**Оглавление**

[Введение 5](#_Toc191466080)

[Техническое задание для привода схвата 6](#_Toc191466081)

[1. Привод схвата манипулятора 8](#_Toc191466082)

[1.1. Конструкторская часть 10](#_Toc191466083)

[1.1.1. Расчет механической передачи 10](#_Toc191466084)

[Кинематический расчёт 11](#_Toc191466085)

[Геометрический расчет 13](#_Toc191466086)

[Силовой расчет 15](#_Toc191466087)

[1.1.2. Расчет валов и опор 16](#_Toc191466088)

[Расчет вала на изгибную прочность 17](#_Toc191466089)

[Расчет вала на крутильную прочность 19](#_Toc191466090)

[1.2. Энергетический расчет 23](#_Toc191466091)

[1.3. Модель и синтез САУ 31](#_Toc191466092)

[1.3.1. Линейная модель привода 31](#_Toc191466093)

[1.3.2. Коррекция линейной модели привода 36](#_Toc191466094)

[1.3.3. Нелинейная модель привода 40](#_Toc191466095)

[1.3.4. Дискретная модель привода 44](#_Toc191466096)

[2. Разработка платы управления 47](#_Toc191466097)

[3. Решение прямой и обратной задачи кинематики 47](#_Toc191466098)

[4. Реализация программного обеспечения 47](#_Toc191466099)

## **Введение**

# **Техническое задание для привода схвата**

**Наименование проекта:** Разработка трехпалого схвата для лабораторного стенда-манипулятора

**Исполнитель:** Соловцов М.А.

**Дата:** 29.10.2024

**Цель разработки**

Создание трехпалого схвата для учебного манипулятора, предназначенного для проведения лабораторных работ по автоматизации, робототехнике и мехатронике. Схват должен быть безопасен, прост в управлении, и позволять студентам практиковаться в разработке управления манипуляторами и изучении принципов захвата и перемещения объектов.

**Область применения**

Схват предназначен для использования в учебных лабораториях в составе манипуляторного стенда и должен позволять безопасно захватывать и перемещать легкие учебные объекты различной формы и размера.

**Требования к конструкции**

* Количество зажимов: 3.
* Максимальная масса схвата: до 0,16 кг.
* Материал пальцев: пластик, возможны мягкие накладки (резина или силикон).
* Механизм привода пальцев: двигатель постоянного тока с червячной передачей.
* Максимальная масса удерживаемого объекта: до 0,1 кг.

**Требования к приводу и мощности двигателя**

* Тип двигателя: постоянного тока.
* Мощность двигателя: до 5 Вт.
* Напряжение питания: от источника постоянного тока 5-12 В.
* Управление: по положению.

**Основные функциональные требования**

* Статическая ошибка по угловому положению не должна превышать 10%.
* Скорость раскрытия/закрытия пальцев: 5 рад/с.
* Время реакции: не более 3 секунды.
* Сила схвата: 10 Н.

**Требования к системе управления**

* Тип управления: простое цифровое управление (через микроконтроллер семейства STM32).
* Обратная связь: датчики положения (например, потенциометры), датчики усилия.

# **Привод схвата манипулятора**

Анализируя различные типы захватов и их механизмы, мы пришли к выводу, что наше захватное устройство должно быть трехпалым механическим, оснащенным плоскопараллельным кинематическим механизмом. Такая конструкция обеспечивает универсальность, позволяя эффективно работать с объектами различной формы и размеров. Плоскопараллельный механизм гарантирует стабильное удержание деталей за счет равномерного распределения усилия на пальцы, что особенно важно при манипуляциях с хрупкими или нестабильными заготовками. Это решение оптимально для наших целей, так как оно сочетает простоту конструкции с надежностью и широкими функциональными возможностями.

На Рис. 3.1 представлена планируемая структурная схема схвата манипулятора. Она иллюстрирует основные компоненты и их взаимосвязи, позволяя понять, как задумана работа схвата. В ней показаны различные элементы, такие как элементы силовой части, датчики и система управления в целом, которые совместно обеспечивают функциональность привода. Структурная схема помогает визуализировать принципы работы схвата и служит основой для дальнейшего проектирования и оптимизации его работы.

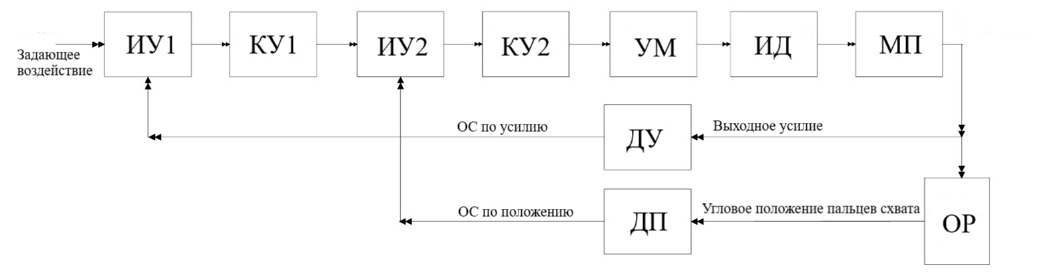


Рис. 3.1. Структурная схема привода захватного устройства.

ИУ – измерительное устройство сравнивает текущее значение параметра с заданным значением. Если есть разница, оно создаёт сигнал, указывающий на ошибку. В зависимости от того, какой параметр измеряется, система может управлять углом и усилием.

КУ – корректирующее устройство изменяет сигнал ошибки так, чтобы привести привод к нужным характеристикам.

УМ – усилитель мощности используется для управления потоком энергии от источника. Мощность на выходе значительно больше, чем мощность входного сигнала. Примеры: силовые транзисторы, электромагнитные устройства, гидравлика, тиристоры, магнитные и пневматические элементы.

ИД – исполнительный двигатель преобразует поданный на него сигнал в механическое движение, чтобы выполнить заданное действие в системе. Он служит для управления различными механизмами, перемещая или приводя в движение объект управления.

МП – механическая передача передаёт движение и силу от двигателя к объекту регулирования. Она состоит из набора деталей, таких как шестерни, ремни, цепи, валы и шкивы. Эти компоненты работают вместе, чтобы изменить скорость, направление или силу движения.

ОР – объектом регулирования в данной системе является захватное устройство и груз.

ДУ – датчик усилия

ДП – датчик положения

ОС по усилию – обратная связь по усилию помогает ограничивать максимальный момент, развиваемый приводом. Это нужно для безопасности и позволяет продлить срок службы деталей привода и робота в целом.

ОС по положению – обратная связь по положению позволяет добиться от привода отработки входного воздействия.

## **Конструкторская часть**

В данной части работы предстоит разработать конструкцию захвата для учебного манипулятора. Рассмотрим основные требования к конструкции:

* Возможность изготовления деталей захвата с помощью 3D-принтера, что предполагает простую форму и сравнительно крупные размеры компонентов.
* Обеспечение легкой и удобной сборки конструкции.
* Использование стандартных и доступных покупных элементов, которые должны быть недорогими.
* Необходимость обеспечения параллельного движения пальцев захвата для эффективного удержания объектов.

### **Расчет механической передачи**

Одним из самых простых и популярных решений для создания трёхпалого захвата является червячная передача. Она из себя представляет механизм, который передаёт вращение за счёт зацепления между винтообразным элементом (червяком) и зубчатым колесом. Червяк похож на винт с особой резьбой, а червячное колесо — на шестерёнку с наклонными зубьями. Такая форма зубьев делает передачу более прочной и долговечной.

Червячные передачи используются, когда нужно передавать движение между пересекающимися валами, чаще всего под углом 90 градусов. При вращении червяк плавно зацепляется с колесом, заставляя его крутиться.

Достоинства:

* Позволяет сильно уменьшить скорость вращения за один шаг
* Работает плавно и почти бесшумно

Недостатки:

* Теряет много энергии при передаче движения
* Нужна высокая точность сборки и настройка
* Может перегреваться, поэтому нужен хороший отвод тепла

По форме боковой поверхности витка червяки подразделяются на архимедовы (ZA), конволютные (ZN), эвольвентные (ZI), нелинейчатые с поверхностью, образованной конусом (ZK), и с вогнутым профилем витка (ZT). Выберем эвольвентный, как наиболее распространенный вид. [2]

Для 3D печати популярным материалом является ABS-пластик, однако он не такой устойчивый к истиранию, поэтому со временем зубья могут быстрее изнашиваться, а при длительных нагрузках или ударах ABS может трескаться и ломаться. Нейлон же (полиамид, PA) обладает низким коэффициентом трения и хорошо сопротивляется износу при скольжении, что критично для червячных передач. Он менее хрупкий, чем ABS, и выдерживает высокие нагрузки без разрушения, и может выдерживать более высокие рабочие температуры, что важно, так как червячная передача может нагреваться при работе. Поэтому и сделаем выбор в пользу нейлона.

### **Кинематический расчёт**

Определим сначала число заходов червяка Zч = 4 (из стандартного ряда числа нарезок = 1; 2; 4). Число зубьев колеса выберем из стандартного 2-го ряда (Приложение ) Zк = 27.

В червячной передаче передаточное число (*i*) определяется как отношение числа зубьев колеса (Zк) к числу заходов червяка (Zч):

(1)

Это связано с тем, что при каждом полном обороте червяка колесо поворачивается на количество зубьев, равное числу заходов червяка. Поэтому для полного оборота колеса требуется, чтобы червяк совершил Zк / Zч оборотов.

Необходимо отметить, что в червячной передаче делительные диаметры червяка и колеса не обкатываются друг о друга, как в обычных зубчатых передачах, а взаимодействуют посредством скольжения. Поэтому передаточное число не может быть выражено через отношение делительных диаметров.

Также важной величиной в расчете червячной передачи является скорость скольжения Vs. Она определяется по формуле [1]:

= м/с, (2)

где

об/мин – частота вращения червячного колеса.

При условии низкой скорости скольжения (0,03 м/с) динамические и тепловые эффекты минимальны, что благоприятно сказывается на долговечности материала. Нейлон (полиамид, PA) обладает пределом прочности при растяжении порядка 50–90 МПа, а типичный предел текучести может находиться около 55–65 МПа. При выборе коэффициента запаса прочности (обычно 2–3 для пластмасс) допустимое напряжение для расчетов получается в диапазоне примерно 20–30 МПа. Таким образом, можно принять допускаемое напряжение([σн]) для нейлона около 25 Мпа [3].

Крутящий момент на червячном колесе примем равным номинальному моменту на выходном валу мотора-редуктора JGA25-370 (предварительно выбранном) T = 0,95 Нм.

### **Геометрический расчет**

Назначим из стандартных рядов модуль (Примечание) для всех колес мм и коэффициент диаметра червяка (Примечание) мм. Тогда межосевое расстояние определяют по формуле [1]:

мм (3)

Определяем коэффициент смещения

(4)

В нашем случае коэффициент смещения удовлетворяет условию, поэтому размеры червяка и колес считаются следующим образом [4]:

Делительный диаметр червяка мм (5)

Диаметр вершин червяка мм (6)

Диаметр впадин червяка мм (7)

Длина нарезанной части червяка

мм,(8)

где при, при .

Назначим мм мм.

Делительный диаметр колеса мм. (9)

Диаметр вершин колеса мм (10)

Диаметр впадин колеса

мм (11)

Ширина венца мм, (12)

где при Zч = 1 или 2, при Zч = 4.

Назначим мм мм.

