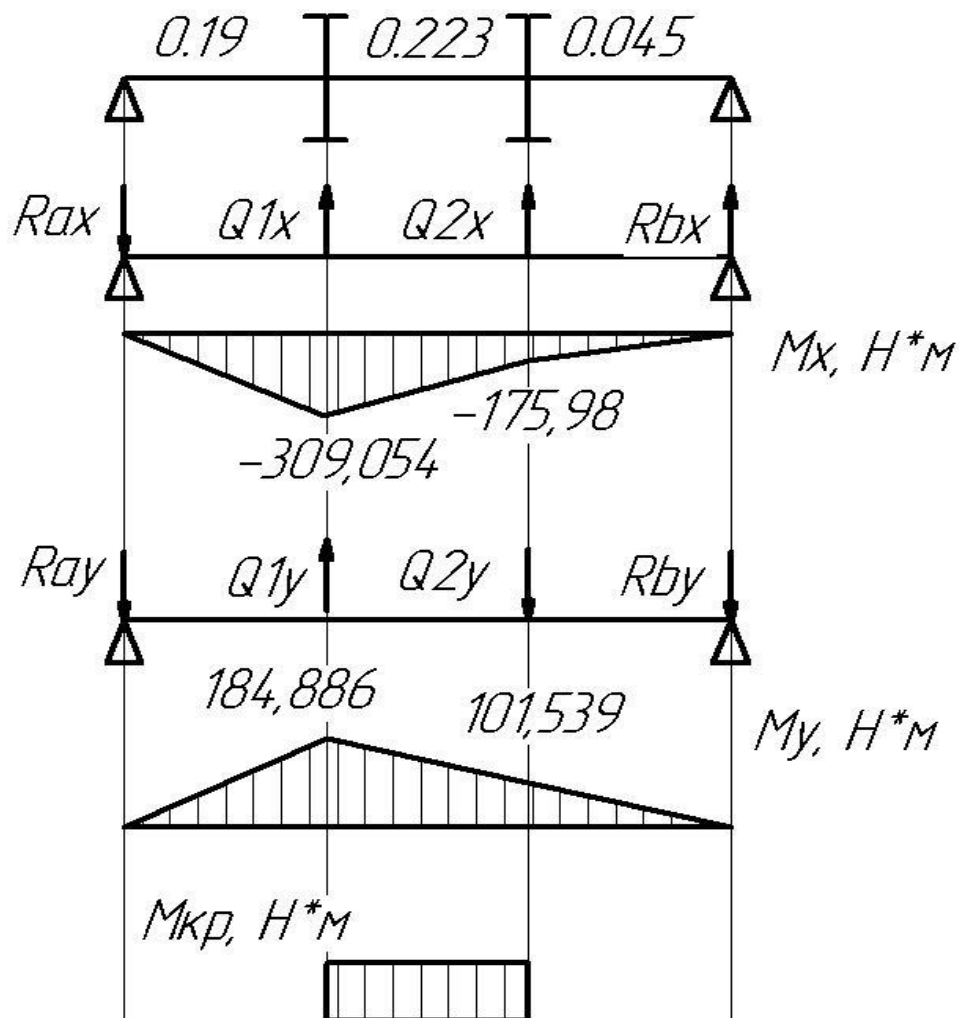


Рисунок 11 – Эпюры моментов для вала 2

Минимально допустимый диаметр вала в опасном сечении из условия прочности

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M^2 + 0,45 \cdot M_{KP}^2}}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{325,307^2 + 0,45 \cdot 123,51}}{10^7}} = 0,034 \text{ м}$$

Из конструкторских соображений принимаем диаметр вала 0,052 мм.

Расчет на жесткость проводим определив угол наклона упругой линии в опасном сечении, при следующих значениях эмпирических коэффициентов $K1x = 1.2$, $K2x=0,8$, $K1y = 0.7$, $K2y = 0.5$.

Угол наклона упругой линии в плоскости x

$$\theta_x = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K1x = \frac{2,223 \cdot 10^3 \cdot 458^2}{10^7 \cdot 52^4} \cdot 1,2 = 7,653 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\theta_y = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K2x = \frac{3,314 \cdot 10^3 \cdot 458^2}{10^7 \cdot 52^4} \cdot 0,8 = 7,606 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\theta_x = \theta_{1x} + \theta_{2x} = 7,653 \cdot 10^{-5} + 7,606 \cdot 10^{-5} = 1,526 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

Угол наклона упругой линии в плоскости y

$$\theta_{1y} = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K1y = \frac{1,282 \cdot 10^3 \cdot 458^2}{10^7 \cdot 52^4} \cdot 1,2 = 4,414 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\theta_y = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K2y = \frac{1,912 \cdot 10^3 \cdot 458^2}{10^7 \cdot 52^4} \cdot 0,8 = 4,388 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\theta_y = \theta_{1y} + \theta_{2y} = 4,414 \cdot 10^{-5} + 4,388 \cdot 10^{-5} = 8,802 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

$$\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2} = \sqrt{(1,526 \cdot 10^{-4})^2 + (8,802 \cdot 10^{-5})^2} = 1,176 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

Допустимый угол наклона упругой линии 0,001, тогда как по расчетным данным для данного вала $1,762 \cdot 10^{-4}$ Т.о., рассчитываемый вал проходит по данному критерию прочности.

Прогиб в плоскости x от каждой силы

$$y_{1x} = \frac{Q \cdot l^3}{10^7 \cdot d^4} \cdot K1x = \frac{2,223 \cdot 10^3 \cdot 458^3}{10^7 \cdot 52^4} \cdot 0,07 = 2,045 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$y_{2x} = \frac{Q \cdot l^3}{10^7 \cdot d^4} \cdot K2y = \frac{3,314 \cdot 10^3 \cdot 458^3}{10^7 \cdot 52^4} \cdot 0,08 = 3,484 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$y_x = y_{1x} + y_{2x} = 2,045 \cdot 10^{-3} + 3,484 \cdot 10^{-3} = 5,529 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Прогиб в плоскости y от каждой силы

$$y_{1y} = \frac{Q \cdot l^3}{10^7 \cdot d^4} \cdot K1y = \frac{1,282 \cdot 10^3 \cdot 458^3}{10^7 \cdot 52^4} \cdot 0,07 = 1,179 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$y_{2y} = \frac{Q \cdot l^3}{10^7 \cdot d^4} \cdot K2y = \frac{1,912 \cdot 10^3 \cdot 458^3}{10^7 \cdot 52^4} \cdot 0,08 = 2,01 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$y = \sqrt{y_x^2 + y_y^2} = \sqrt{(5,529 \cdot 10^{-3})^2 + (3,189 \cdot 10^{-3})^2} = 6,383 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Максимально допустимый прогиб для данного вала 0,04 мм, следовательно, вал удовлетворяет поставленным условиям прочности и жесткости.

Расчет вала 3

Исходные данные для расчета: значение крутящего момента на данном валу $M_{кр}=1374,62 \text{ Н}\cdot\text{м}$; делительный диаметр зубчатого колеса $d_1=0,16 \text{ м}$.

На основании рекомендаций расчет проводится в следующей последовательности.

Определение окружной силы:

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot M_{\text{кpl}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 1374,62}{0,16} = 1,718 \cdot 10^4 \text{ H}$$

Определение радиальной силы

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 1,1 \cdot 1,718 \cdot 10^4 = 8,59 \cdot 10^3 \text{ H}$$

Определение результирующей силы

$$Q_3 = 1,1 \cdot P_{x3} = 1,1 \cdot 1,718 \cdot 10^4 \cdot 1,1 = 1,89 \cdot 10^4 \text{ H}$$

Определение проекций результирующей силы на оси x и y. В соответствии с приведенной расчетной схемой:

-проекция на ось x

$$Q_{3x} = Q_3 \cdot \cos(30^\circ) = 1,637 \cdot 10^4 \cdot \cos(30^\circ) = 1,637 \cdot 10^4 \text{ H}$$

-проекция на ось y

$$Q_{3y} = Q_3 \cdot \sin(30^\circ) = 1,637 \cdot 10^3 \cdot \sin(30^\circ) = 9,446 \cdot 10^3 \text{ H}$$

Расчет изгибающих моментов в плоскости x.

Для опоры А можно записать следующее уравнение моментов

$$\sum M_{Ax} : -Q_{3x} \cdot l_1 + (l_1 + l_2) \cdot R_{Bx} = 0$$

откуда

$$R_{Bx} = \frac{Q_{3x} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = 6,8 \cdot 10^3 \text{ H}$$

Для опоры В можно записать следующее уравнение моментов

$$\sum M_{Bx} : Q_{3x} \cdot l_2 - (l_1 + l_2) \cdot R_{Ax} = 0$$

откуда

$$R_{Ax} = \frac{Q_{3x} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{0,27 \cdot 10^4}{0,192 + 0,27} = 9,567 \cdot 10^3 \text{ H}$$

Алгебраическая сумма всех сил на данную ось равна нулю, что подтверждает правильность расчетов.

Уравнения моментов для участков на данном валу.

Участок 1

$$0 \leq X_3 \leq 0,192 \text{ м}$$

$$M_{X3} = R_{AX} \cdot X_1$$

$$M_{X3} = 0 \cdot 9,567 \cdot 10^3 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{X3} = 0,192 \cdot 9,567 \cdot 10^3 = 1,837 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Участок 2

$$0 \leq X_3 \leq 0,27 \text{ м}$$

$$M_{X3} = X_3 \cdot R_{BX}$$

$$M_{X3} = 0 \cdot 6,8 \cdot 10^3 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{X3} = 0,27 \cdot 6,8 \cdot 10^3 = 1,837 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчет изгибающих моментов в плоскости у.

Для опоры А можно записать следующее уравнение моментов

$$\sum M_{BY} : -Q_{1Y} \cdot l_2 - (l_1 + l_2) \cdot R_{AY} = 0$$

откуда

$$R_{AY} = \frac{0,27 \cdot 9,446 \cdot 10^4}{0,192 + 0,27} = 5,52 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Алгебраическая сумма всех сил на данную ось равна нулю, что подтверждает правильность расчетов.

Уравнения моментов для участков на данном валу.

Участок 1

$$0 \leq X_3 \leq 0,192 \text{ м}$$

$$M_{X3} = R_{AX} \cdot X_1$$

$$M_{X3} = 0 \cdot 9,567 \cdot 10^3 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{X3} = 0,192 \cdot 9,567 \cdot 10^3 = 1,837 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Участок 2

$$0 \leq Y_3 \leq 0,192 \text{ м}$$

$$M_{Y3} = -Y_3 \cdot R_{BY} =$$

$$M_{Y3} = 0 \cdot 27 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{Y3} = 0,27 \cdot 3,926 \cdot 10^4 = -1,06 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Эпюра моментов в плоскости у, Н×м

В данном случае максимальный и результирующий момент находится по формуле

$$M = \sqrt{M_X^2} + M_Y^2 = \sqrt{(1,837 \cdot 10^3)^2} = 2,121 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Предполагаемый диаметр вала в опасном сечении определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M^2 + 0,45 \cdot M_{KP}^2}}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{2,121 \cdot 10^2 + 0,45 \cdot 1374,62^2}}{10^7}} = 0,061 \text{ м}$$

где $[\sigma] = 107 \text{ Па}$.

По предварительным расчетам прочностным требованиям удовлетворяет диаметр вала $d=61 \text{ мм}$, но из конструкторских соображений принимается диаметр $d=65 \text{ мм}$.

