# Список сокращений

ТНПА – телеуправляемый подводный аппарат;

ДПТ – двигатель постоянного тока;

СУ – система управления;

# Введение

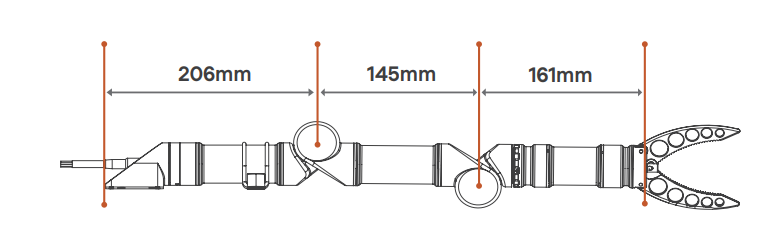
Манипуляторы являются крайне удобным инструментом для проведения работ в воде, поэтому с их помощью выполняется обширный спектр работ: взятие геологических проб, археологические работы, отчистка различных поверхностей, открытие и закрытие вентилей, прокладка и ремонт кабеля и так далее. Поскольку выполняемые манипуляторами подводных роботов задачи разнятся, то разнятся и их конструкции, от больших манипуляторов с небольшим числом степеней свободы, которые служат для перемежения тяжёлых объектов, и длинных манипуляторов с большим числом степеней свободы, которые выполняют сложные операции с более лёгкими объектами, до простых захватов с 1 степенью свободы.

Целью данной работы является проектирование первого привода подводного электромеханического манипулятора и его СУ (системы управления).

# Постановка задачи

Технические характеристики манипулятора, для которого проектируется электромеханический привод представлены в ниже:

* число степеней свободы, с учётом рабочего звена – 4;
* грузоподъёмность в вытянутом состоянии 30Н;
* максимальная скорость перемещения по степени свободы – 25 об/мин;
* длина в вытянутом положении 0.4м.

В качестве примера готового изделия можно привести электромеханический манипулятор Alpha 4 от компании BlueprintLab. Основываясь на его габаритах будет строиться модель для определения значений некоторых необходимых для расчётов параметров. Он представлен на рисунке 1.

* Рисунок 1 – Схема электромеханического манипулятора BlueprintLab Alpha 4

# Энергетический расчёт

Целями энергетического расчёта проектируемого привода являются:

* анализ действующих на привод нагрузок;
* выбор комплектующих изделий (ДПТ (двигатель постоянного тока) и редуктора);
* уточнение всех характеристик привода.

## 2.1. Анализ действующих на привод нагрузок

Рассмотрим полное полный момент нагрузки на выходном валу электропривода:

, (1)

где:

–момент инерции нагрузки и вращающихся частей манипулятора;

– угол поворота выходного звена вала;

– коэффициент вязкого трения;

– коэффициент гидродинамического сопротивления;

– коэффициент позиционного момента;

– внешний статический момент.

Теперь выделим основные составляющие нагрузки для энергетического расчёта. Поскольку для оценки момента вязкого трения нам необходимо Оставим динамический момент, вентиляторный момент и внешний статический момент. Эти моменты составят основную часть момента нагрузки. После учёта вышеописанных соображений уравнение 1 примет вид:

, (2)

Результатом данного энергетического расчёта является нагрузочная характеристика привода. Для её построения необходимо определить численные значения параметров , , .

### 2.1.1. Определение внешнего статического момента

Внешний статический момент определяется по следующей формуле:

*,* (3)

где:

– максимальная вес нагрузки в воде, = 30 Н;

– расстояние от выходного вала рассчитываемого привода до нагрузки при вытянутом состоянии манипулятора, м;

– силла тяжести, действующая на вращающуюся часть манипулятора, примем = 15 Н;