Угол подъема линии витка на делительном цилиндре (и на начальном цилиндре, т.к. )

(13)

Основной угол подъема (рассчитывается для червяка ZI)

, (14)

тогда (учитывая, что ) .

Все основные геометрические параметры механической передачи представлены в таблице 1 (Приложение).

Помимо прочего необходимо расположить три зубчатых колеса на равные углы относительно червяка. Червяк при вращении будет перемещаться вдоль своей оси, и чтобы три колеса были правильно зацеплены, их зубья должны соответствовать текущему положению витков червяка. То есть, нужно повернуть каждое последующее колесо на определенный угол, чтобы их зубья совпали с витками червяка при их угловом смещении на 120°. Значит, для компенсации этого смещения колесо должно быть повернуто на угол

.(15)

Таким образом, каждое следующее колесо должно быть повернуто на 17,777° относительно предыдущего. Поскольку три колеса, то углы будут:

первое колесо: 0°;

второе колесо: 17,7778° ≈ 17°46'40'';

третье колесо: 35,5556° ≈ 35°33'20'' относительно первого.

### **Силовой расчет**

Для расчета КПД () передачи необходимо найти приведенный угол трения () между материалами червяка и колеса. К сожалению, конкретных данных о коэффициенте трения между деталями из нейлона без смазки в доступных источниках нет. Однако известно, что сам материал обладает низким коэффициентом трения и часто используется для покрытия трущихся деталей, что повышает их эксплуатационные качества и позволяет функционировать без смазки.

Для оценки приведенного угла трения в червячной передаче можно воспользоваться известными коэффициентами трения для нейлона с другими материалами. Например, коэффициент трения нейлона по стали без смазки составляет 0,17–0,20. [5] Предполагая, что коэффициент трения в нашем случае будет в этом же диапазоне, можно рассчитать приведенный угол трения по формуле:

*,* (16)

где — коэффициент трения.

(17)

Получается, что КПД в данном случае очень невысокий. Тогда оценим приведенный угол трения нейлона в тех же условиях, но с масляной смазкой, коэффициент трения которой составляет 0,014–0,020 [5].

*,* (18)

при = 0,017 (среднее значение).

(19)

Стоит отметить, что это приблизительная оценка. Точные значения коэффициента трения зависят от множества факторов, включая качество поверхности, температуру, влажность и скорость скольжения.

Осевая сила на червяке, равная окружной силе на колесе [1]

Н (20)

Осевая сила на колесе, равная окружной силе на червяке

Н (21)

Радиальные усилия на колесе и червяке

Н (22)

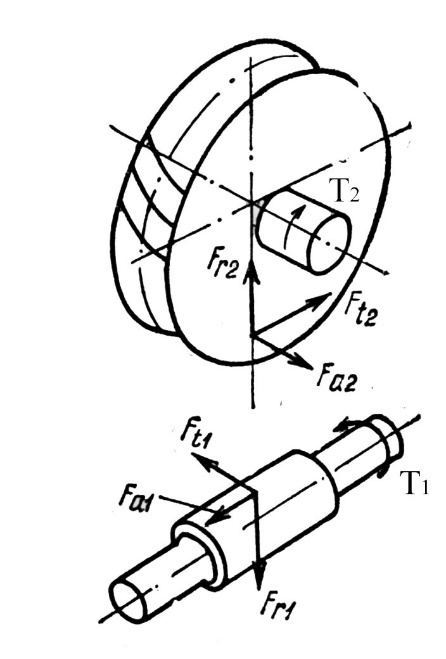


Рис. [6]

### **Расчет валов и опор**

### **Расчет вала на изгибную прочность**

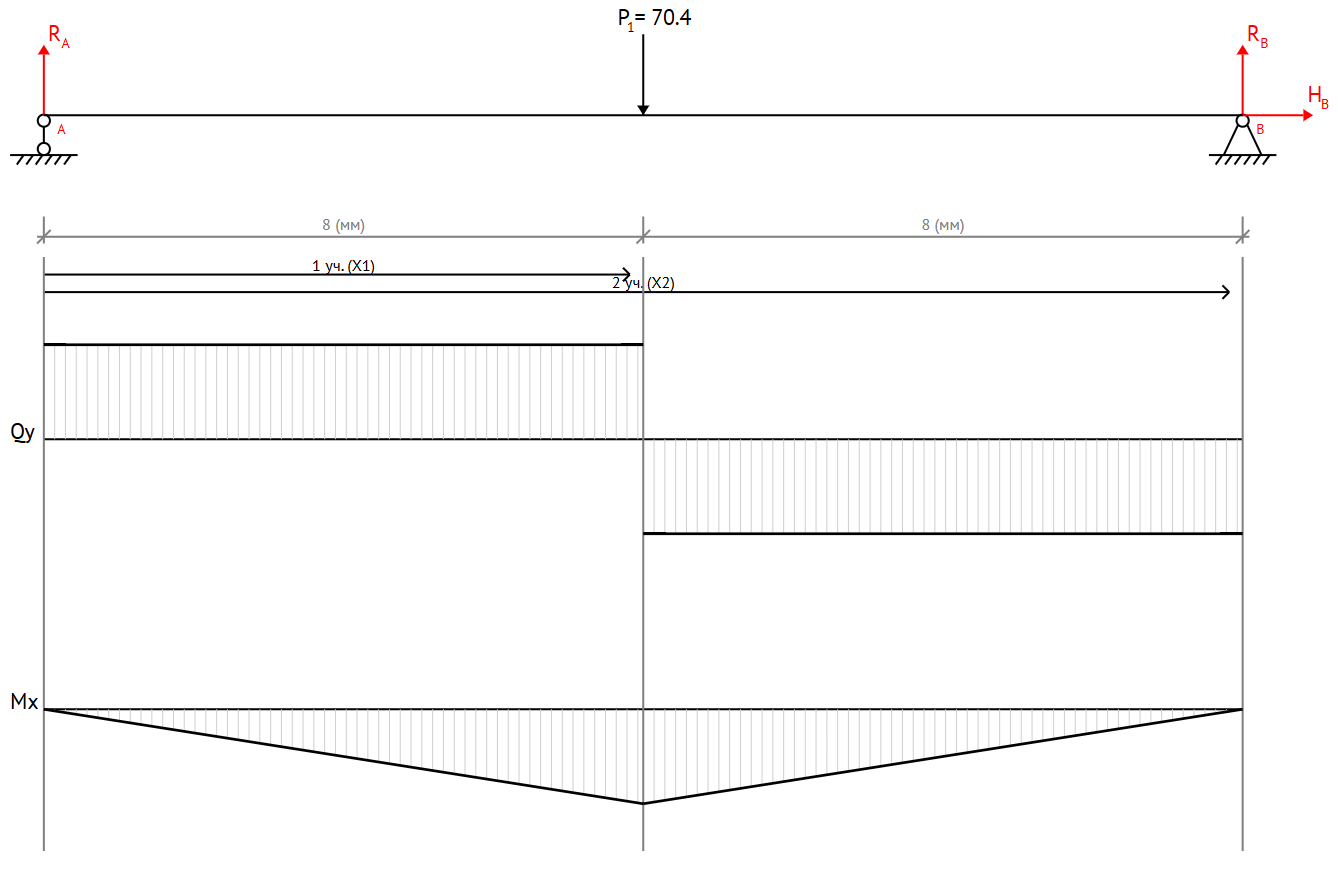


Рис. Эпюры. Проекция на плоскость OXZ.

Расчет вала в плоскости OXZ:

(23)

(24)

Н (25)

Проверка:

(26)

Н (27)

Нмм (28)

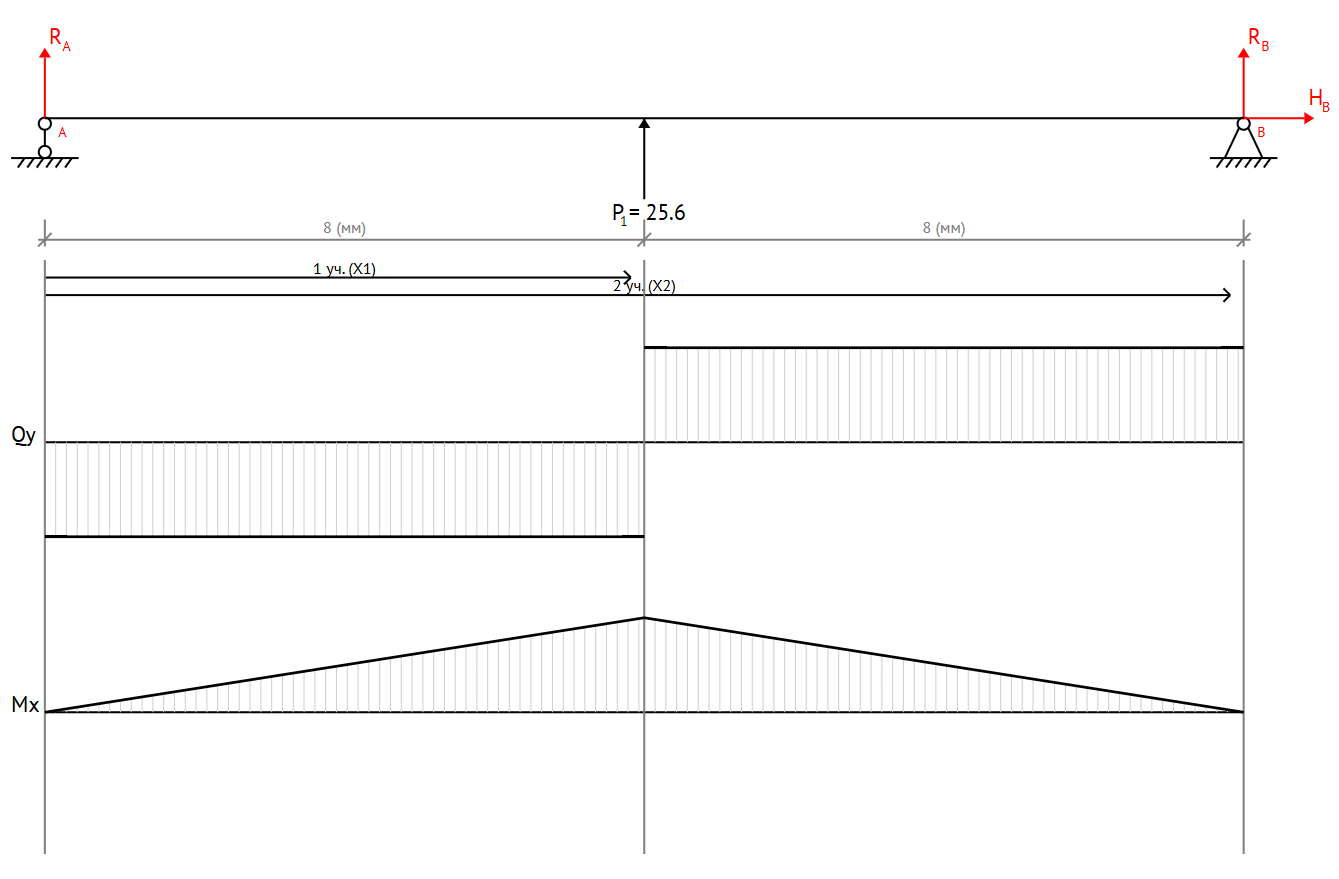


Рис. Эпюры. Проекция на плоскость OYZ.