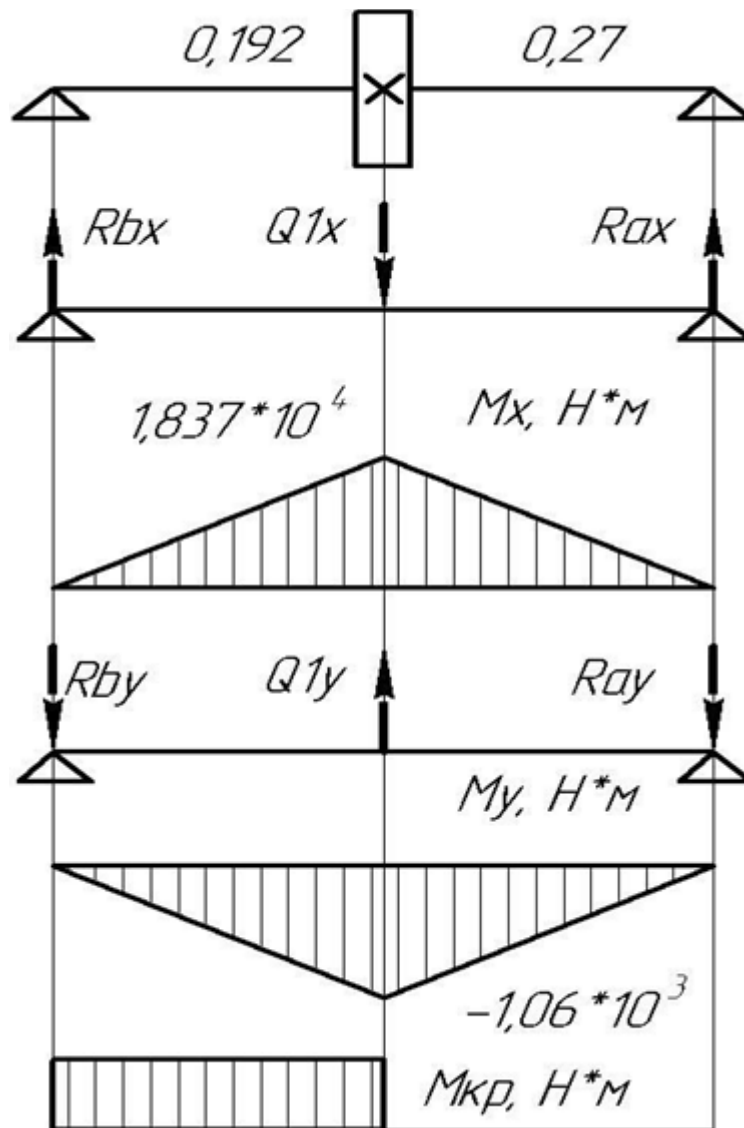


Рисунок 12 – Эпюры моментов для вала 1

Расчет на жесткость.

Проверка по определению угла наклона упругой линии в опасном сечении

$$\theta_x = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K\theta$$

где Q прикладываемая нагрузка, Н; l межопорное расстояние, мм; d диаметр вала, мм; Kθ коэффициент, зависящий от места приложения нагрузки.

Плоскость x

$$\theta_x = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K\theta = \frac{1,637 \cdot 10^4 \cdot 462^2}{10^7 \cdot 65^4} \cdot 1,2 = 2,349 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

Плоскость у

$$\theta_y = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K\theta = \frac{9,446 \cdot 10^3 \cdot 462^2}{10^7 \cdot 65^4} \cdot 1,2 = 1,355 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

Результирующий угол наклона

$$\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2} = \sqrt{(2,349 \cdot 10^{-5})^2 + (1,355 \cdot 10^{-5})^2} = 2,712 \cdot 10^{-5} \text{ рад}$$

По рекомендации допустимый угол наклона упругой линии $[\theta]=0,001$, тогда $[\theta]>\theta$, или $0,001 \geq 1,176 \cdot 10^{-6}$. Т.о., рассчитываемый вал проходит по данному критерию прочности.

Проверка по прогибу выполняется по формуле

$$y = \frac{Q \cdot l^2}{10^7 \cdot d^4} \cdot K_y, \text{ см}$$

Прогиб в плоскости х и у:

$$y_{3x} = \frac{Q \cdot l^3}{10^7 \cdot d^4} \cdot K_y = \frac{1,637 \cdot 10^4 \cdot 462^3}{10^7 \cdot 65^4} \cdot 0,7 = 6,33 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$y_{3y} = \frac{Q_y \cdot l^3}{10^7 \cdot d^4} \cdot K_y = \frac{9,446 \cdot 10^3 \cdot 462^3}{10^7 \cdot 65^4} \cdot 0,7 = 3,653 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Суммарный прогиб

$$y = \sqrt{y_x^2 + y_y^2} = \sqrt{(6,33 \cdot 10^{-3})^2 + (3,653 \cdot 10^{-3})^2} = 7,308 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

При этом максимально допустимый прогиб

$$y_{\max} \geq y \quad 0,04 \geq 7,308 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

Т.о. вал удовлетворяет условиям прочности и жесткости.

Расчет шпинделя

Помимо проведенного ранее расчета изгибающих моментов на шпинделе, рассчитаем радиальное биение передней шейки шпинделя.

Расчет на жесткость для шпинделя сводится к определению радиального биения переднего конца шпинделя по формуле [3-4]:

$$\sigma = \frac{P_z \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{a}{J_B} + \frac{b \cdot (1 - \zeta)}{J_A} \right] + P_z \cdot \left\{ \frac{1}{j_A} \cdot \left[\frac{a \cdot (1 - \zeta) + b}{b} \right]^2 + \frac{1}{j_B} \cdot \frac{a^2 \cdot (1 - \zeta)}{b^2} \right\} \text{ мм}$$

где $P_z=2000$ Н тангенциальная составляющая силы резания, Н; J_A , J_B осевые моменты инерции в сечениях А и В, мм⁴; j_A , j_B жесткости в

сечениях А и В, Н/мм; а=100 мм, величина консоли; b=462 мм межопорное расстояние; $\xi=0,2$ коэффициент учитывающий наличие заземляющего момента в передней опоре (см. табл. 3.9 [6]); $E=2 \cdot 10^5$ МПа модуль упругости материала шпинделя.

Моменты инерции:

$$J_A = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 145^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{95}{145} \right)^4 \right] = 1,37 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

$$J_B = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 110^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{70}{110} \right)^4 \right] = 4,28 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Радиальная жесткость:

$$j_A = 46,5 \cdot 10^3 d^{0,922} = 46,5 \cdot 10^3 \cdot 95^{0,922} = 3,09 \cdot 10^7 \text{ Н / мм}$$

$$j_B = 46,5 \cdot 10^3 d^{0,922} = 46,5 \cdot 10^3 \cdot 70^{0,922} = 2,33 \cdot 10^7 \text{ Н / мм}$$

откуда

$$\sigma = \frac{2000 \cdot 100^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{100}{4,28 \cdot 10^6} + \frac{462 \cdot (1 - 0,2)}{1,37 \cdot 10^6} \right] + 2000 \cdot \left\{ \frac{1}{3,09 \cdot 10^7} \left[\frac{100 \cdot (1 - 0,2) + 100}{100} \right]^2 + \frac{1}{2,33 \cdot 10^7} \cdot \frac{100^2 \cdot (1 - 0,2)}{462^2} \right\} = 0,001 \text{ мм}$$

Согласно рекомендациям справочной литературы наименьшее поле допуска деталей обрабатываемых на данном станке должно быть

$$\delta = \sigma \cdot 3 = 3 \cdot 1 = 3 \text{ мкм.}$$

3. ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА САУ ПРИВОДОМ ПОВОРОТА РАБОЧЕГО СТОЛА МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА

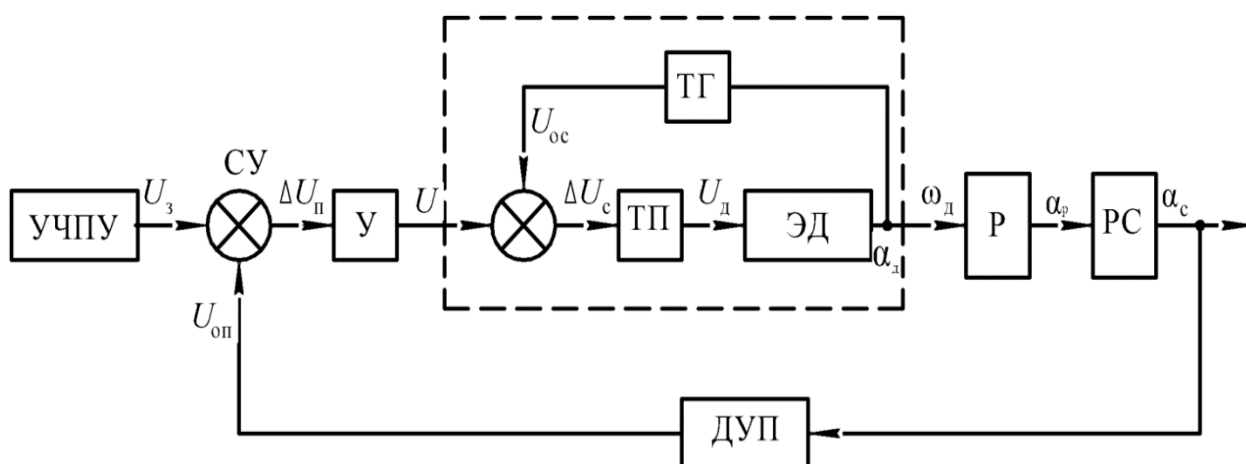


Рисунок 13 - Функциональная схема САУ

На рисунке 13 показана схема САУ приводом поворота стола многоцелевого станка по типу мод. ИР200ПМФ4. Поворот рабочего стола РС осуществляется от электродвигателя постоянного тока ЭД через редуктор Р. Частота вращения выходного вала двигателя регулируется с помощью тиристорного преобразователя ТП. Угловое расстояние, на которое перемещается стол станка, контролируется датчиком обратной связи ДУП. Для повышения динамических характеристик системы управления в цепи обратной связи скоростного контура (на рисунке 13 выделен штриховой линией) установлен тахогенератор ТГ.

САУ работает следующим образом. Устройство числового программного управления УЧПУ вырабатывает сигнал в виде напряжения U_3 , строго пропорциональный заданному углу поворота рабочего стола РС. Напряжение U_3 поступает на вход сравнивающего устройства СУ, которое выдает сигнал ошибки $\Delta U_{\text{п}} = U_3 - U_{\text{оп}}$, где $U_{\text{оп}}$ - напряжение на выходе датчика углового положения ДУП, соответствующее фактическому углу поворота $\alpha_{\text{с}}$ стола станка. Сигнал ошибки $\Delta U_{\text{п}}$ через усилитель У и тиристорный преобразователь ТП вызывает вращение выходного вала двигателя ЭД, связанного со столом через редуктор Р. В результате рабочий стол станка будет поворачиваться до тех пор, пока не займет угловое положение, соответствующее заданному.

4. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ САУ

Для определения передаточной функции САУ приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка запишем передаточные функции динамических звеньев, входящих в структуру системы управления.

Передаточная функция усилителя У:

$$W_y(s) = \frac{U(s)}{\Delta U_n(s)} = k_y;$$

где $U(s)$ – напряжение на выходе усилителя; s – оператор дифференцирования; k_y – коэффициент усиления.

Передаточная функция тиристорного преобразователя ТП:

$$W_{\text{ТП}}(s) = \frac{U_d(s)}{\Delta U_c(s)} = k_{\text{ТП}};$$

где $U_d(s)$ – напряжение на входе электродвигателя; $\Delta U_c(s)$ – напряжение на входе тиристорного преобразователя; $k_{\text{ТП}}$ – коэффициент усиления тиристорного преобразователя.

Передаточная функция электродвигателя постоянного тока ЭД:

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

где $\alpha_d(s)$ – угол поворота выходного вала двигателя; T_d и k_d – постоянная времени и коэффициент передачи двигателя соответственно.

Передаточная функция редуктора Р:

$$W_p(s) = \frac{\alpha_p(s)}{\alpha_d(s)} = k_p;$$

где $\alpha_p(s)$ – угол поворота выходного вала редуктора; k_p – коэффициент передачи редуктора; $k_p = 0,1$.

Передаточная функция тахогенератора ТГ:

$$W_{\text{ТГ}}(s) = \frac{U_{\text{ос}}(s)}{\omega_d(s)} = k_{\text{ТГ}};$$

где $U_{\text{ос}}(s)$ – напряжение на выходе тахогенератора; ω_d – угловая скорость выходного вала двигателя; $k_{\text{ТГ}}$ – коэффициент передачи тахогенератора.

Передаточная функция датчика углового положения ДУП:

$$W_{\text{ДУП}}(s) = \frac{U_{\text{оп}}(s)}{\alpha_c(s)} = k_{\text{ДУП}};$$

где $k_{\text{ДУП}}$ – коэффициент передачи датчика.

Структурная схема САУ приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка показана на рисунке 14.