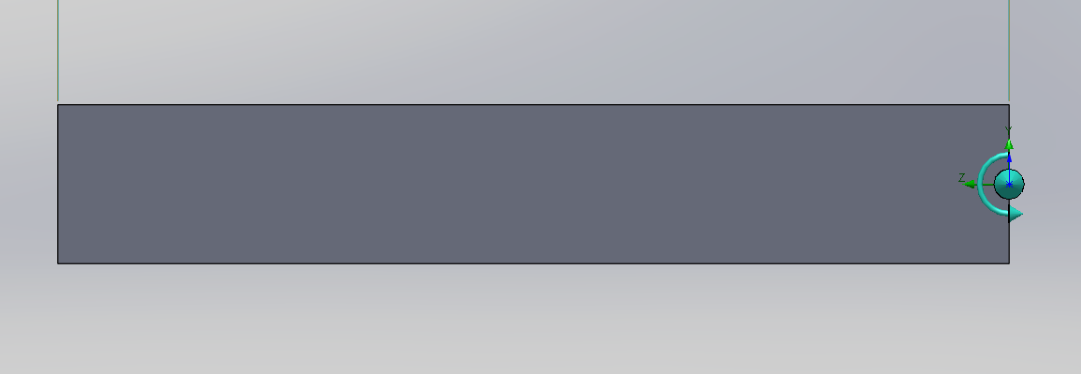
– сила Архимеда, действующая на вращающуюся часть манипулятора, примем

– расстояние от выходного вала рассчитываемого привода до центра масс вращающейся части манипулятора, примем *r* = 0.15 м.

Тогда получим = 10.5 Нм.

### 2.1.2. Определение коэффициента гидродинамического сопротивления

Определять численное значение данного коэффициента будем с помощью пакета SolidWorks Flow Simulation. Для начала проведем верификацию расчётов в данном пакете. Проведем в нём расчёт момента гидродинамического сопротивления для бруска квадратного сечения 40x40мм и длиной 300 мм. Будем вращать рисунок относительно оси, проходящей через его торец, с угловой скоростью = 2 рад/с, как это показано на рисунке 2.

Рисунок 2 – Брусок в пакете SolidWorks Flow Simulation

Получим следующее значение момента = 0.255 Нм.

Теперь проведём аналогичный расчёт аналитическим способом. При вращении заданным образом на каждую элементарную часть детали длинной *dr* набегает поток со скорость . Таким образом, на этом участке детали возникает сила гидродинамического сопротивления

, (4)

где:

– коэффициент гидродинамического сопротивления, = 1,6;

– ширина сечения бруска, *B* = 0.04 м;

– плотность жидкости, в которой происходит вращение, = 1000 кг/.

Такая сила создаёт элементарный момент

, (5)

Полный гидродинамический момент сопротивления при вращении получим, проинтегрировав элементарный момент по всей длине бруска *R.*

*,* (6)

Подставив все необходимые численные значения в формулу (6) и получим значение момента Нм.

Видно, что значения Нм и = 0.255 Нм, полученные разными способами примерно равны. Это значит, что настройки параметров пакета SolidWorks Flow Simulation проведена верно, поэтому перейдём теперь к определению коэффициента более сложной модели.

Построим более сложную модель вращающихся частей манипулятора и рассчитаем её на разных скоростях вращения. На рисунках 2.а и 2.б представлена данная модель с разных ракурсов.