Расчет вала в плоскости OYZ:

(29)

(30)

Н (31)

Проверка:

(32)

Н (33)

Нмм (34)

Реакции в опорах:

Н (35)

Н (36)

Изгибающий момент:

Нмм (37)

Приведенный момент:

Нмм (38)

Диаметр вала:

мм (39)

### **Расчет вала на крутильную прочность**

МПа, (40)

где – допускаемое касательное напряжение.

Нмм (41)

мм (42)

### **Условие крутильной жесткости.**

∆𝜑 ≤ [𝜑] (43)

[φ] = 10', (44)

где [𝜑] – допускаемое значение угла закручивания валика, угл.мин.

Расчет будем вести с учетом того, что по всей длине вала (16 мм) действует постоянный крутящий момент, равный 950 Н·мм.

, (45)

где G – модуль упругости второго рода. Он характеризует способность материала сопротивляться деформациям сдвига. Для нейлона (полиамида, PA) значение модуля сдвига можно оценить, используя известные значения модуля Юнга (E) и коэффициента Пуассона (ν). Связь между этими величинами определяется формулой:

ГПа​, (46)

где E — модуль Юнга, ν — коэффициент Пуассона.

Для нейлона 6,6 модуль Юнга составляет примерно 2–4 ГПа [7]. Коэффициент Пуассона для нейлона обычно находится в диапазоне 0,35–0,4. Подставляя средние значения в формулу, получили ГПа. Тогда по формуле (45):

мм (47)

Исходя из расчетов, представленных выше, выбираем диаметр валов на оси зубчатых колес мм.

### **Расчет подшипника**

об/мин – частота вращения вала,

часов долговечность,

мм – предварительно рассчитанный диаметр вала.

Так как *n >* 1 об/мин, то подбор подшипника нужно вести по динамической грузоподъемности.

. (48)

Основные расчетные формулы:

; (49)

. (50)

Так как не заданы условия эксплуатации, принимаем коэффициенты безопасности и температуры соответственно:

Вращается внешнее кольцо, значит: *V* = 1,2.

Радиальную силу и осевую нагрузку, воспринимаемые подшипником , нашли выше (формулы (21) и (22)), и они не равны нулю. Следовательно, по формуле (51) [8]

(51)

можно выбрать однорядный радиально–упорный подшипник с углом контакта (так как ).

По таблице находим значения коэффициентов [8]: Х = 0,45 ; Y = 1,13.

Тогда по формуле (50) и (49):

Н, (52)

Н. (53)

По каталогу с учетом, что мм, выбираем подшипник 1006098 ГОСТ 831-75 [9] ().

Проверка расчетного условия показывает, что данный подшипник подходит:

. (54)

На основании расчетов приведем конструкцию проектируемого привода. На рис. 3.2 представлена кинематическая схема трехпалого свата.

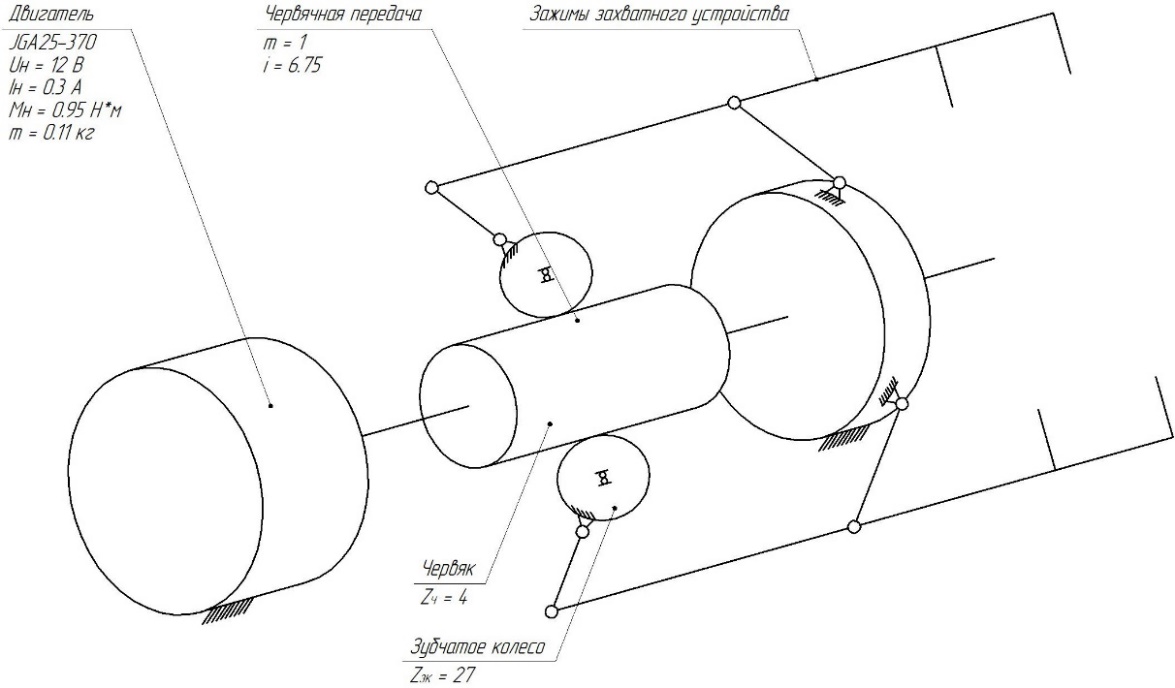


Рис. 3.2. Кинематическая схема трехпальцевого схвата.

Захват начинается с того, что двигатель передаёт вращательное движение на червячную передачу. Червячная передача снижает скорость вращения двигателя, при этом повышая крутящий момент. Это позволяет создать мощное и стабильное усилие, необходимое для надёжного захвата различных предметов.

Червячная передача преобразует вращательное движение в поступательное, передавая его на механизм, управляющий тремя зажимами захватного устройства. Червяк воздействует на шестерёнки, которые синхронно сближают или раздвигают зажимы.

Три зажима расположены вокруг центральной оси захвата равномерно. Их движение согласовано благодаря червячной передаче, что позволяет зажимам плавно сходиться к центру или расходиться, обеспечивая равномерное распределение усилия. Это позволяет надёжно захватывать как мелкие, так и крупные объекты, без риска их смещения.

Детали для этого трёхпальцевого манипулятора будут напечатаны на 3D-принтере. Это значит, что мы создадим чертежи и с помощью 3D-печати сделаем нужные части для захвата. Использование такого принтера позволяет изготовить детали точно по нашим размерам и формам, а также ускоряет процесс, потому что детали можно будет сразу собрать и протестировать на стенде.

В качестве датчика усилия был выбран пленочный тензодатчик FSR06, максимальная ширина которого не превышает 0,5 мм, рабочая область которого составляет 15 мм. Данный прибор установлен в пальце схвата, для передачи на него усилия используется поршень.

В качестве датчика углового положения пальцев схвата был выбран бесконтактный энкодер AS5600 с диапазоном измерения в 360.

В первоначальном положении угол поворота пальцев схвата манипулятора составляет 0. Их максимальный угол поворота равен 60, что соответствует смыканию рабочей части данных пальцев. Данные углы будут обеспечены программно, однако дополнительно планируется добавить ограничители поворота.

В качестве исполнительного двигателя был выбран мотор-редуктор JGA25-370, поскольку он является относительно дешевым и находится в широком доступе. А также, данный электродвигатель есть в легкой доступности на кафедре.

Таким образом, на базе уже существующего стенда появится более сложная и гибкая система с трёхпальцевым захватом, который позволит выполнять новые задачи, требующие более точного и устойчивого захвата различных объектов.

## **Энергетический расчет**

В качестве исполнительного двигателя был предварительно выбран мотор-редуктор JGA25-370. Документальные параметры данного электродвигателя с передаточным отношением 103 приведены в таблице 1.

Таблица 1

Технические характеристики мотора-редуктора JGA25-370

с передаточным отношением 103

| Параметр | Обозначение | Значение |
| --- | --- | --- |
| Номинальное напряжение, В |  | 12 |
| Номинальная скорость вращения выходного вала редуктора,, об/мин |  | 46 |
| Номинальный ток, А |  | 0,3 |
| Номинальный момент на выходном валу редуктора, Нм |  | 0,196 |
| Масса, кг | m | 0,105 |

Все параметры выбранного двигателя известны, так как он находится на кафедре и ранее неоднократно использовался в различных научных и учебных проектах. Наличие опыта работы с этим двигателем позволяет с уверенностью полагаться на его характеристики и учитывать их в расчетах и разработке текущей задачи.

– сопротивление обмоток двигателя,

– коэффициент момента,

– коэффициент противо-ЭДС,

– электрическая постоянная времени,

– момент инерции двигателя,

– момент инерции редуктора, приведенный к валу двигателя.

Были введены дополнительно следующие переменные:

- суммарный момент инерции, приведенный к валу исполнительного двигателя,

– электромеханическая постоянная времени,

– электрическая постоянная времени.

В результате ранее была получена передаточная функция по положению двигателя постоянного тока, которая выглядит следующим образом:

(1)

, где – коэффициент усиления неизменяемой части.

В соответствии с техническими параметрам для данного мотор-редуктора значение коэффициента момента данного двигателя:

(2)

(3)

Поскольку порядки коэффициентов момента и противо-ЭДС приблизительно равны, то было применено следующее допущение:

(4)

Ранее по графику ЛФЧХ двигателя были уже определены интересующие параметры исполнительного двигателя:

(5)

Поскольку данный двигатель имеет мощность менее 100 Вт, то было принято следующее приближение:

(6)

Проверим приближение, принятое в формуле (1). Для этого найдем корни знаменателя и убедимся, что они не являются мнимыми.

(7)

(8)

Далее была определено значение сопротивления якорной обмотки исполнительного двигателя. Для установившегося режима запишем следующее уравнение:

(9)

(10)

(11)

Следовательно, сопротивление можно определить следующим образом:

(12)

(13)

На основании данных параметров был определен суммарный момент инерции, приведенный к валу исполнительного двигателя:

(14)

(15)

Для двигателя со сплошным ротором можно принять следующее соотношение:

(16)

(17)

(18)

(19)

В разрабатываемом приводе схвата манипулятора будет использоваться точно такой же исполнительный двигатель, однако будет выбран редуктор с передаточным отношением 500 и дополнительно введена одноступенчатая зубчатая передача с передаточным отношением 6,75.

Общее передаточное число механических передач будет равно:

(20)

(21)

Параметры для мотор-редуктора JGA25-370 с передаточным отношением 500 приведены в таблице 2.

Таблица 2

Технические характеристики мотора-редуктора JGA25-370

с передаточным отношением 500

| Параметр | Обозначение | Значение |
| --- | --- | --- |
| Номинальное напряжение, В |  | 12 |
| Номинальная скорость вращения выходного вала редуктора, об/мин |  | 10 |
| Номинальный ток, А |  | 0,3 |
| Номинальный момент на выходном валу редуктора, Нм |  | 0,95 |
| Масса, кг | m | 0,11 |

Приведем основные формулы энергетического расчета для точечного режима:

(22)

, где - требуемый момент на валу привода;

(23)

, где - требуемый момент двигателя;

(24)

, где - требуемое управляющее напряжение.

Для проверки рассчитанных значений момента и напряжения по допустимым будем использовать:

(25)

, где – коэффициент форсирования по моменту;

– допустимый и максимальный моменты двигателя;

(26)

, где – коэффициент форсирования по скорости.

– допустимое и максимальное напряжение якоря двигателя.