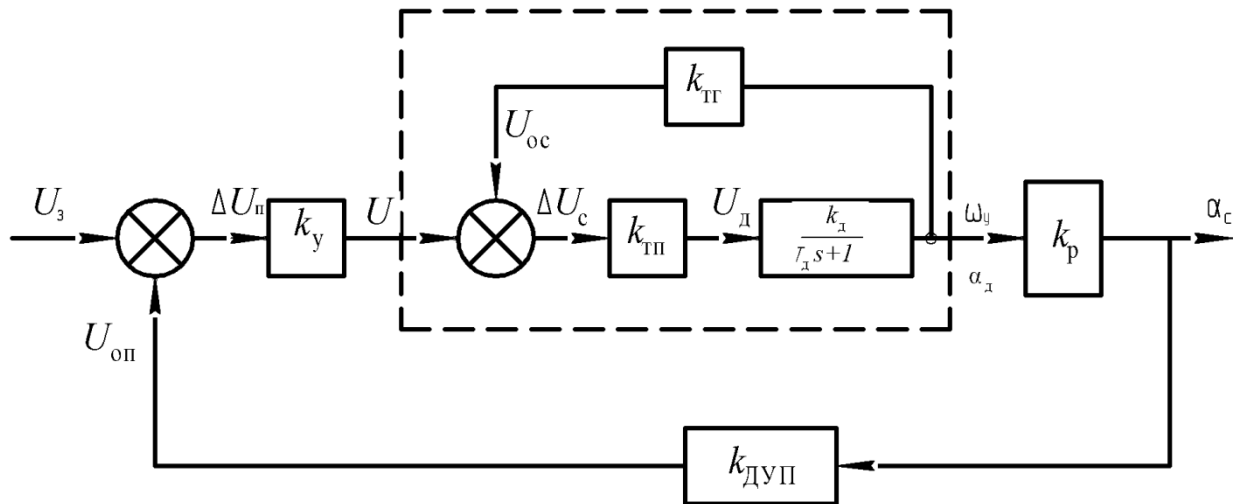


Рисунок 14 – Структурная схема САУ приводом поворота рабочего стола

Найдем передаточную функцию замкнутого по скорости контура;

$$W_{\text{зс}} = \frac{W_{\text{тп}}(s)W_{\text{д}}}{1 + W_{\text{тп}}(s)W_{\text{д}}(s)W_{\text{тг}}(s)};$$

$$W_{\text{зс}}(s) = \frac{k_{\text{тп}} k_{\text{д}}}{T_{\text{д}} s^2 + s + k_{\text{тп}} k_{\text{д}} k_{\text{тг}}};$$

Передаточная функция разомкнутого по положению контура;

$$W_{\text{рп}}(s) = W_y(s) W_{\text{зс}}(s) W_p(s) = \frac{k_y k_{\text{тп}} k_{\text{д}} k_p}{(T_{\text{д}} s + s + k_{\text{тп}} k_{\text{д}} k_{\text{тг}})s};$$

Передаточная функция замкнутого по положению контура:

$$\begin{aligned} W_{\text{зп}}(s) &= \frac{W_{\text{рп}}(s)}{1 + W_{\text{рп}}(s) W_{\text{ДУП}}(s)} = \frac{k_y k_{\text{тп}} k_{\text{д}} k_p}{T_{\text{д}} s^2 + s + k_{\text{тп}} k_{\text{д}} k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_{\text{д}} k_p k_{\text{ДУП}}} = \\ &= \frac{k_o}{T_{\text{д}} s^2 + s + k_{\text{тп}} k_{\text{д}} k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_{\text{д}} k_p k_{\text{ДУП}}} \end{aligned}$$

где $k_0 = k_y k_{\text{тп}} k_d k_p$ – коэффициент передачи замкнутой по положению САУ.

Таким образом, выражение представляет собой передаточную функцию САУ приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка.

Уравнение обратной связи по положению:

$$\Delta U_{\text{п}}(t) = U_{\text{з}}(t) - U_{\text{оп}}(t),$$

где $\Delta U_{\text{п}}(t)$ – ошибка работы системы управления.

Передаточная функция САУ по ошибке:

$$\begin{aligned} W_0(s) &= \frac{\Delta U_{\text{п}}(s)}{U_{\text{з}}(s)} = \frac{1}{1 + W_y(s)W_{\text{зс}}(s)W_p(s)W_{\text{ДУП}}(s)} = \\ &= \frac{T_d s^2 + s + k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}}}{T_d s^2 + s + k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{ДУП}}}; \end{aligned}$$

Полученная математическая модель САУ позволяет определить такие показатели качества системы, как быстродействие, устойчивость и точность в переходном и установившихся режимах работы.

5. ПЕРЕХОДНАЯ ФУНКЦИЯ САУ

Передаточная функция САУ приводом поворота стола станка согласно выражению имеет вид:

$$W_{\text{зп}}(s) = \frac{\alpha_p(s)}{U_3(s)} = \frac{k}{T_d s^2 + s k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{дуп}}},$$

где $k = \frac{k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{дуп}}}{k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{дуп}}} = \frac{k_y k_p}{k_{\text{тг}} + k_y k_p k_{\text{дуп}}}$ – коэффициент передачи САУ.

Характеристическое уравнение замкнутой САУ:

$$T_d s^2 + s + k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{дуп}} = 0.$$

Приведем уравнение к каноническому виду:

$$\frac{T_d}{k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{дуп}}} s^2 + \frac{1}{k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{дуп}}} s + 1 = 0.$$

Или

$$T_1^2 s^2 + T_2 s + 1 = 0,$$

где

$$T_1^2 = \frac{T_d}{k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{дуп}}};$$

$$T_2 = \frac{1}{k_{\text{тп}} k_d k_{\text{тг}} + k_y k_{\text{тп}} k_d k_p k_{\text{дуп}}}.$$

Характеристическое уравнение имеет два корня. В зависимости от соотношения конструктивных и эксплуатационных параметров САУ корни уравнения могут быть действительными или мнимыми.

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

$$W_{\text{зп}}(s) = \frac{k}{(T_3 s + 1)(T_4 s + 1)};$$

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

Тогда переходная функция САУ приводом поворота рабочего стола станка может быть записана в виде:

$$\Delta U_{\Pi}(t) = kU_3(t)\left(1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{\frac{-t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{\frac{-t}{T_4}}\right),$$

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

Записанное выражение представляет собой внешнее возмущающее воздействие, возникающее при скачкообразном разгоне привода.

При моделировании переходного процесса на вход системы автоматического управления подавалось внешнее возмущающее воздействие в виде ступенчатой (толчкообразной) функции. На практике такое типовое динамическое воздействие реализуется при включении привода станка.

Полученные переходные характеристики при различных значениях параметров САУ показаны на рисунках 15-28