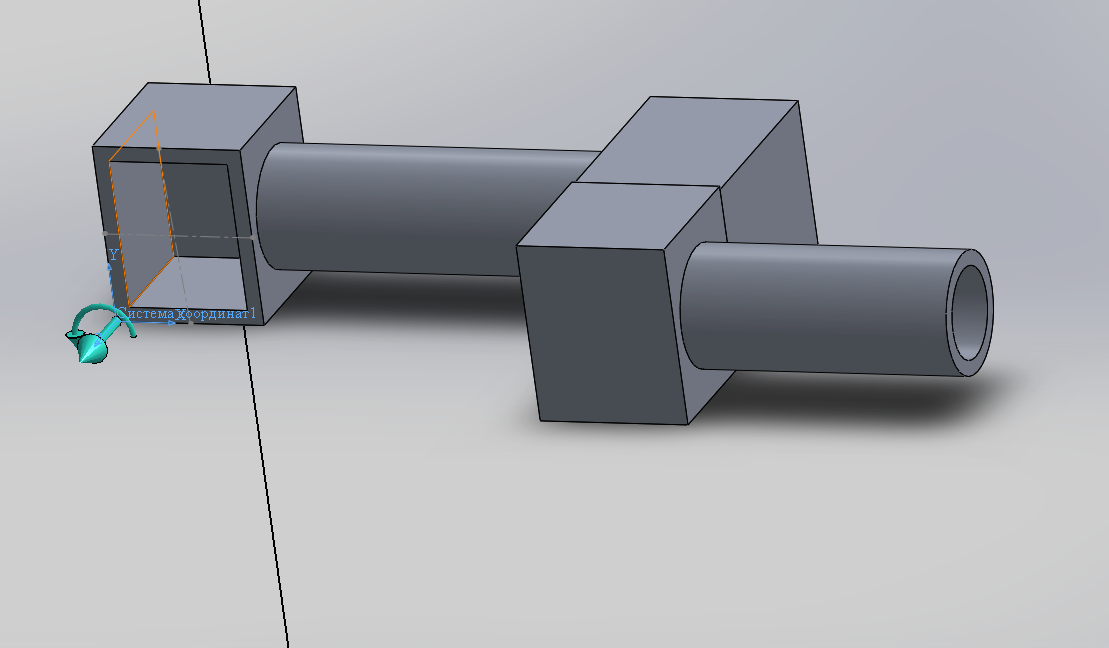


Рисунок 3.а – Модель вращающихся частей манипулятора

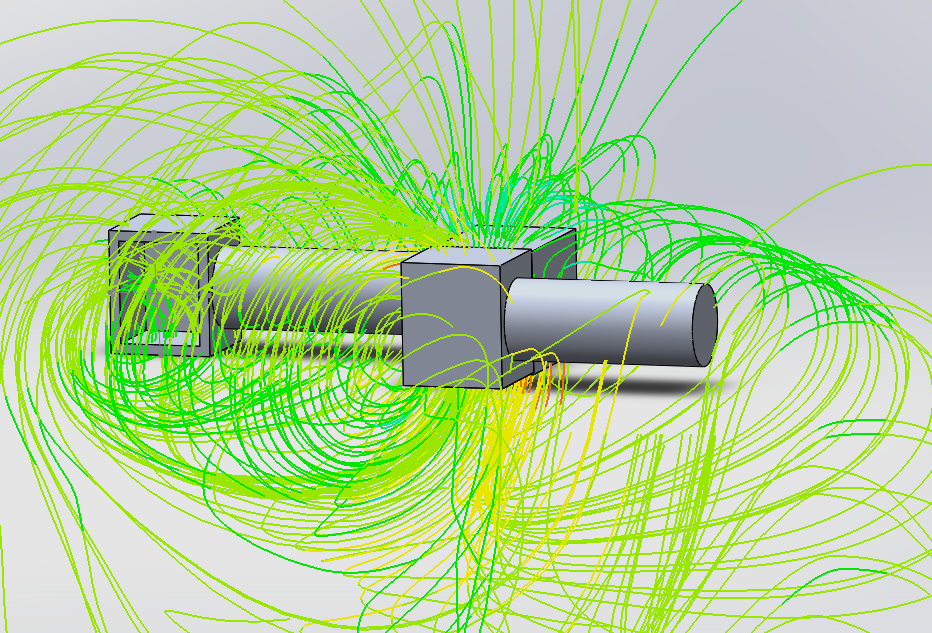


Рисунок 3.б – Траектории обтекания вращающихся частей манипулятора частицами воды при расчёте

Рисунки 3.а и 3.б – модель вращающихся приводов манипулятора.

Результаты данных рассчетов представлены в виде графика на рисунке 4. На рисунке 4 мы можем видеть, квадратичную зависимость гидродинамического момента сопротивления от скорости вращения гидропривода. Это согласуется с формулой гидродинамического момента сопротивления

, (7)