Однако для данного привода приведенные формулы изменятся. При сжатии схватом выбранного объекта составляющие формул 22, 23 и 24, содержащие скорость и ускорение объекта регулирования, будут равны 0, поскольку движение пальцев схвата практически отсутствует. Однако при движении пальцев до момента соприкосновения с захватываемым объектом составляющая формулы 22, содержащая момент сопротивления движения, будет равна 0, так как пальцы схвата не оказывают усилие на захватываемый объект. Следовательно, разделим данные формулы на два случая и проверим каждый из них.

При сжатии захватываемого объекта формулы будут выглядеть следующим образом:

(27)

(28)

(29)

При свободном движении пальцев схвата до соприкосновения с захватываемым объектом формулы примут следующий вид:

(30)

(31)

(32)

Предварительно определим значения моментов инерции нагрузки и силового редуктора с передаточным отношением 500.

Примем увеличение момента инерции редуктора с передаточным отношением 500, приведенного к валу исполнительного двигателя, в 5 раз по сравнению с редуктором с передаточным отношением 103.

(33)

Тогда приведенный момент инерции двигателя рассчитаем по следующей формуле:

(34)

(35)

Приведем расчет для определения момента инерции нагрузки:

(36)

Момент инерции зубчатого колеса определяется по следующей формуле:

(37)

, где *b* - ширина (толщина) зубчатого колеса в мм,

*ρ* - плотность материала зубчатого колеса в кг/м³,

*d* - наружный диаметр зубчатого колеса в мм,

10−12 - поправочный коэффициент для перевода единиц измерения в СИ.

Разобьем все детали конструкции на простейшие геометрические фигуры и определим момент инерции:

(38)

Проведем расчет для случая, когда схват сжимает требуемый объект.

Рассчитаем требуемый момент на валу привода:

(39)

Рассчитаем требуемый момент на валу двигателя:

(40)

Рассчитаем требуемое напряжение якоря:

(41)

Сравним рассчитанные значения момента и напряжения с допустимыми:

(42)

(43)

Проведем расчет для случая, когда пальцы схвата движутся свободно:

Рассчитаем требуемый момент на валу привода:

(44)

Рассчитаем требуемый момент на валу двигателя:

(45)

Рассчитаем требуемое напряжение якоря:

(46)

Сравним рассчитанные значения момента и напряжения с допустимыми:

(47)

(48)

Максимальные значения требуемых момента двигателя и напряжения якоря получились меньше допустимых при свободном движении пальцев схвата и при сжатии требуемого объекта. Следовательно, предварительно выбранный мотор-редуктора JGA25-370 можно использовать в разрабатываемом приводе. На этом моменте считаем энергетический расчет оконченным.

## **Модель и синтез САУ**

Синтез системы необходимо проводить с учетом углов положения, то есть во время движения пальцев захватного устройства. Для реализации данного процесса будет использована среда Matlab, с помощью которой проанализируем его работу с учетом всех необходимых параметров.

### **Линейная модель привода**

На первом этапе составим математическую модель, позволяющую промоделировать непосредственное перемещение объекта. То есть, движения пальцев схвата до прикосновения с захватываемым объектом и возврат пальцев в исходное положение.

Параметры для синтезируемого привода приведем в соответствующем m-файле, который представлен ниже.

|  |
| --- |
| % Техническая информация о JGA25-370  n = 46\*103;% Об/мин  i0 = 500;  isum = 3375;%  w = pi\*n/30;% рад/с  In = 0.3;% A  Un = 12;% B  R = 27.8;% Ом  ke = (Un-In\*R)/w;  km = ke;  Je = 0.108\*10^(-6);% кг\*м2  Jr = 0.016\*10^(-6);% кг\*м2  Tm = 0.063;% с  Te = 0.1\*Tm;% с  L = Te\*R;% Гн |

В соответствии со структурной схемой разрабатываемого привода схвата составим математическую модель, описывающую процесс сжатия и разжатия схвата, представленную на рис. 2.

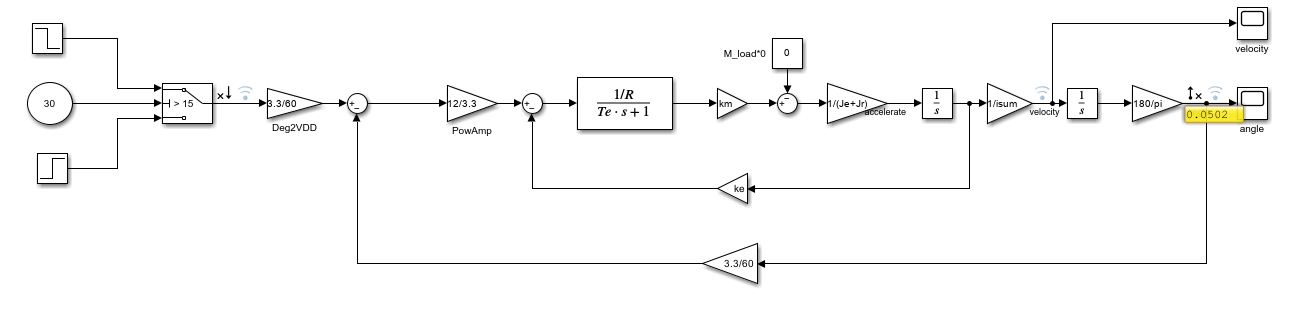


Рис. 2. Линейная математическая модель привода схвата без коррекции.

Так как задающее воздействие в градусах, то для перехода к напряжению, которое использует микроконтроллер, а именно 3,3 В, нужен блок deg2VDD, значение в нем . В обратной связи по напряжению находится энкодер, который переводит значение угла положения в соответствующее значение напряжения, он задан в виде такого же коэффициента .

Усилитель мощности представлен коэффициентом усиления – переводит напряжение микроконтроллера в номинальное напряжение двигателя.

– общий момент инерции, приведенный к валу двигателя, состоящий из: момента инерции ротора двигателя – , момента инерции редуктора, приведенного к валу двигателя – .

Так как управляемую координату мы тоже отсчитываем в градусах, то также необходим блок rad2deg, который переводит радианы в градусы .

Составим передаточную функцию привода на основании приведенной выше математической модели:

; (49)

; (50)

; (51)

; (52)

; (53)

; (54)

; (55)

; (56)

; (57)

Решив систему уравнений, получим передаточную функцию привода:

, где (58)

(59)

(60)

(61)

Промоделируем работу данной системы. В качестве задающего воздействия подается угол 60 в соответствии с данными из конструкторской части. Графики изменения выходной величины – угла отклонения и угловой скорости – приведены на рис. 3.

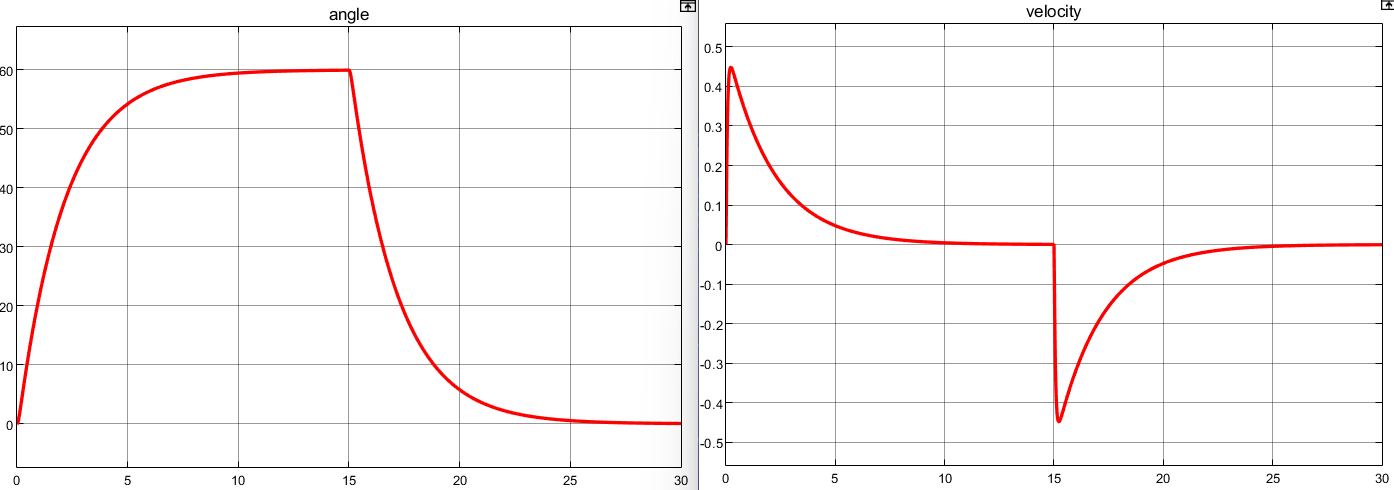


Рис. 3. Графики изменения угла отклонения и угловой скорости без коррекции линейной системы.

На данном графике видно, что система без коррекции не может обеспечить время срабатывания, указанное в техническом задании, для захвата требуемого объекта.

График ошибки линейной системы без коррекции представлен на рис. 4.

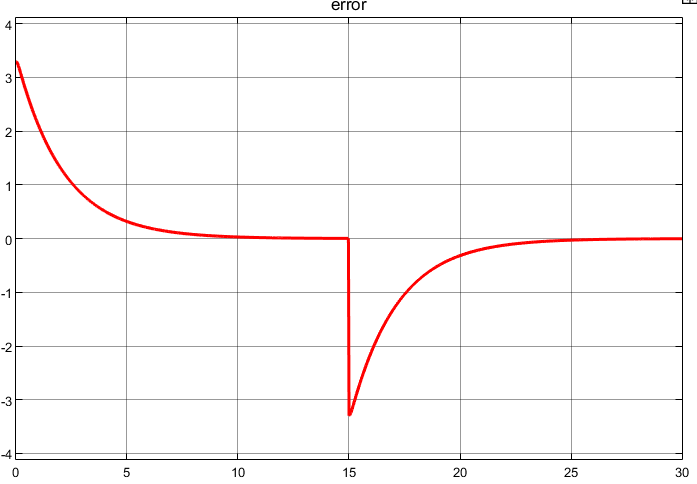


Рис. 4. График ошибки линейной системы без коррекции.

График переходного процесса приведен на рис. 5.

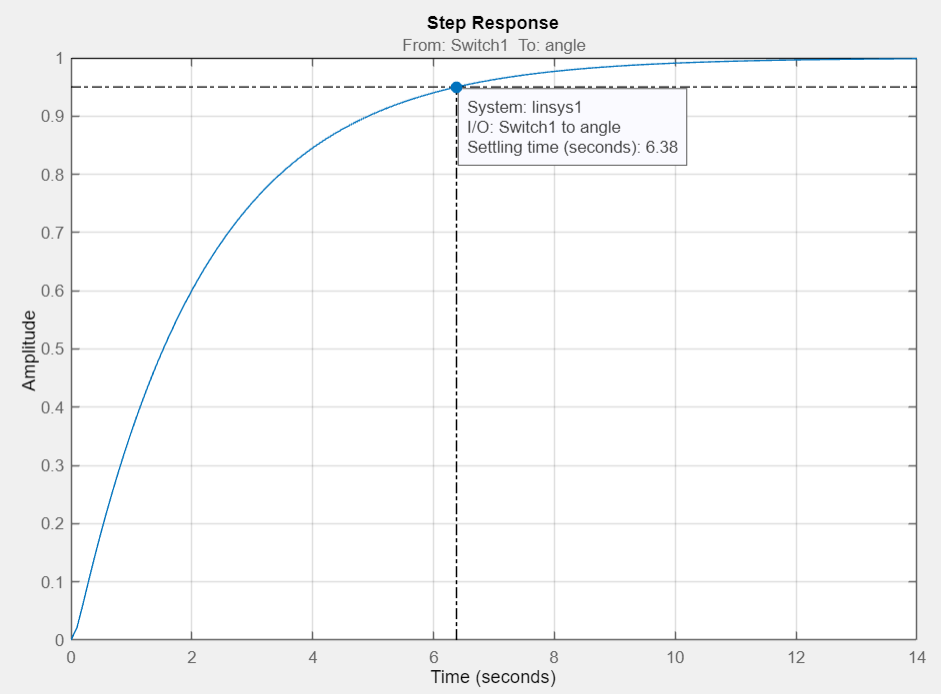


Рис. 5. График переходного процесса для привода схвата.