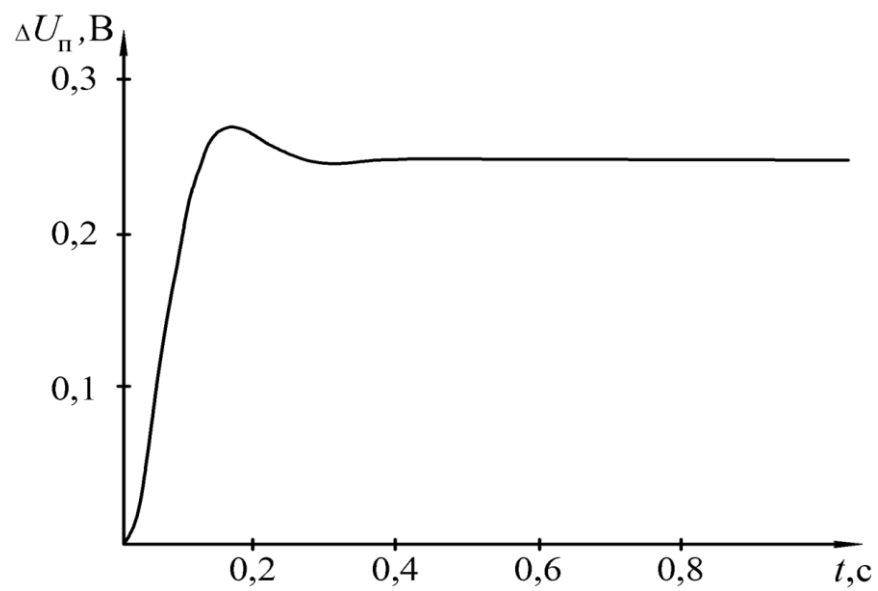


Рисунок 15 - Переходная характеристика САУ при $k_y=10$

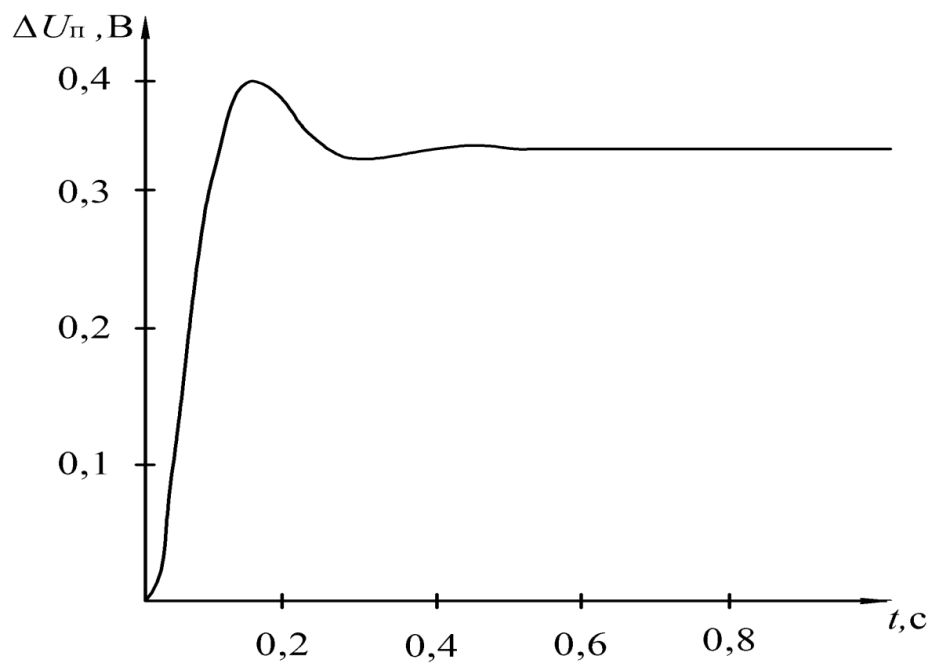


Рисунок 16 - Переходная характеристика САУ при $k_y=20$

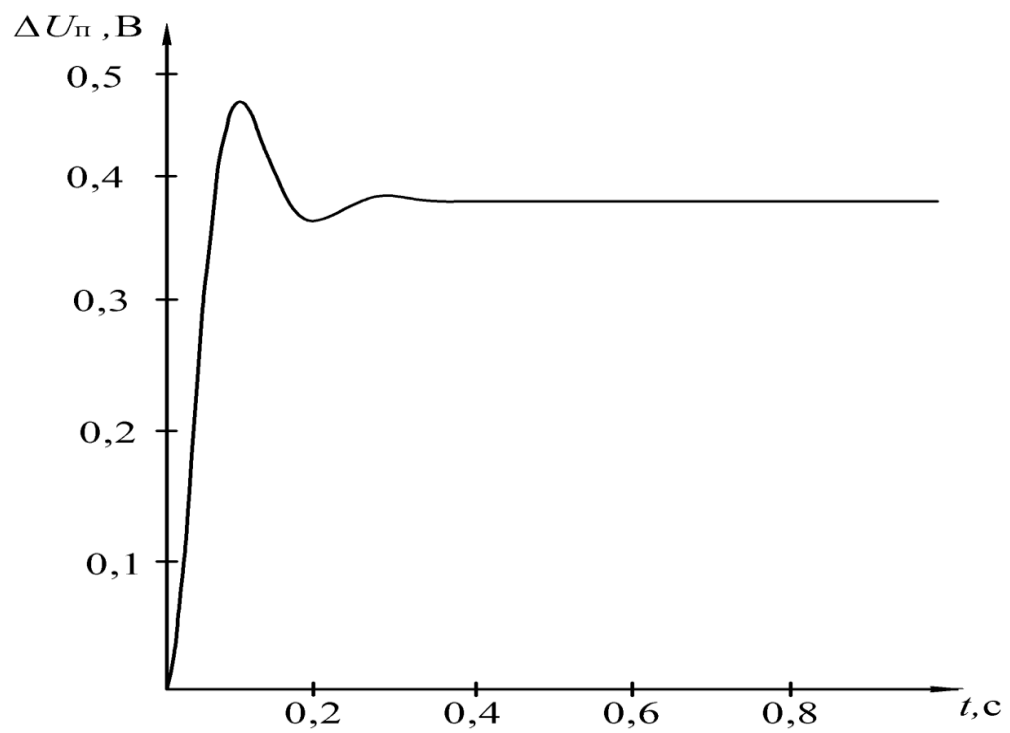


Рисунок 17 - Переходная характеристика САУ при $k_y=30$

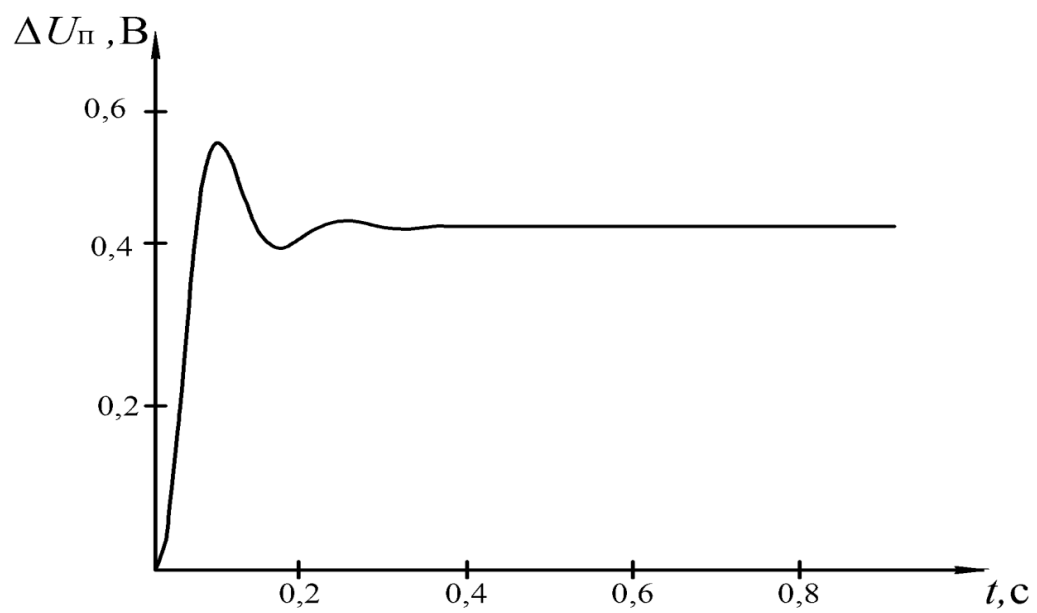


Рисунок 18 - Переходная характеристика САУ при $k_y=40$

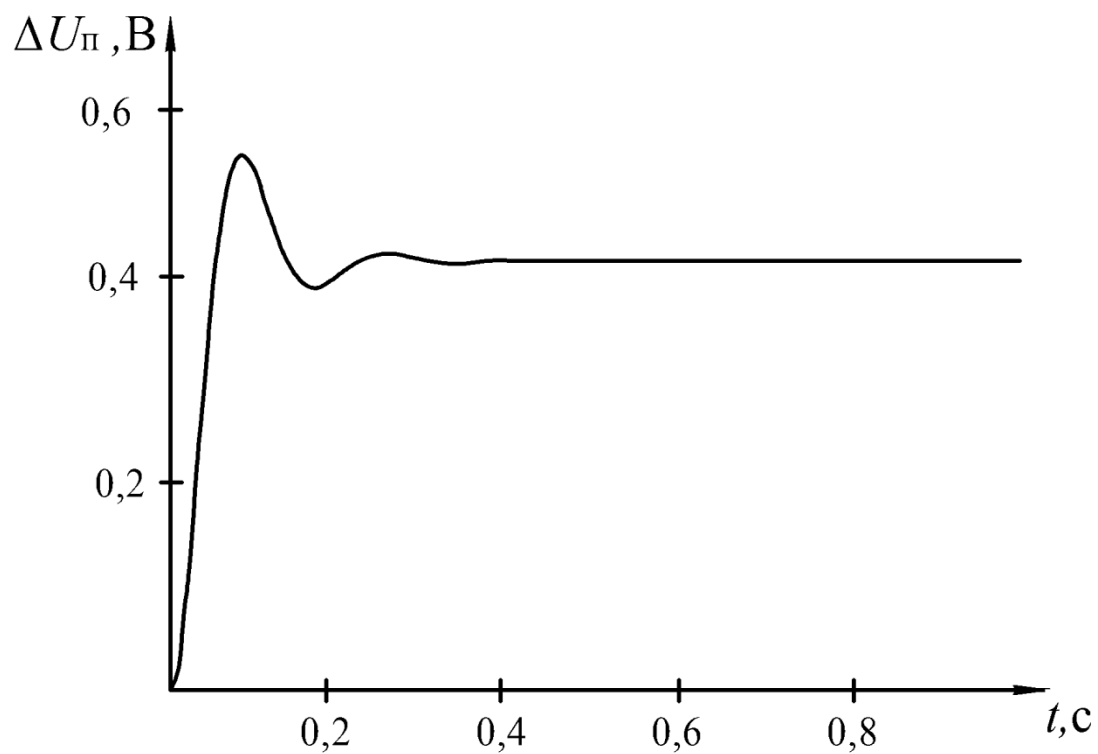


Рисунок 19 - Переходная характеристика САУ при $k_y = 50$

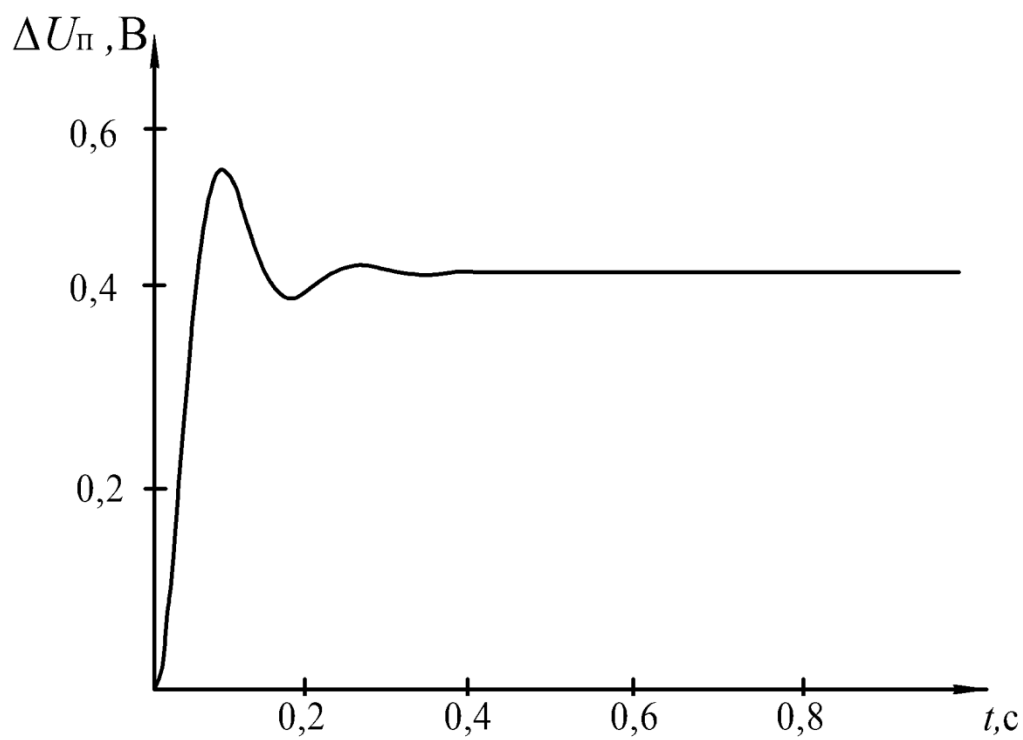


Рисунок 20 - Переходная характеристика САУ при $k_y = 60$

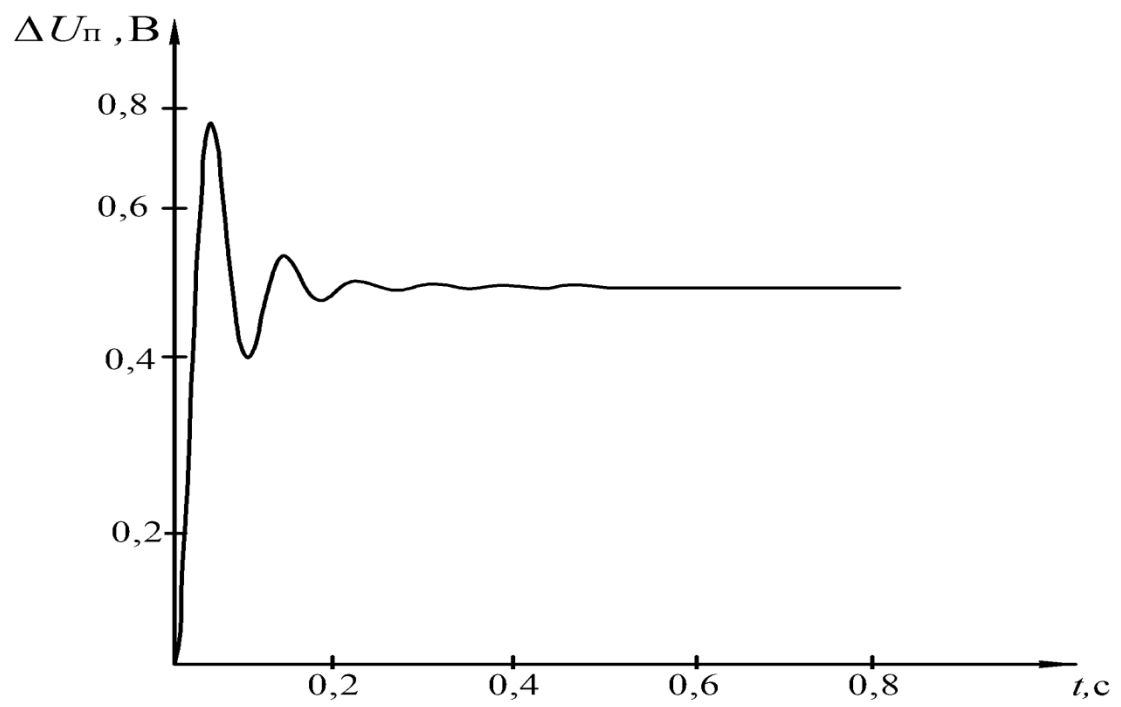


Рисунок 21 - Переходная характеристика САУ при $k_y = 120$

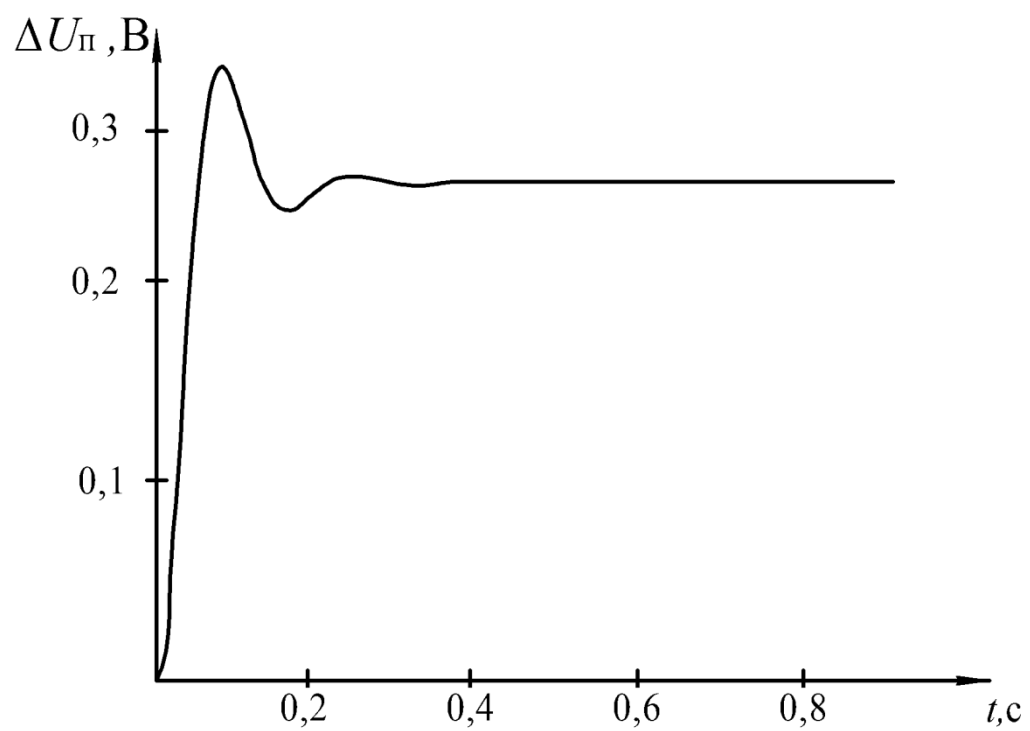


Рисунок 22 - Переходная характеристика САУ при $k_{тп} = 15$

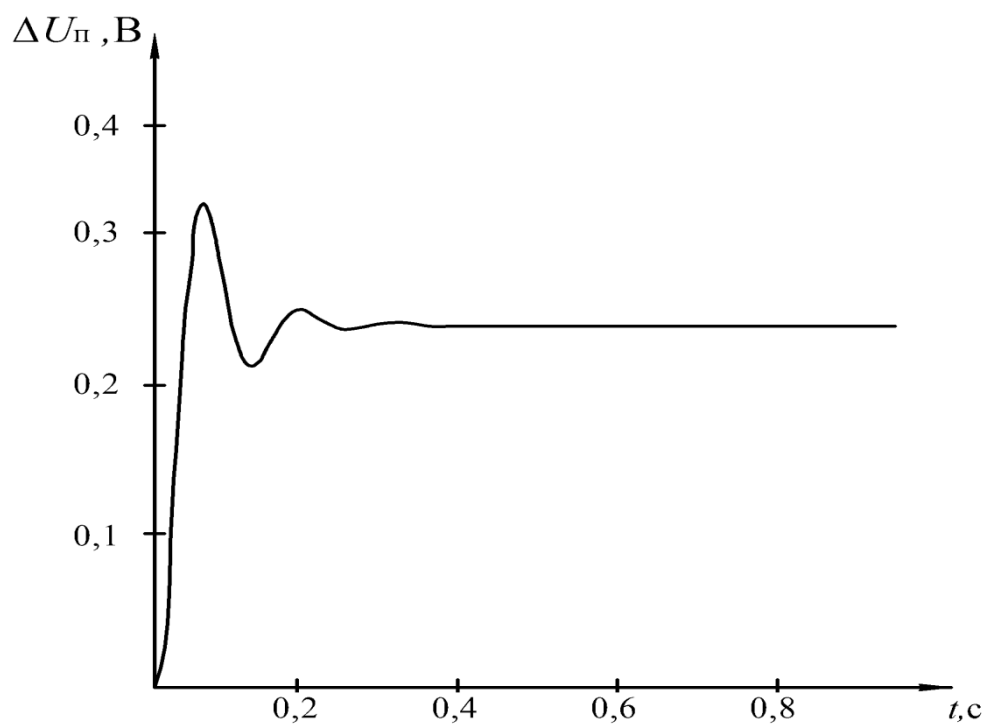


Рисунок 23 - Переходная характеристика САУ при $k_{III} = 25$

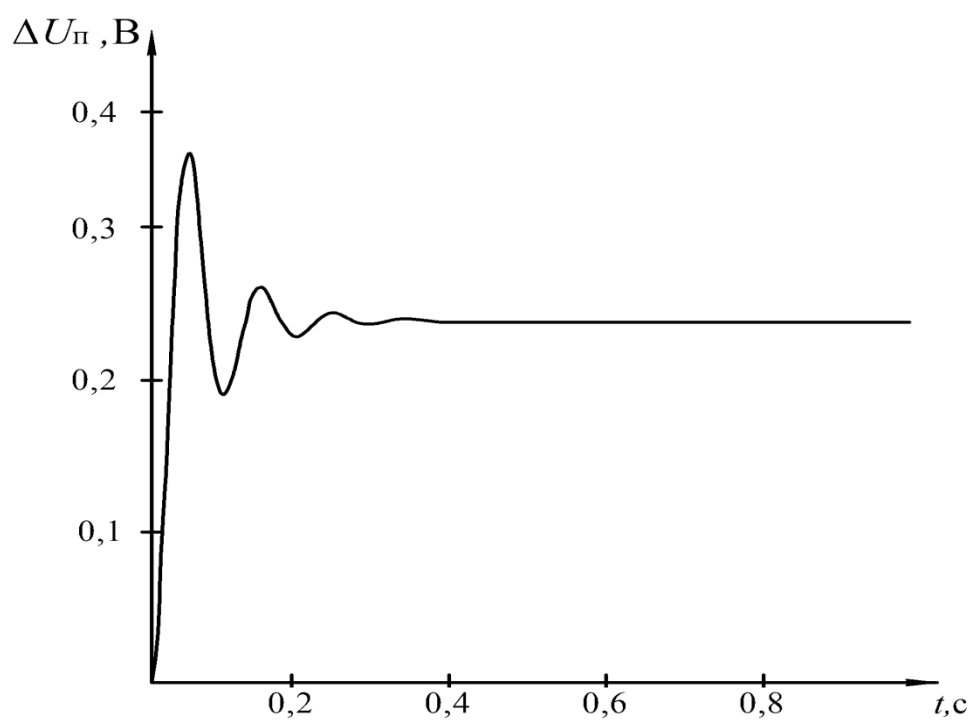


Рисунок 24 - Переходная характеристика САУ при $k_{III} = 45$

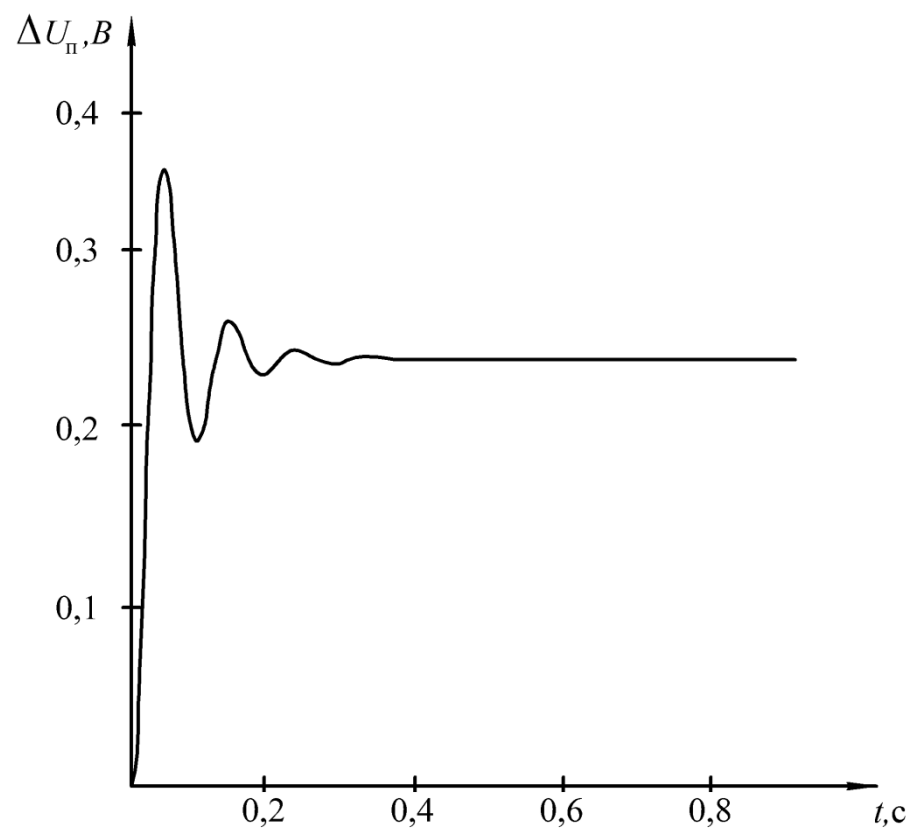


Рисунок 25 - Переходная характеристика САУ при $k_d=3$

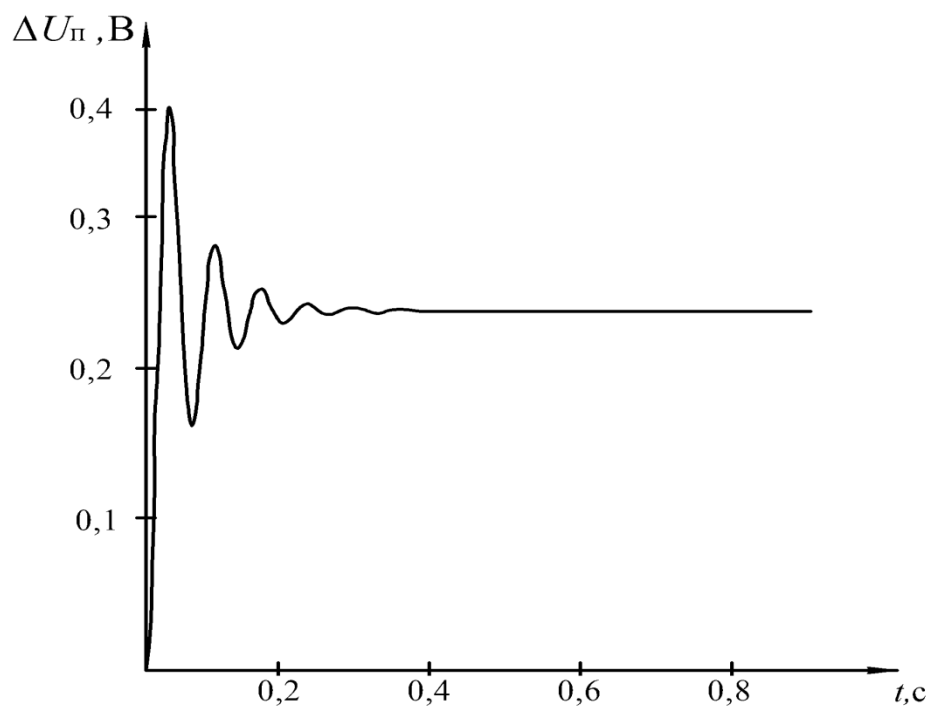


Рисунок 26 - Переходная характеристика САУ при $k_d=6$

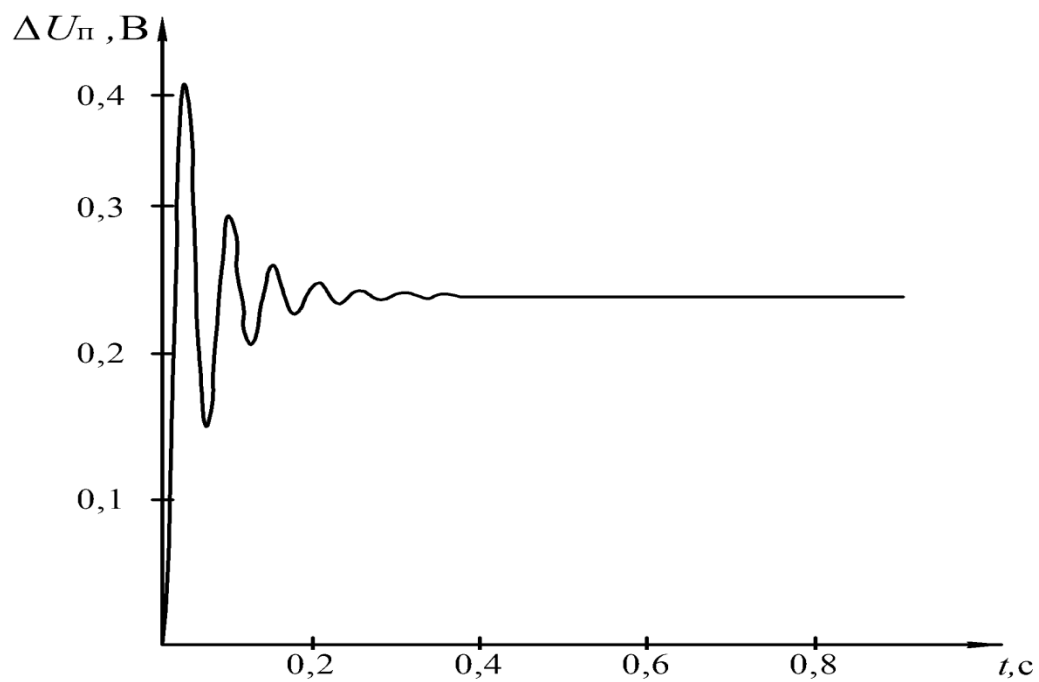


Рисунок 27 - Переходная характеристика САУ при $k_d = 8$

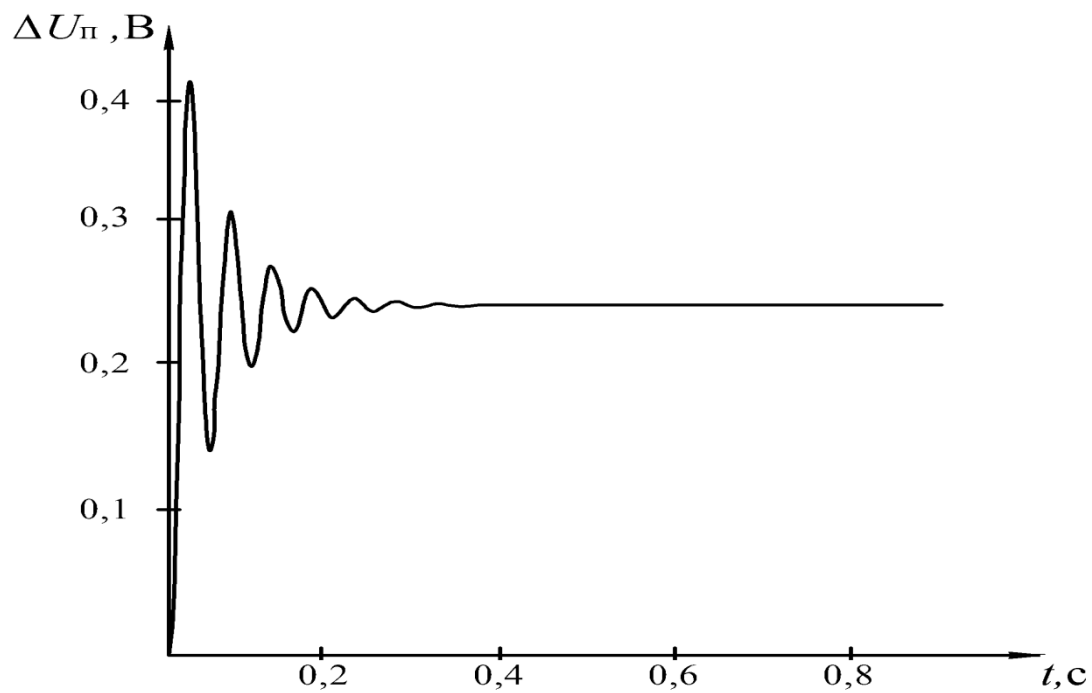


Рисунок 28 - Переходная характеристика САУ при $k_d = 10$

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА САУ ПРИВОДОМ ПОВОРОТА РАБОЧЕГО СТОЛА МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА