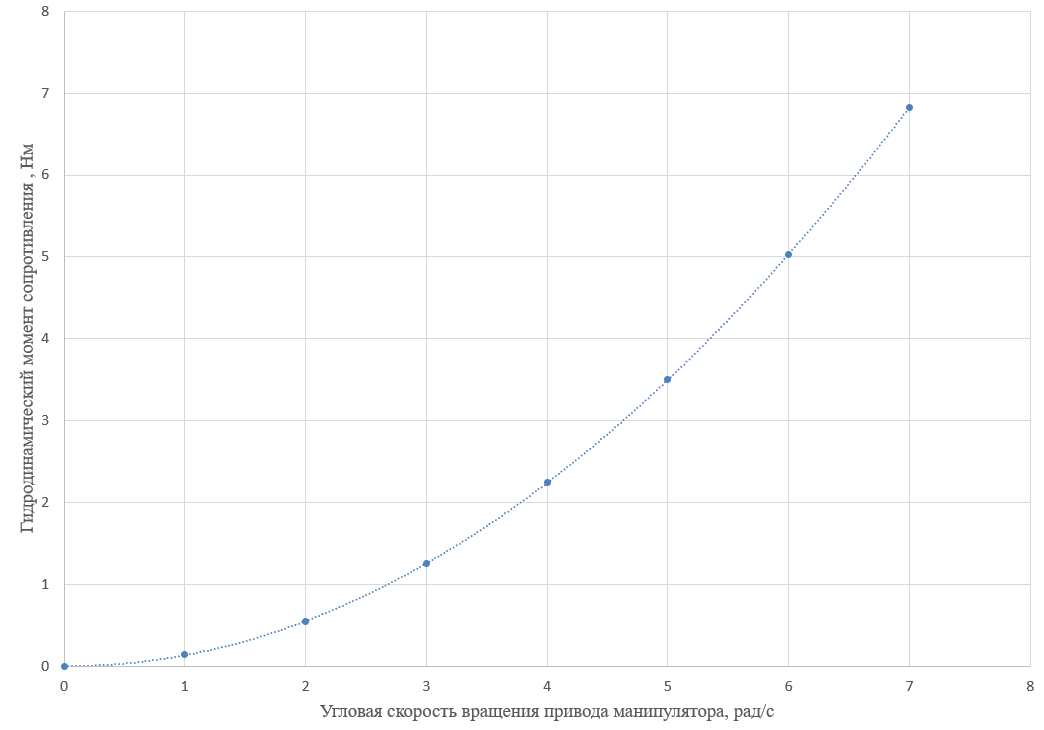
что ещё раз показывать достоверность расчётов, проведённых в пакете SolidWorks Flow Simulation.

Рисунок 4 – График зависимости гидродинамического момента сопротивления от угловой скорости вращения привода манипулятора

Теперь рассчитаем . Возьмём среднее арифметическое значение по результатам 7 расчётов. Рассчитывать значения будем по формуле

, (8)

Таблица 1 – Значения коэффициентов по результатам расчётов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| , Нм |  |  |  |
| 0,14 | 1 | 0.142 | 0.139 |
| 0,54 | 2 | 0.135 |
| 1,26 | 3 | 0.140 |
| 2,24 | 4 | 0.140 |
| 3,52 | 5 | 0.140 |
| 5,03 | 6 | 0.139 |
| 6,83 | 7 | 0.138 |

В дальнейших расчётах примем = 0.139.

### 2.1.3. Определение момента инерции нагрузки и вращающихся частей манипулятора.

Будем рассчитывать момент инерции нагрузки и вращающихся частей привода по формуле

, (9)

где:

– момент инерции нагрузки;

– момент инерции вращающихся частей манипулятора.

Поскольку нам не известны габариты нагрузки то представим её как материальную точку с массой *m*н = 3 кг. Тогда её момент инерции будет равен

.

Момент инерции вращающихся частей манипулятора рассчитаем с помощью SolidWorks по модели, которая использовалась для расчёта . Примем материал всех частей модели алюминий 6061 – Т6. Получим .

Тогда итоговый момент инерции будет равен

## Построение нагрузочной характеристики привода

Теперь, когда известны все численные значения необходимых нам параметров, можно переходить к построению нагрузочной характеристики. Предположим, что выходной угол меняется по синусоидальному закону

, (10)

где:

– амплитуда выходного угла, = 200оили  = 3.5 рад;

– частота эквивалентного гармонического сигнала.

Тогда закон изменения скорости будет определяться по следующему выражению

, (11)

а ускорение соответственно

. (12)

Поскольку значения и заданы, то можно определить значение

рад/с. (13)

Подставив в (2) выражения (10), (11) и (12) получим выражение для построения нагрузочной характеристики привода

, (14)