По рис. 6 видим, что перерегулирование , а время переходного процесса .

Также приведем частотные характеристики модели (ЛАФЧХ) на рис. 6:

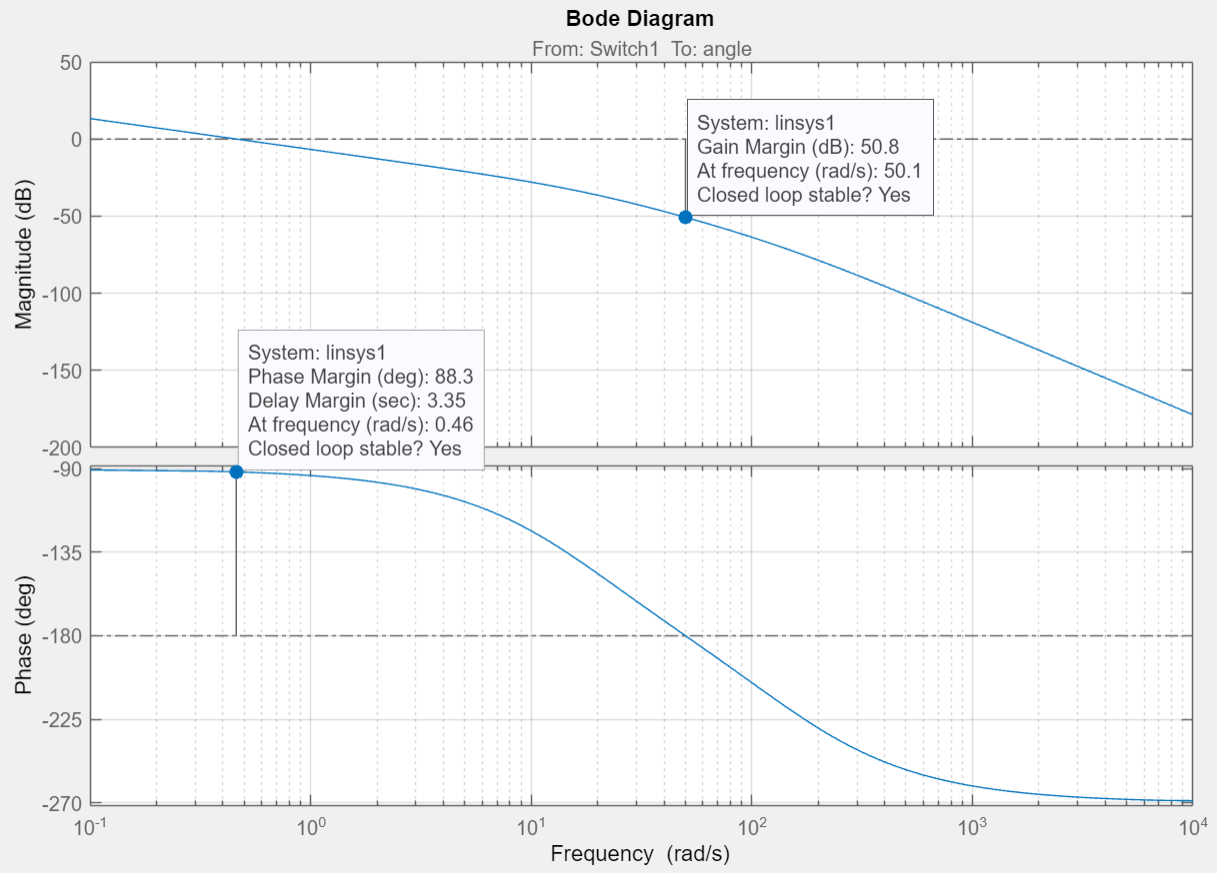


Рис. 6. Частотные характеристики линейной нескорректированной модели.

По логарифмическим частотным характеристикам определяем запас по амплитуде и фазе. Запас по амплитуде , а запас по фазе .

Данная система не удовлетворяет заданным в техническом задании требованиям. Следовательно, для достижения необходимых результатов нужно ввести корректирующее устройство. В качестве коррекции выберем ПИ-регулятор.

### **Коррекция линейной модели привода**

Составим линейную математическую модель привода схвата манипулятора с учетом коррекции, приведенную на рис. 7.

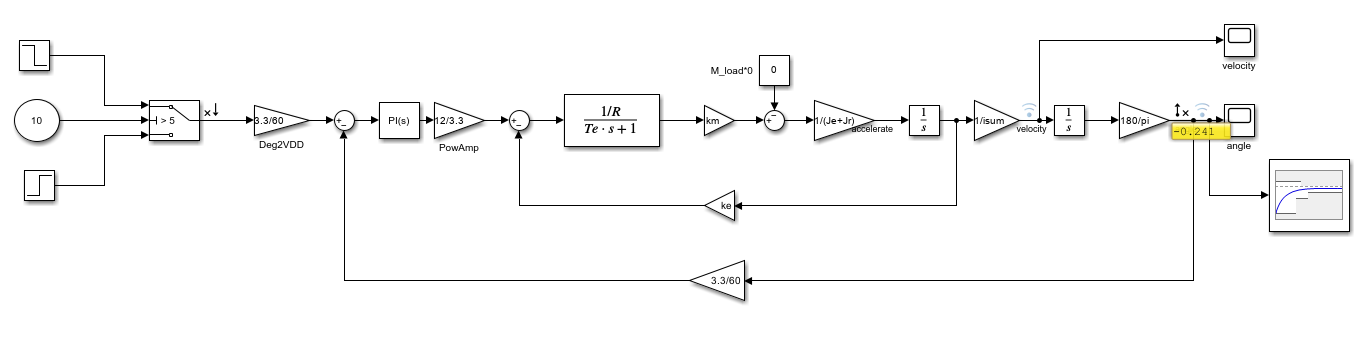


Рис. 7. Линейная математическая модель привода схвата с коррекцией.

Передаточная функция выбранного ПИ-регулятора выглядит следующим образом:

(62)

, где – коэффициент усиления пропорциональной составляющей;

– коэффициент усиления интегральной составляющей.

Для задания желаемых параметров используем блок Check Step Response Characteristics. В результате проведения синтеза данной системы в ПО Simulink получим следующие значения коэффициентов усиления выбранного регулятора:

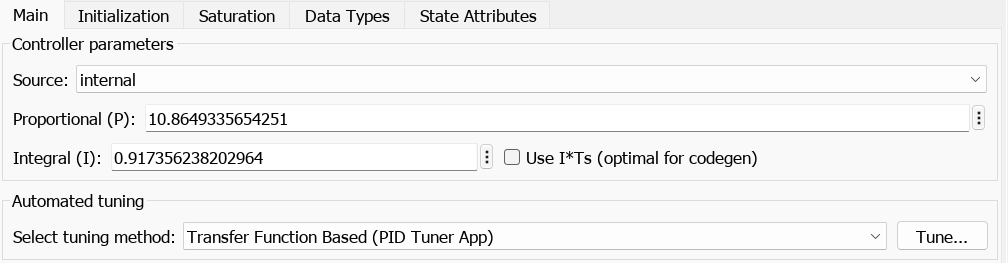


Рис. 8. Коэффициенты ПИ-регулятора.

(63)

(64)

Промоделируем работу скорректированной системы. Графики изменения выходной величины – угла отклонения и угловой скорости – приведена на рис. 9.

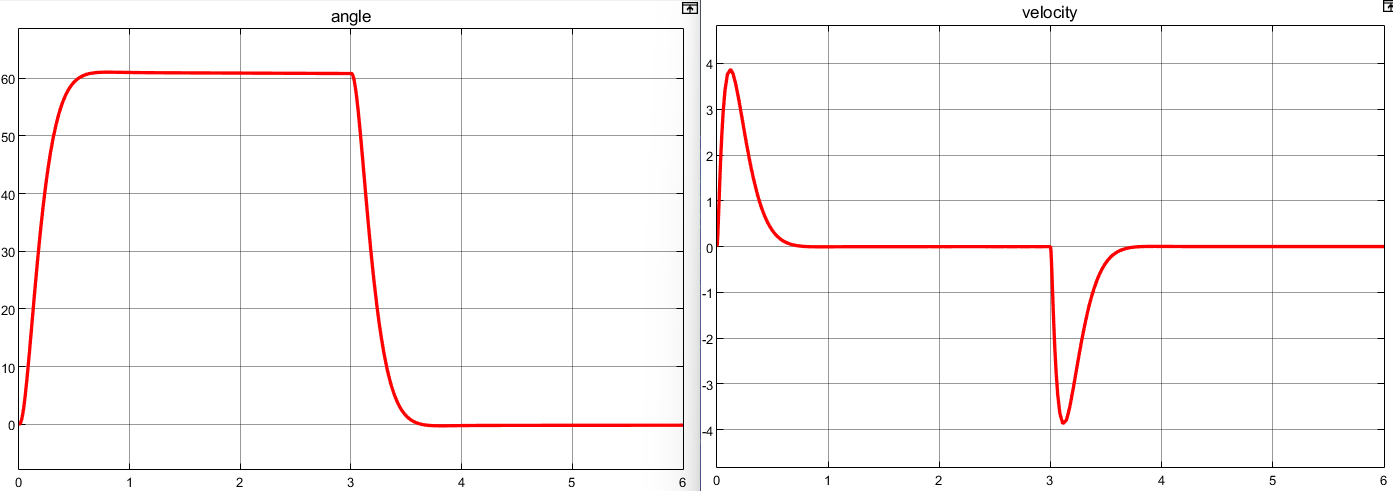


Рис. 10. Графики изменения угла отклонения и угловой скорости с коррекцией линейной системы.

График ошибки линейной системы с коррекцией представлен на рис. 11.

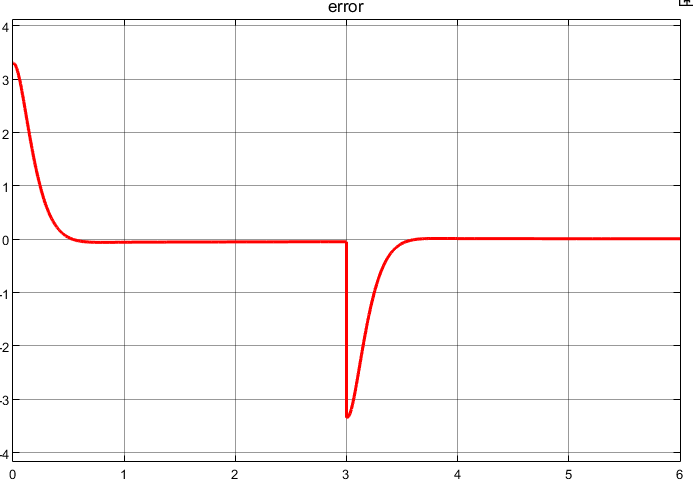


Рис. 11. График ошибки линейной системы с коррекцией.