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

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

$$\sigma = \frac{y_{max} - y_{уст}}{y_{уст}} \cdot 100\% ,$$

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

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

$$\zeta = \frac{C_1 - C_2}{C_1} \cdot 100\% ,$$

где C_1 и C_2 – амплитуды.

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

$$A = \frac{y_{max}}{y_{уст}} t_n ,$$

При этом используя построенные зависимости, например, $A = f(k_y)$, $A = f(k_{тп})$ и $A = f(k_d)$ найдя минимум функции A , можно определить оптимальные значения конструктивных и эксплуатационных параметров САУ приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка с ЧПУ по типу мод. ИР200ПМФ4 .

Таблица 2 – Результаты исследования при изменении коэффициента усиления

k_y	$t_{\Pi}, \text{с}$	$y_{\max}, \text{В}$	$y_{\text{уст}}, \text{В}$	$C_1, \text{В}$	$C_2, \text{В}$	$\sigma, \%$	$\zeta, \%$	$A, \text{с}$
2	0,37	0,076	0,07	0,076	0	8,5	100	1
22	0,35	0,4	0,35	0,4	0,33	14,2	17,5	0,4
42	0,25	0,53	0,42	0,53	0,4	26,1	24,5	0,31
62	0,23	0,6	0,43	0,6	0,42	39,5	30	0,32
82	0,29	0,65	0,5	0,65	0,42	30	35,3	0,37
102	0,35	0,69	0,55	0,69	0,4	25,4	42	0,43
122	0,3	0,72	0,5	0,72	0,41	44	43	0,43
142	0,27	0,74	0,5	0,76	0,4	48	45,9	0,39
162	0,36	0,76	0,51	0,78	0,39	49	48,6	0,53
182	0,29	0,78	0,54	0,79	0,37	44,4	52,5	0,41
202	0,28	0,79	0,57	0,79	0,38	38,5	51,8	0,38
222	0,31	0,8	0,56	0,8	0,37	42,8	53,7	0,44