График переходного процесса для линейной системы с коррекцией приведен на рис. 12.

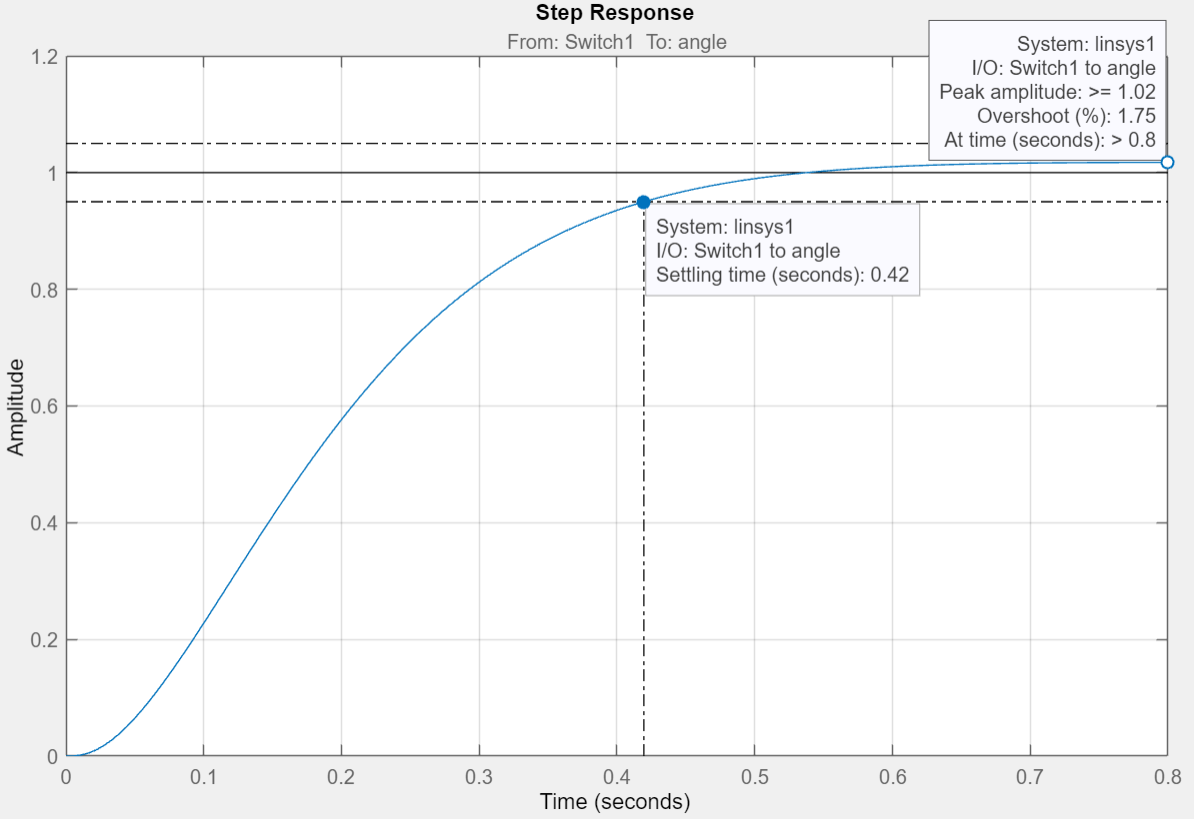


Рис. 12. График переходного процесса для привода схвата.

По рис. 6 видим, что перерегулирование , а время переходного процесса .

В соответствии с данными графиками была получена система, полностью удовлетворяющая требованиям технического задания: значение установившейся ошибки не превышает 10% (2% < 10%), при этом время переходного процесса составляет 0,42 с.

Также приведем частотные характеристики модели (ЛАФЧХ) с коррекцией на рис. 13:

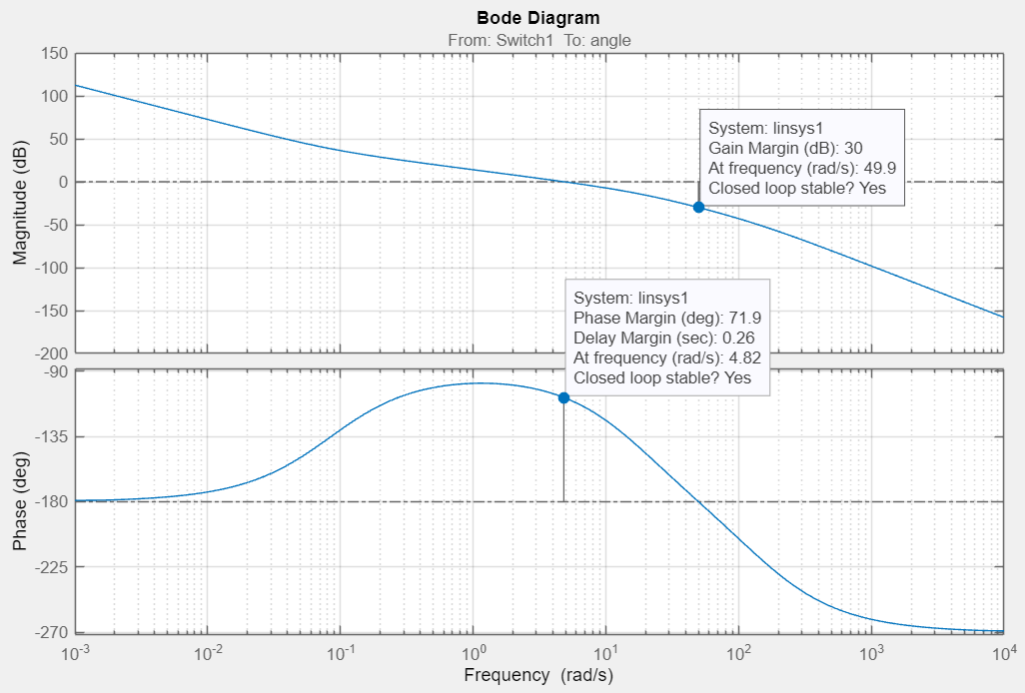


Рис.13. Частотные характеристики линейной скорректированной модели.

По логарифмическим частотным характеристикам определяем запас по амплитуде и фазе. Запас по амплитуде , а запас по фазе .

Далее проверим работу системы с учетом возникающих в процессе работы нелинейностей.

### **Нелинейная модель привода**

Составим нелинейную математическую модель привода схвата манипулятора с учетом коррекции и нелинейностей, приведенную на рис. 11:

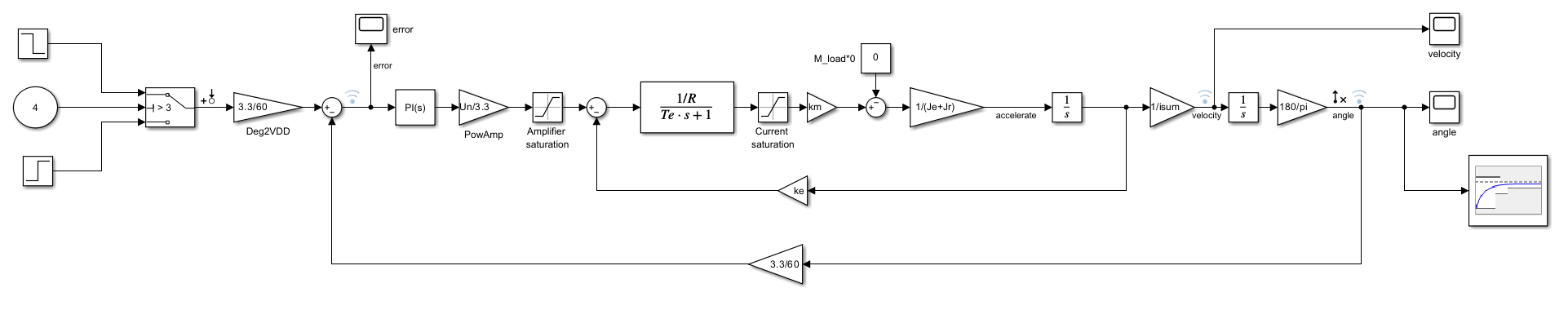


Рис. 14. Нелинейная математическая модель привода схвата с коррекцией.

Основными нелинейностями, возникающими в процессе работы, являются:

* насыщение усилителя мощности, на схеме данная нелинейность описывается блоком Saturation, ее максимальное по модулю значение равно номинальному напряжению питания двигателя 12 В;
* насыщение тока в обмотках двигателя, на схеме данная нелинейность описывается блоком Saturation, ее максимальное по модулю значение равно максимально допустимому току в обмотках 1,2 А.

Промоделируем работу данной системы. Графики изменения выходной величины – угла отклонения и угловой скорости – приведены на рис. 15.

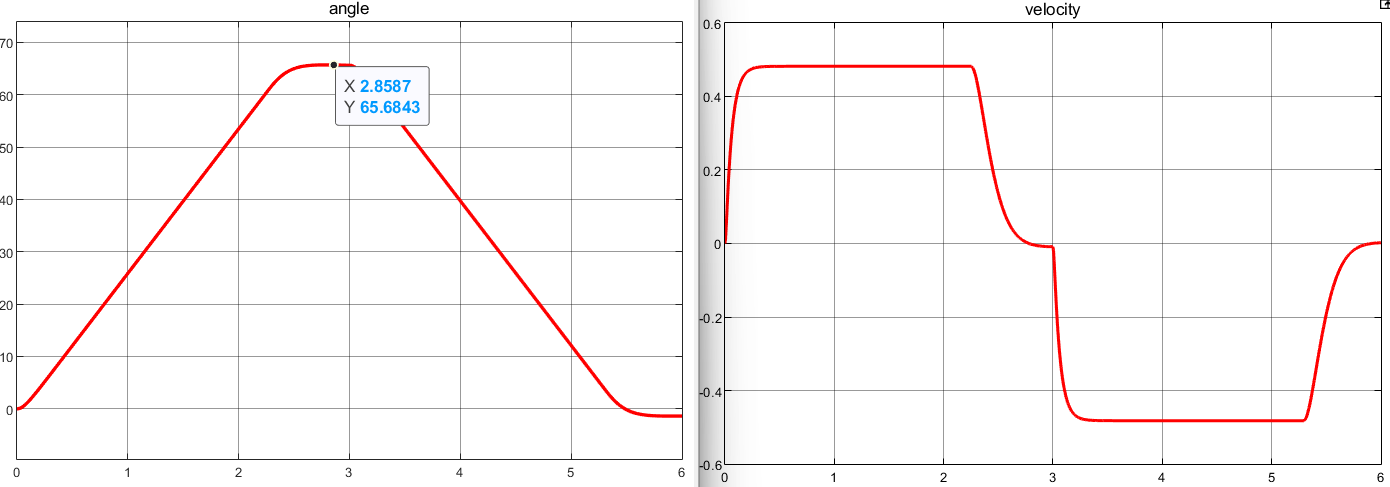


Рис. 15. Графики изменения угла отклонения и угловой скорости с коррекцией нелинейной системы.