Таблица 3 – Результаты исследования при изменении коэффициента усиления тиристорного преобразователя

$k_{\text{ТП}}$	$t_{\Pi}, \text{с}$	$y_{\max}, \text{В}$	$y_{\text{уст}}, \text{В}$	$C_1, \text{В}$	$C_2, \text{В}$	$\sigma, \%$	$\zeta, \%$	$A, \text{с}$
5	0,29	0,31	0,3	0,31	0	6,4	100	0,31
10	0,36	0,35	0,3	0,35	0,27	16,6	22,8	0,42
15	0,3	0,37	0,3	0,37	0,26	23,3	29,7	0,37
20	0,28	0,39	0,3	0,39	0,26	30	33,3	0,36

25	0,3	0,41	0,3	0,41	0,25	36,6	39	0,41
30	0,31	0,42	0,3	0,42	0,24	40	42,8	0,43
35	0,29	0,43	0,3	0,43	0,23	43,3	46,5	0,41
40	0,27	0,43	0,3	0,43	0,23	43,3	46,5	0,38
45	0,33	0,44	0,3	0,44	0,22	31,8	50	0,48
50	0,32	0,45	0,3	0,45	0,21	50	53,3	0,48
60	0,29	0,45	0,3	0,45	0,2	33,3	55,5	0,43
80	0,3	0,47	0,3	0,47	0,19	36	59,5	0,47

Таблица 4 – Результаты исследования при изменении коэффициента передачи двигателя

k_d	$t_{п}, c$	y_{max}, B	$y_{уст}, B$	C_1, B	C_2, B	$\sigma, \%$	$\zeta, \%$	A, c
0,5	0,3	0,26	0,24	0,26	0	8,3	100	0,32
1,5	0,31	0,3	0,23	0,3	0,22	30,4	26,6	0,4
2,5	0,35	0,34	0,24	0,34	0,21	29,4	38,2	0,49
3,5	0,29	0,35	0,23	0,35	0,18	52,17	48,5	0,44
4,5	0,25	0,36	0,23	0,36	0,17	56,5	52,7	0,39
5,5	0,3	0,37	0,24	0,37	0,16	54,1	56,7	0,46
6,5	0,35	0,38	0,24	0,38	0,16	58,3	57,89	0,55
7	0,33	0,38	0,23	0,38	0,15	65,2	60,5	0,54
8	0,29	0,39	0,23	0,39	0,14	69,56	64,1	0,49

9	0,25	0,39	0,23	0,39	0,14	69,56	64,1	0,42
10	0,31	0,4	0,22	0,4	0,12	81,81	70	0,56
12	0,29	0,41	0,2	0,41	0,13	105	68,29	0,59

На рисунках 29–32 показаны результаты исследования при изменении коэффициента усиления.