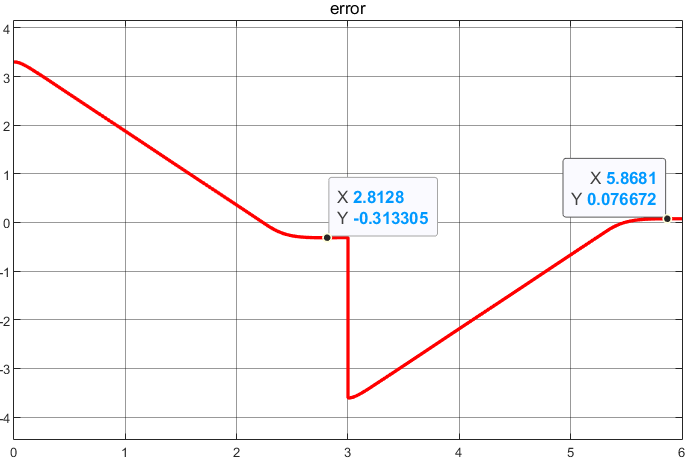


Рис. 16. График ошибки нелинейной системы с коррекцией.

В соответствии с данными графиками была получена нелинейная система, полностью удовлетворяющая требованиям технического задания: значение установившейся ошибки не превышает 10% (9,46% < 10%), при это время переходного процесса составляет 2,5 с.

Смоделируем работу системы в случае с удержанием объекта. Для этого внесем изменения в нелинейную модель, добавив следующую логику. Предположим, что привод обхватывает предмет, то есть пальцы сгибаются не полностью, а лишь наполовину (на 30). При контакте он фиксирует свое положение, а для удержания предмета требуется статическая сила 10 Н. Для реализации данной логики в модель добавляются: ключ на входе, сумматор для расчета угла возврата и реле для фиксации нового положения. Схема представлена на рис.

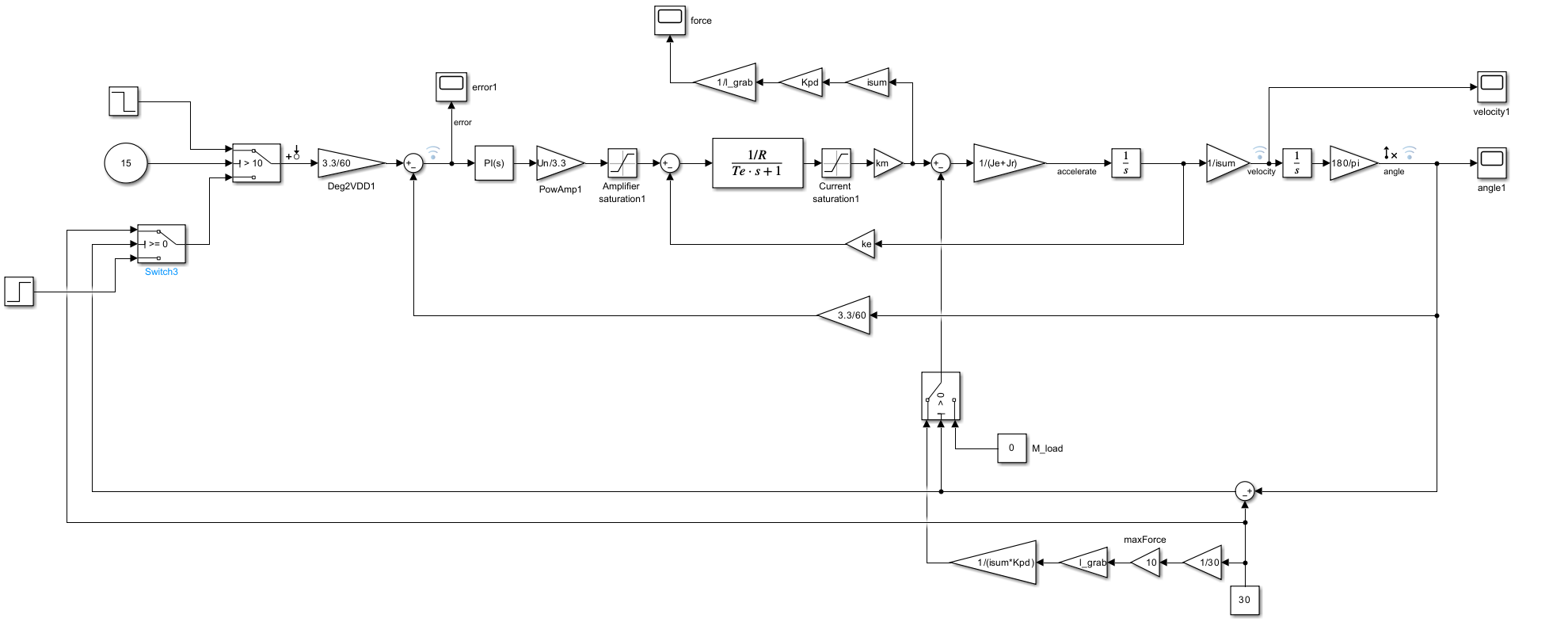


Рис. Нелинейная математическая модель дополнительной логикой работы.

Графики изменения угла отклонения и угловой скорости приведены на Рис. ниже.

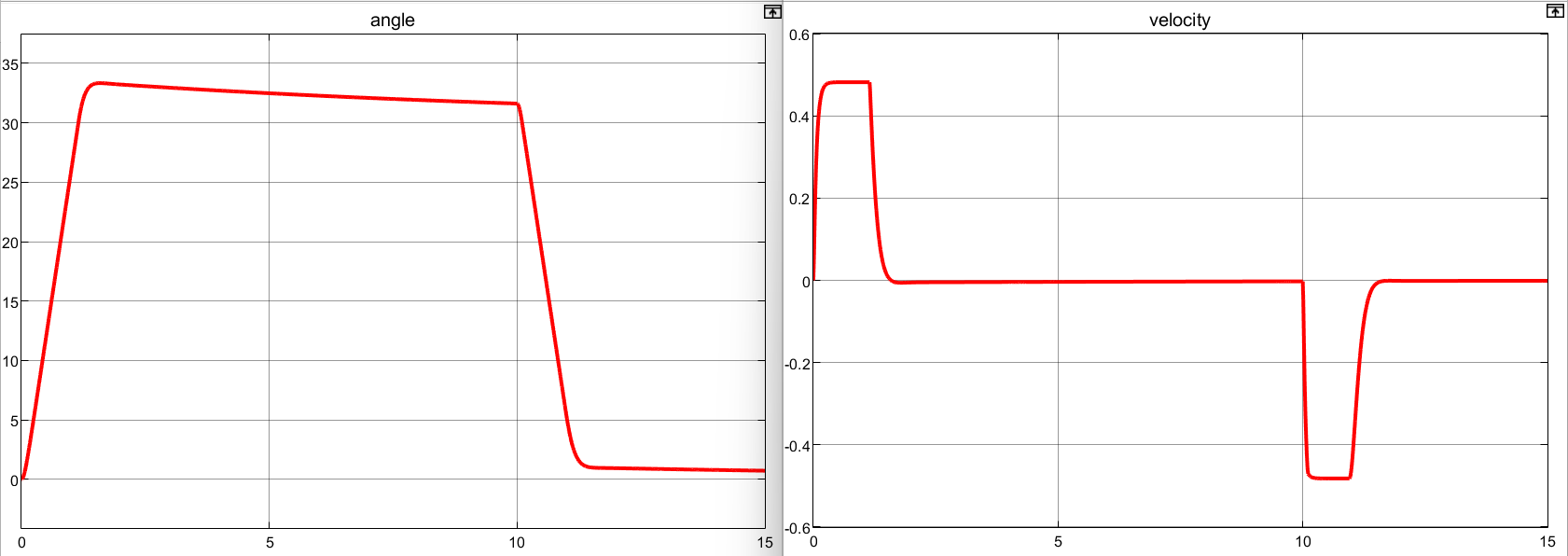


Рис.

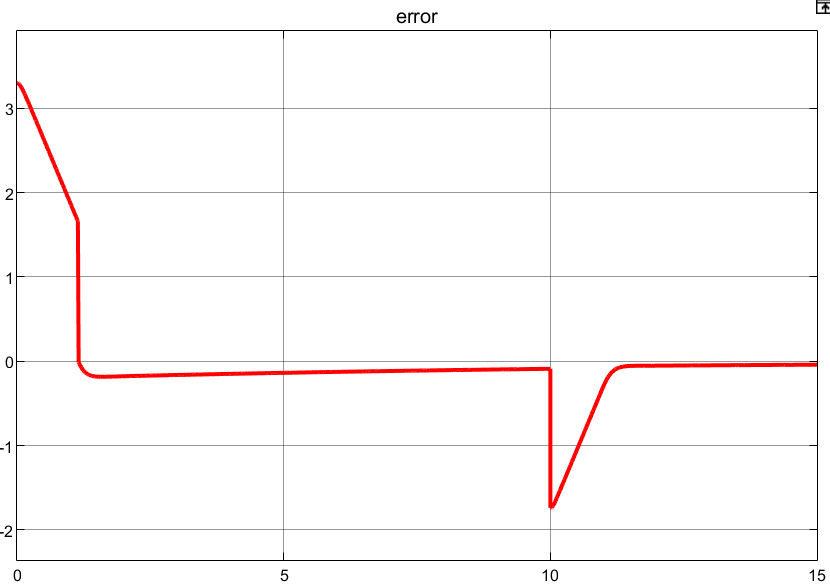


Рис.

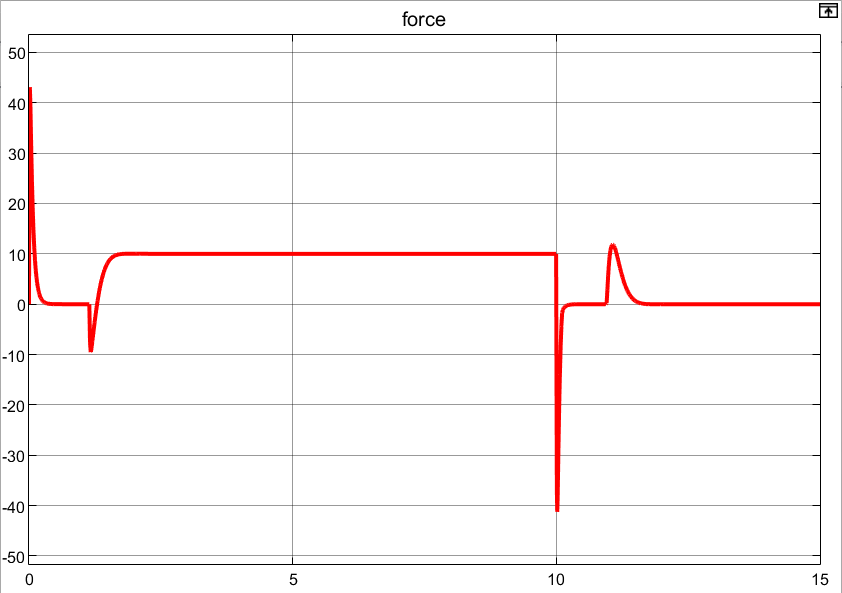


Рис.

По графикам наблюдаем, что привод достигает объекта, остается в данном положении и сохраняет постоянным прикладываемую силу на протяжении всего заданного времени. Таким образом обеспечивается захват и удержание предметов в работе лабораторного манипулятора. При этом прикладываемое усилие не превышает 10 Н, как было сформулировано в техническом задании.