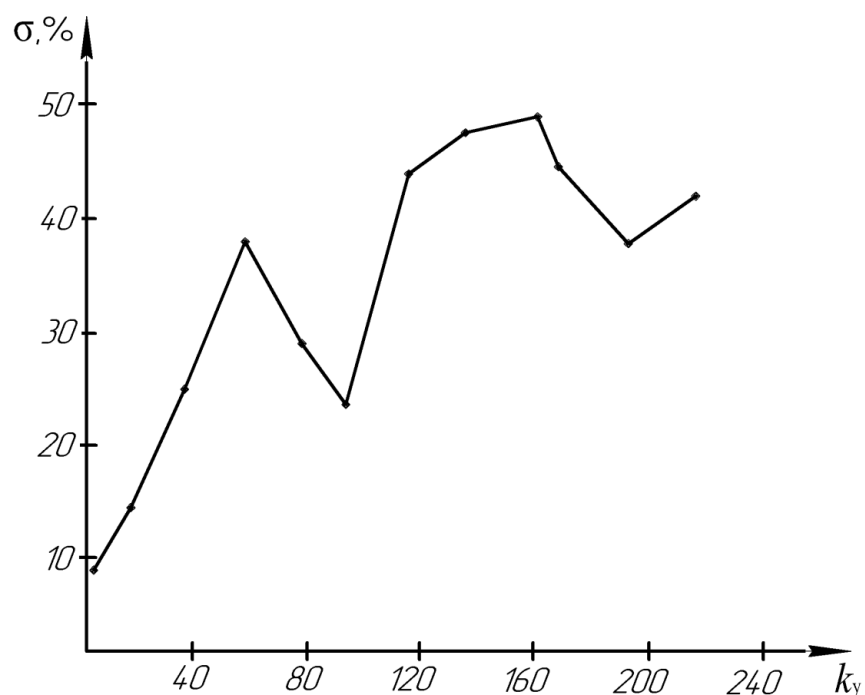


Рисунок 29 – Зависимость перерегулирования от изменения k_y

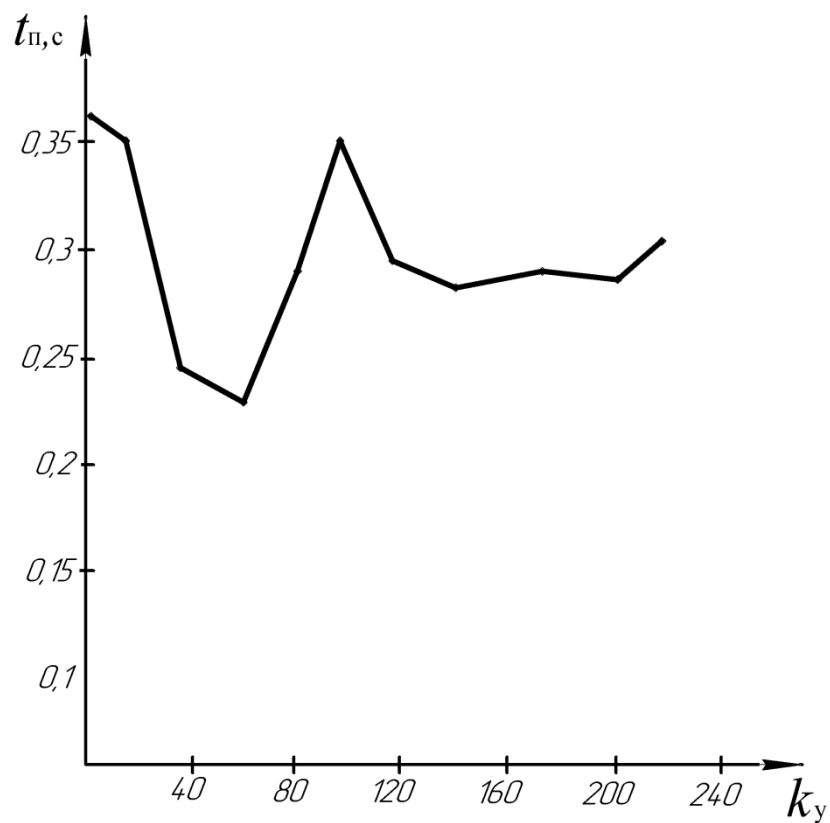


Рисунок 30 – Зависимость быстродействия САУ от изменения k_y

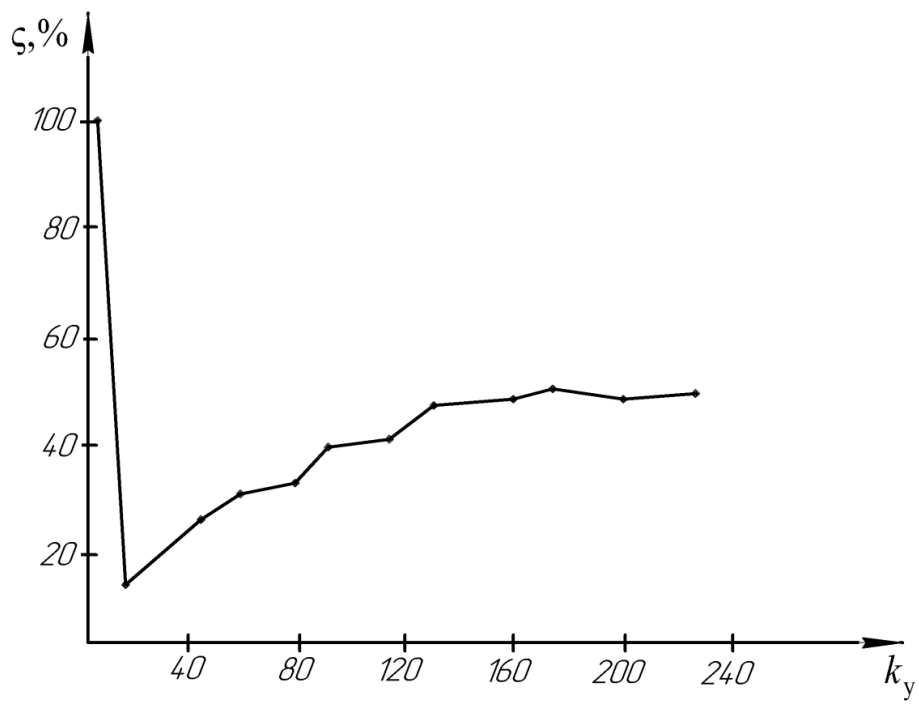


Рисунок 31 – Зависимость затухания за период от изменения k_y

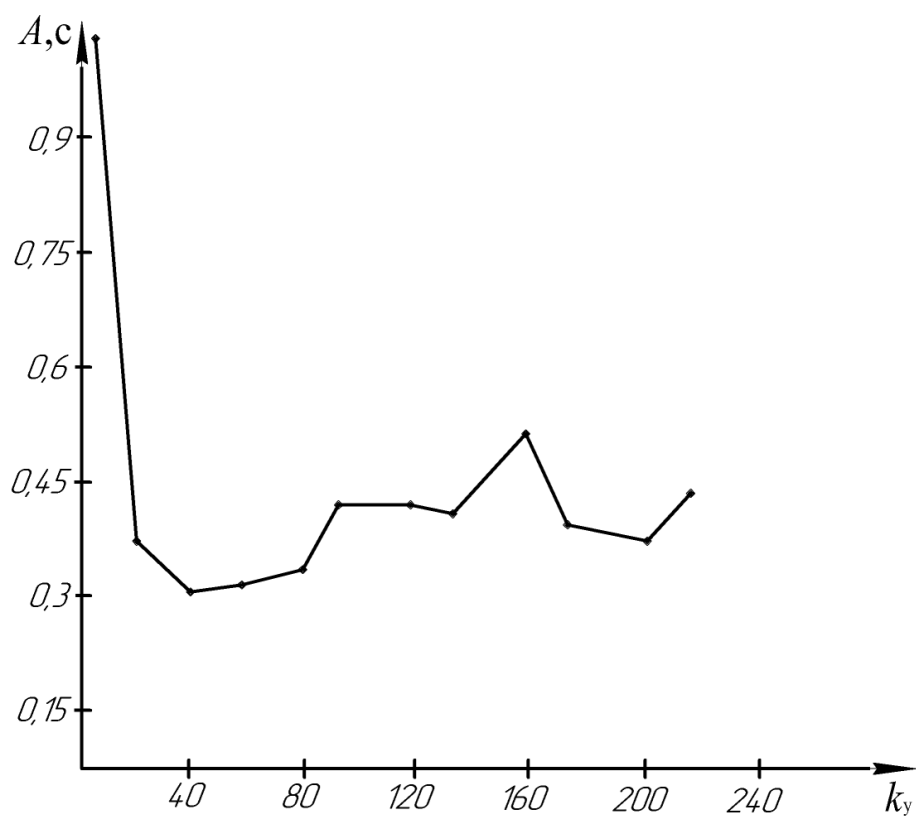


Рисунок 32 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_y

На рисунках 33–36 показаны результаты исследования при изменении коэффициента передачи двигателя.

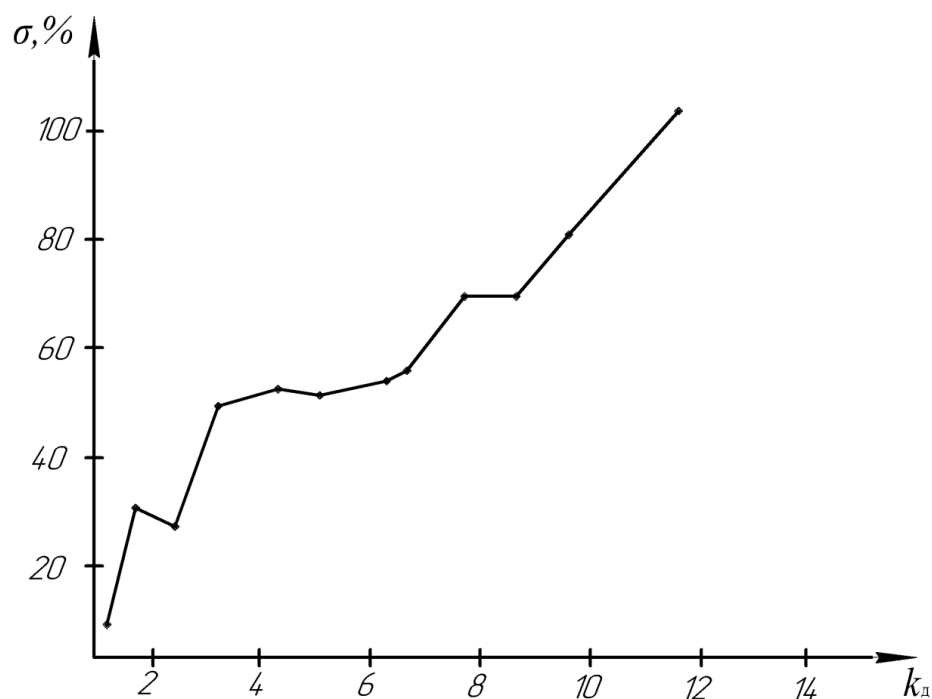


Рисунок 33 – Зависимость перерегулирования от изменения k_d

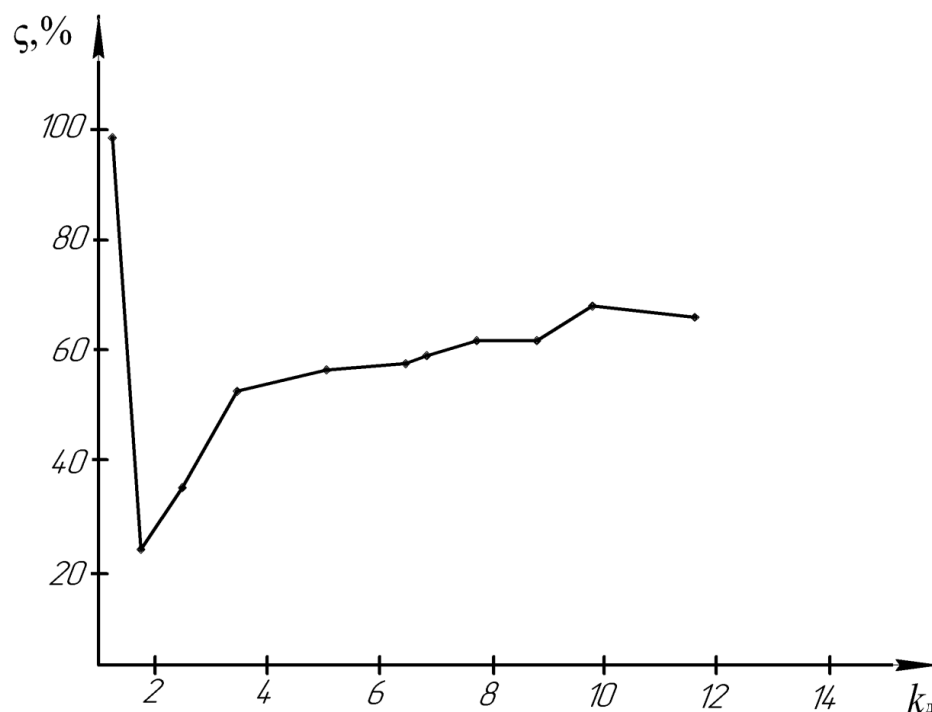


Рисунок 34 – Зависимость затухания за период от изменения k_d

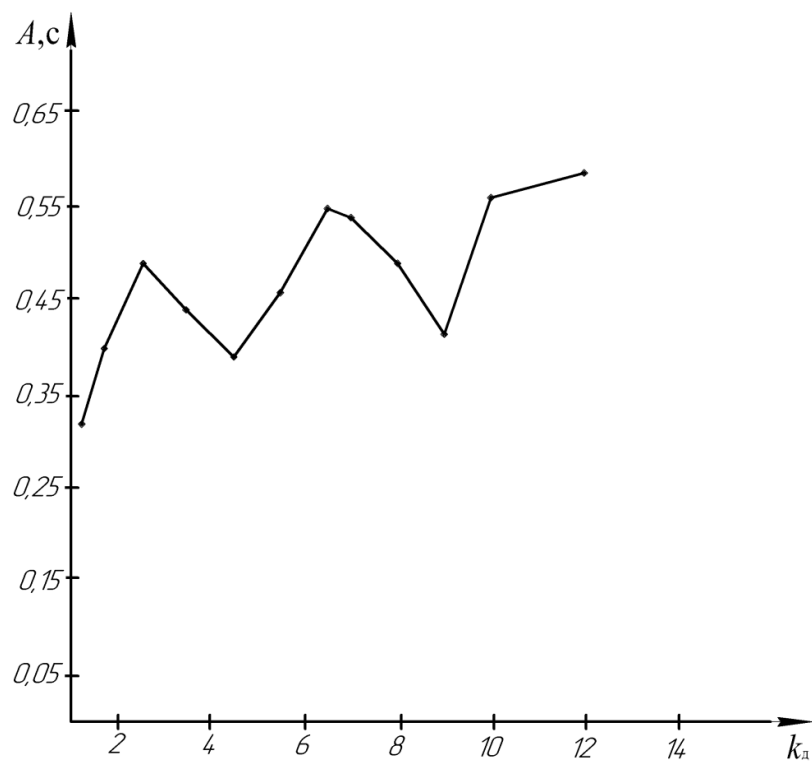


Рисунок 35 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения k_d

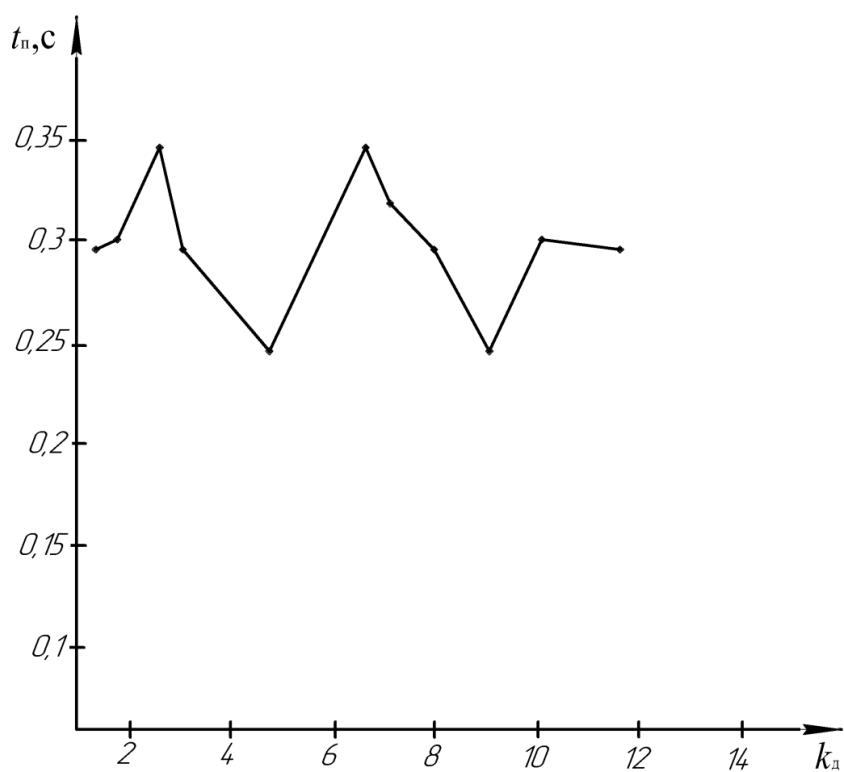


Рисунок 36 – Зависимость быстродействия САУ от изменения k_d

На рисунках 37–40 показаны результаты исследования при изменении коэффициента усиления тиристорного преобразователя