### **Дискретная модель привода**

Последним этапом является проверка функционирования системы при учете наличия дискретности работы микроконтроллера. Для контура период дискретизации зависит от параметра аналого-цифрового преобразователя, который является частью микроконтроллера. Для микроконтроллеров STM32 любой серии среднее значение длительности преобразования составляет 1 мкс. Однако данный преобразователь не является достаточно точным, и для повышения точности работы необходимо вычислять среднее значение из нескольких полученных результатов. В контуре обратной связи по положению опрос значения датчика будет производиться с частотой . В соответствии с данным условием примем период дискретизации в данном контуре равным с.

Составим математическую модель привода схвата манипулятора с учетом дискретного блока Zero-Order Hold, установленного в цепи обратной связи по углу, и описывающий дискретность работы микропроцессора, приведенную на рис. 17.

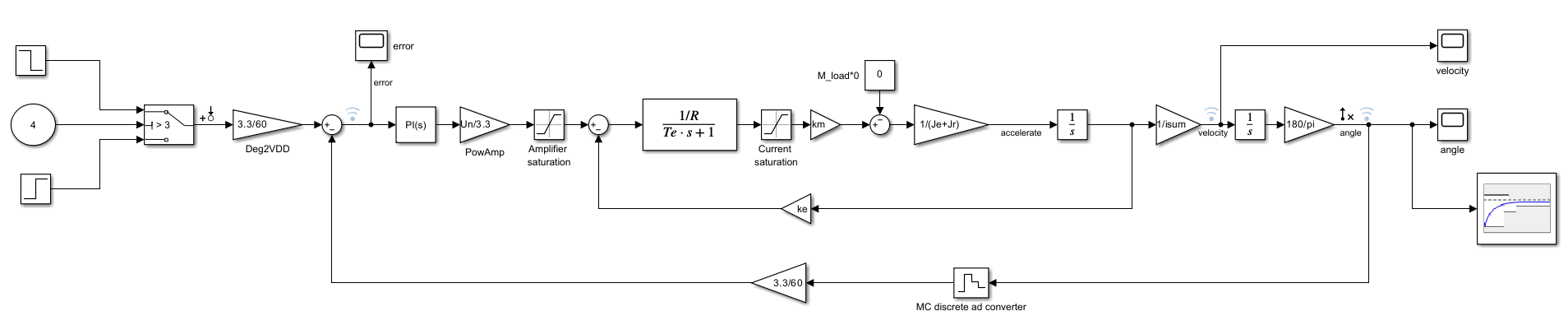


Рис. 17. Дискретная математическая модель привода схвата с коррекцией.

Составим передаточную функцию корректирующего устройства:

(65)

, где – коэффициент усиления пропорциональной составляющей;

– коэффициент усиления интегральной составляющей;

Составим разностное уравнение для реализации корректирующего устройства в микроконтроллере:

(66)

, где – изображение сигнала на выходе с корректирующего устройства;

– изображение сигнала на входе в корректирующего устройства.

Преобразуем данные уравнения следующим образом:

(67)

Запишем данное уравнение в следующем виде:

(68)

Промоделируем работу данной системы. Графики изменения выходной величины – угла отклонения и угловой скорости приведены на рис. 18.

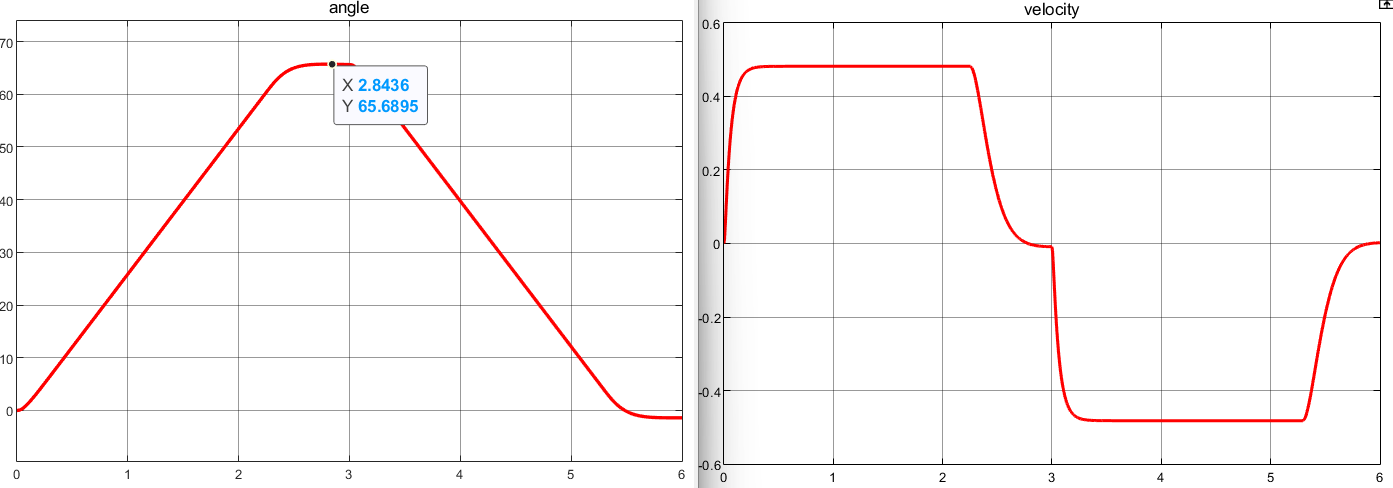


Рис. 18. Графики изменения угла отклонения и угловой скорости с коррекцией дискретной системы.

График ошибки линейной системы с коррекцией представлен на рис. 19.

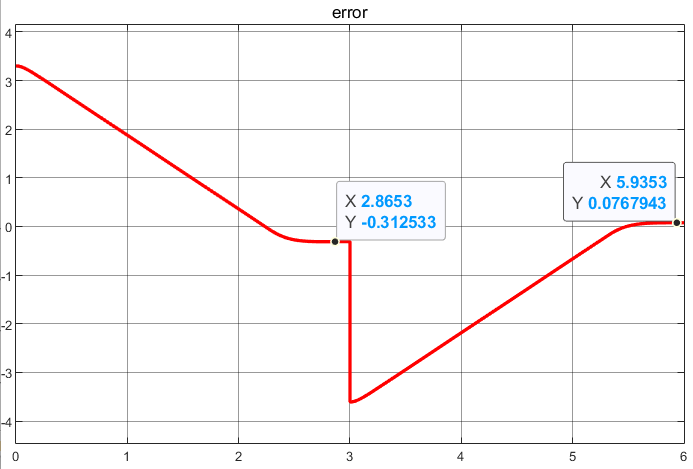


Рис. 19. График ошибки дискретной системы с коррекцией.

В соответствии с данными графиками была получена дискретная система, полностью удовлетворяющая требованиям технического задания: значение не превышает 10% (9,46% < 10%), время переходного процесса не превышает 3 с (2,5 с < 3 с).

## **Разработка платы управления**

## **Решение прямой и обратной задачи кинематики**

## **Реализация программного обеспечения**

* 1. <https://kuklintnec.ucoz.ru/_ld/0/16___.pdf> (24.02.2025)
  2. <https://studfile.net/preview/4200349/page:15/> (24.02.2025)
  3. <https://plastics-rubber.basf.com/global/en/performance_polymers/products/ultramid> (25.02.2025)
  4. <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294833/4294833742.pdf?ysclid=m7k5bfz4qg858416918> (25.02.2025) ГОСТ 19650-74
  5. <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9D%D0%B5%D0%B9%D0%BB%D0%BE%D0%BD?utm_source> (25.02.2025)
  6. <https://studfile.net/preview/9345592/page:3/> (25.02.2025)
  7. <https://www.wanhan-plastic.com/ru/article-5416602614952950.html> (26.02.2025)
  8. <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294834/4294834433.pdf?ysclid=m7lriez3iv683683481> (26.02.2025) ГОСТ 18855-82
  9. <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294821/4294821660.pdf?ysclid=m7lujqx3x8440365508> (26.02.2025) ГОСТ 831-75

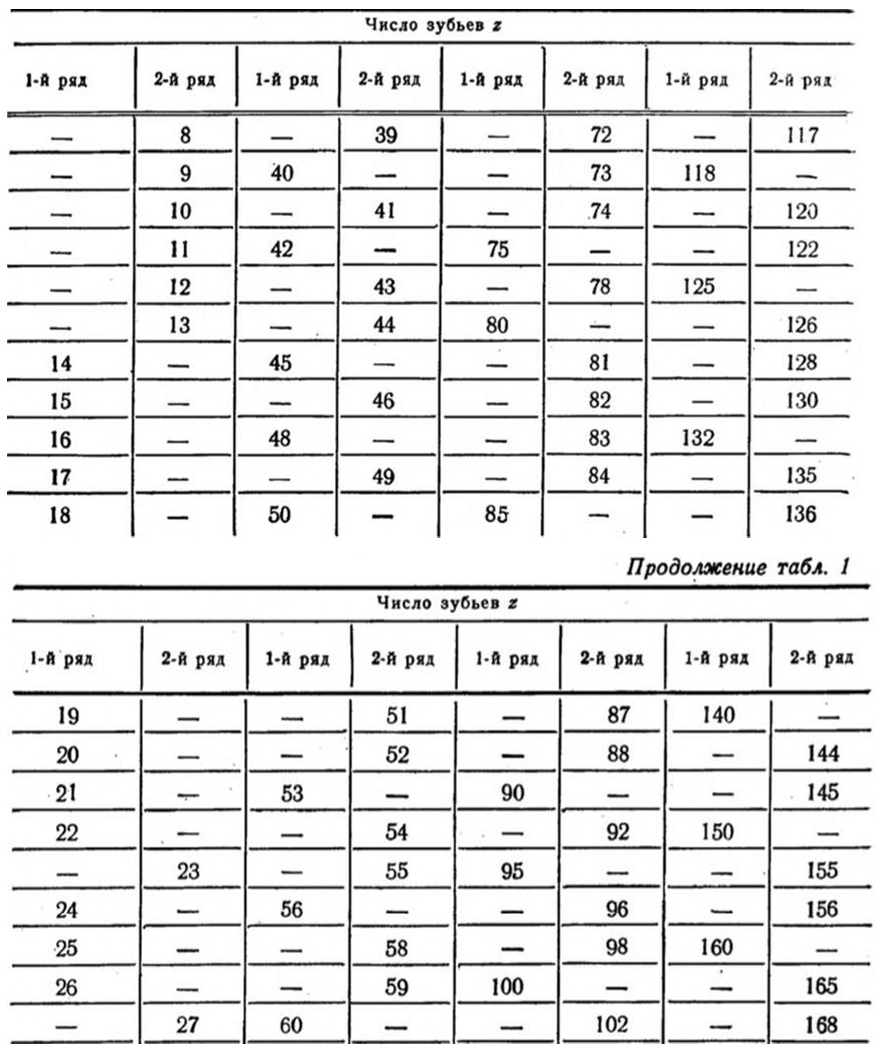


Рис.

Таблица 1

Параметры червячной передачи

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Обозначение | Значение |
| Число зубьев зубчатого колеса | *zк* | 27 |
| Число витков червяка (Вид ZI) | *zч* | 4 |
| Модуль зацепления | *m* | 1 |
| Межосевое расстояние между зубчатым колесом и червяком, мм | *aω* | 23,5 |
| Делительный диаметр зубчатого колеса, мм | *dк* | 27 |
| Делительный диаметр червяка, мм | *dч* | 20 |
| Ширина зубчатого колеса, мм | *bк* | 10 |
| Ширина червяка, мм | *bч* | 17 |
| Основной угол подъема, ° |  | 22,9 |
| Передаточное отношение | *i* | 6,75 |