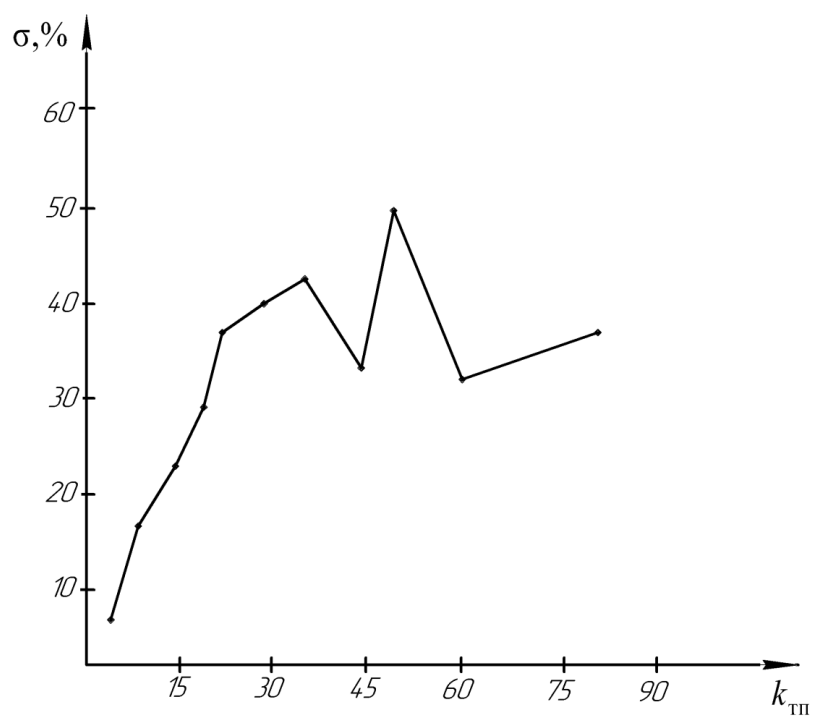


Рисунок 37 – Зависимость перерегулирования от изменения $k_{\text{ТП}}$

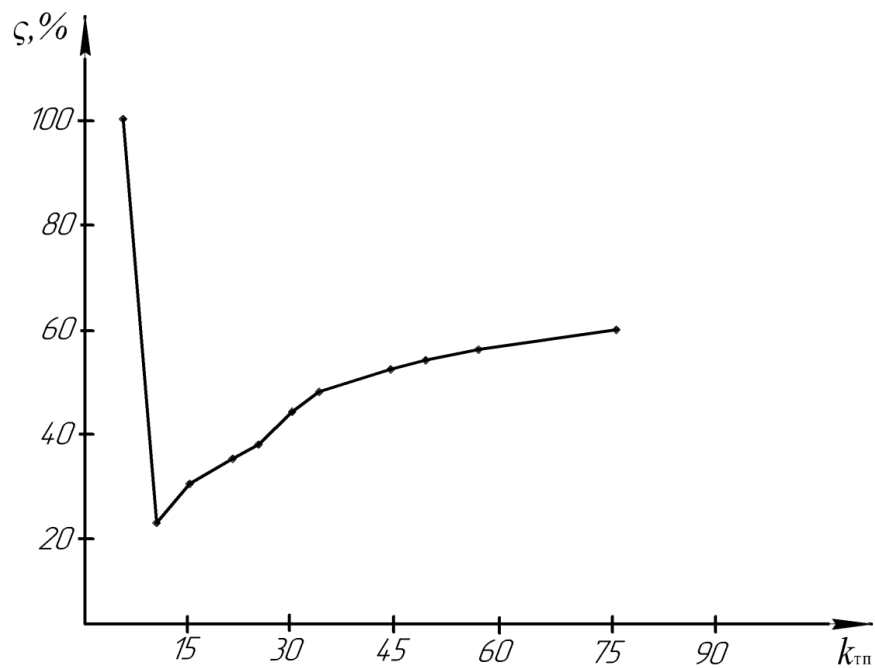


Рисунок 38 – Зависимость затухания за период от изменения $k_{\text{ТП}}$

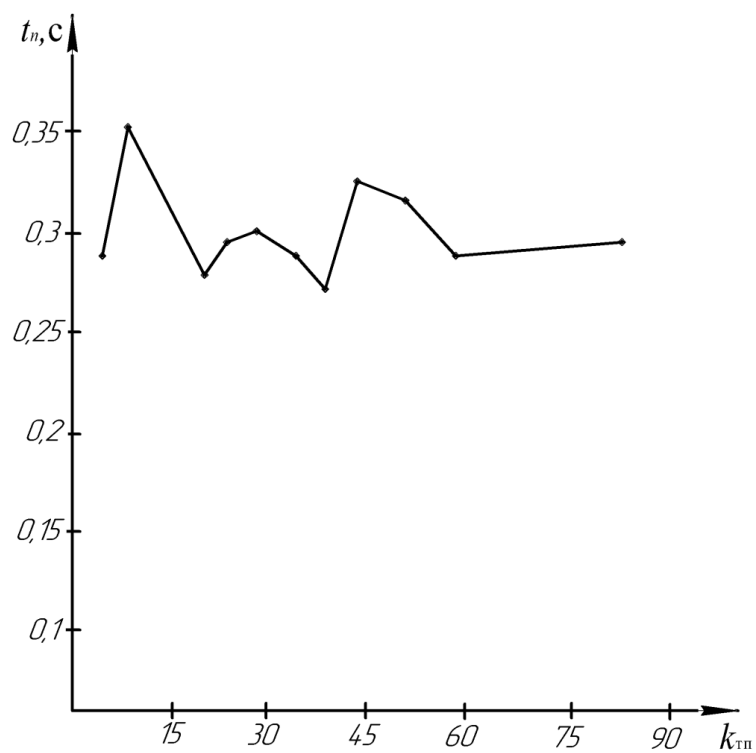


Рисунок 39 – Зависимость быстродействия САУ от изменения $k_{тп}$

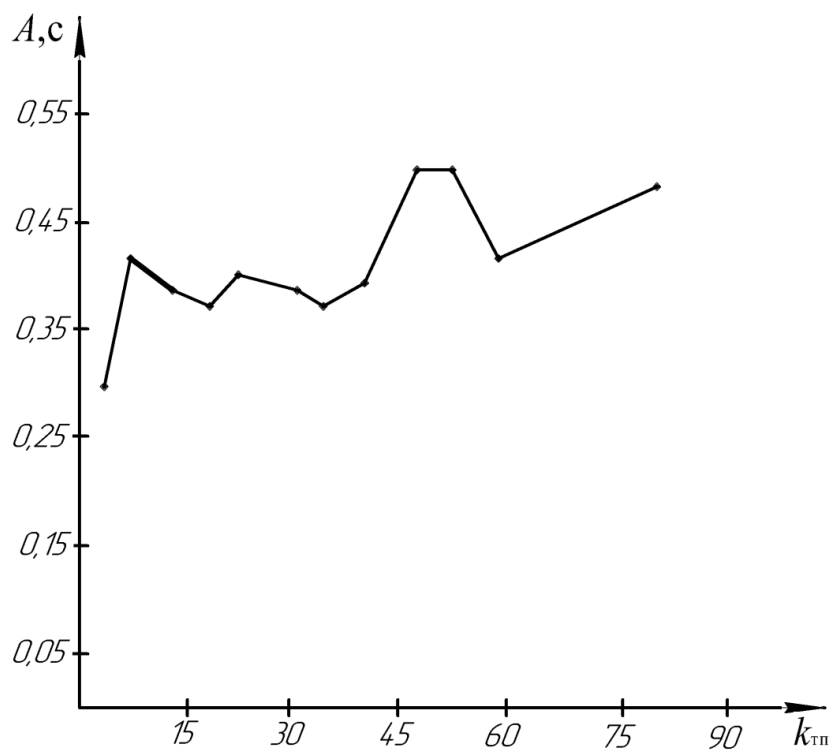


Рисунок 40 – Зависимость комплексного показателя качества САУ от изменения $k_{тп}$

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработаны функциональная и структурная схемы системы автоматического управления приводом поворота рабочего стола многоцелевого станка по типу мод. ИР200ПМФ4.

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

3. Вычислительные эксперименты показали, что наибольшее влияние на быстродействие и устойчивость системы автоматического управления оказывают коэффициент усиления k_y , коэффициент передачи двигателя k_d и коэффициент усиления тиристорного преобразователя $k_{тп}$.

4. Исходя из расчетов, можно рекомендовать следующие значения: коэффициент усиления $k_y = 2...10$, коэффициент передачи двигателя $k_d = 0,5...1$ рад/В, коэффициент усиления тиристорного преобразователя $k_{тп} = 5...25$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1992.
2. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с.
3. 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.:
4. Проектирование и расчет станков и станочных комплексов: Метод. указ. для выпол. прак. и лаб. Работ / И. И. Михеев и др.- Пенза: Изд-во Пенз. гос. техн. ун-та, 2000.-127с.
5. Разработка и анализ структуры станочной системы: Метод. указ. к курс. раб./ В. О. Трилийский и др.- Пенза: Изд-во Пенз. гос. техн. ун-та, 1997.-38с
6. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие Д.В. Кочетков. – Изд. 4-е, доп. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. – 200 с.
7. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, испр. и перераб. М., «Машиностроение», 1974.
8. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю. М. Соломенцев, В. Г. Митрофанов, С. П. Протопопов и др. - М.: Машиностроение, 1980. - 536 с.
9. Петраков Ю. В., Драчев О. И. Теория автоматического управления технологическими системами: учебное пособие для студентов вузов. - М.: Машиностроение, 2008. - 336 с.
10. Круглов А.А., Истомина Ю.В., Исследование показателей динамического качества САУ многоцелевого станка с ЧПУ. Техника и технология современных производств: сборник статей II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / МНИЦ ПГАУ. – Пенза: РИО ПГАУ, 2021. – с 89-93

ПРИЛОЖЕНИЕ А. НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ПРЕЗЕНТАЦИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ В. ПРОГРАММА РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНОЙ
ХАРАКТЕРИСТИКИ САУ ПРИВОДОМ ПОВОРОТА РАБОЧЕГО СТОЛА
МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА

$$U := 1.5$$

$$k_y := 10 \quad \text{коэффициент усиления}$$

$$k_{tp} := 7 \quad \text{коэффициент усиления тиристорного преобразователя}$$

$$k_d := 0.5 \quad \text{коэффициент передачи двигателя}$$

$$k_p := 0.1 \quad \text{передаточное отношение редуктора}$$

$$k_{tg} := 3.5 \quad \text{коэффициент передачи тахогенератора}$$

$$k_{DUP} := 2.7$$

$$k_0 := k_y \cdot k_{tp} \cdot k_d \cdot k_p = 3.5$$

$$k := \frac{k_0}{(k_{tp} \cdot k_d \cdot k_{tg} + k_y \cdot k_{tp} \cdot k_d \cdot k_p \cdot k_{DUP})} = 0.161$$

$$t_d := 0.03 \quad \text{постоянная времени двигателя } < 0.15 \text{ с}$$

$$T_1 := \sqrt{\frac{t_d}{k_{tp} \cdot k_d \cdot k_{tg} + k_y \cdot k_{tp} \cdot k_d \cdot k_p \cdot k_{DUP}}} = 0.037$$

$$T_2 := \frac{1}{k_{tp} \cdot k_d \cdot k_{tg} + k_y \cdot k_{tp} \cdot k_d \cdot k_p \cdot k_{DUP}} = 0.046$$

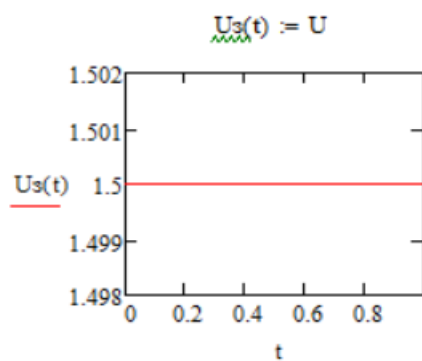
$$T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1 = 0 \quad \text{характеристическое уравнение замкнутой САУ}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\frac{T_2}{2} + \frac{\sqrt{(T_2 - 2 \cdot T_1) \cdot (2 \cdot T_1 + T_2)}}{2}}{T_1^2} \\ \frac{\frac{T_2}{2} - \frac{\sqrt{(T_2 - 2 \cdot T_1) \cdot (2 \cdot T_1 + T_2)}}{2}}{T_1^2} \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} -16.667 - 21.108i \\ -16.667 + 21.108i \end{pmatrix}$$

$$T_3 := \frac{T_2}{2} + \sqrt{\frac{T_2^2}{4} - T_1^2} = 0.023 + 0.029i$$

$$T_4 := \frac{T_2}{2} - \sqrt{\frac{T_2^2}{4} - T_1^2} = 0.023 - 0.029i$$

$$t := 0, 0.0001 \dots 1 \quad U_3(t) := 1.5$$



$$\underline{e} := 2.718 \quad t := 0, 0.0001 \dots 2$$

$$U_p(t) := k \cdot U \cdot \left(1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} \cdot e^{\frac{-t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} \cdot e^{\frac{-t}{T_4}} \right)$$