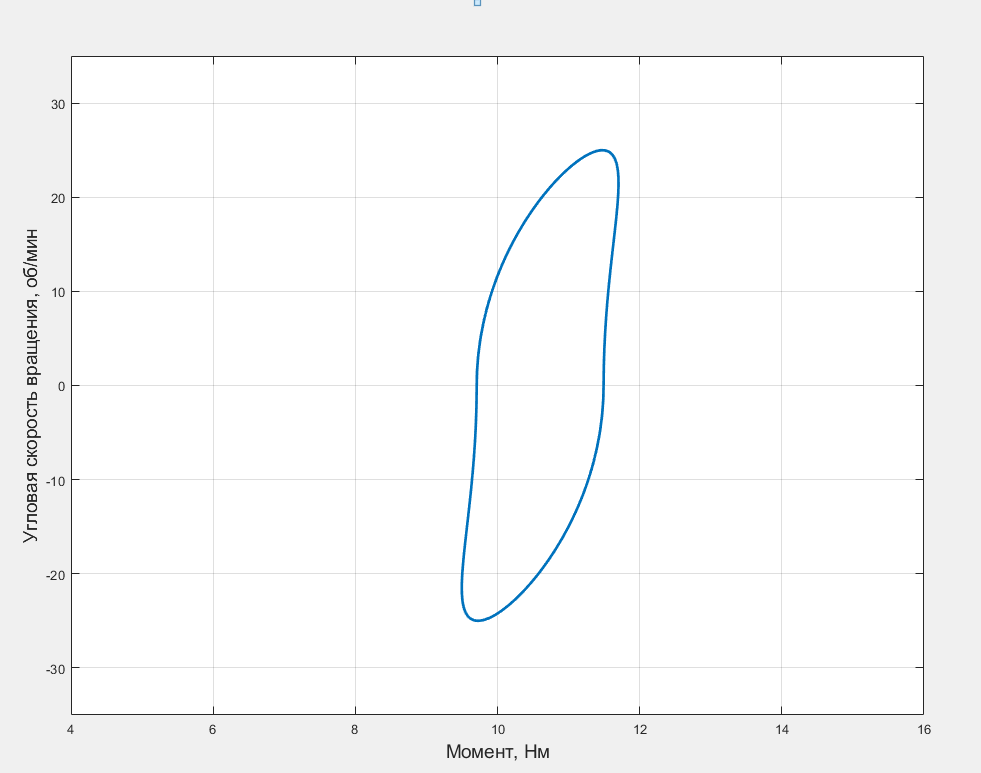
Построим нагрузочную характеристику привода по выражению (14) в среде разработки Matlab. Результат представлен на рисунке 5. 

Рисунок 5 – Нагрузочная характеристика первого привода подводного электромеханического манипулятора

Из графика на рисунке 5 видно, что основную часть нагрузки составляет внешний статический нагрузки, когда динамический момент и гидродинамический момент сопротивления вносят меньший вклад в момент нагрузки гидропривода. Это происходит из-за небольших габаритов манипулятора и относительно небольших скоростей вращения его приводов. Также стоит отметить, что с помощью нагрузочной характеристики можно определить максимальный момент нагрузки *Mmax* = 11.7 Нм.

## Выбор двигателя и редуктора электромеханического привода

Выбор двигателя будем осуществлять путём сравнения механической и нагрузочной характеристики привода. Эти характеристики должны удовлетворять следующему условию

, (15)

где:

– механическая характеристика электромеханического привода;

– нагрузочная характеристика электромеханического привода. Иными словами, механическая характеристика электромеханического привода должна охватывать его нагрузочную характеристику.

В качестве двигателя для разрабатываемого привода был выбран коллекторный двигатель Faulhaber 3257 024CR, а в качестве редуктора к двигателю был выбран Faulhaber 42GPT с передаточным числом *i* = 196. Ниже в таблицах 2 и 3 представлены их основные характеристики.

Таблица 2 – основные характеристики двигателя Faulhaber 3257 024CR

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номинальное напряжение | В | 24 |
| Скорость холостого хода | об/мин | 5900 |
| Ток холостого хода | мА | 129 |
| Пусковой момент | мНм | 539 |
| Номинальный момент | мНм | 71 |
| Номинальная скорость | об/мин | 5200 |
| Номинальный ток | А | 2.3 |
| КПД | % | 83 |
| Момент инерции ротора |  | 41 |
| Электромеханическая постоянная времени | мс | 4.7 |

Таблица 3 – основные характеристики планетарного редуктора Faulhaber 3257 42GPT

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Максимальный продолжительный момент | Нм | 15 |
| Максимальный мгновенный момент | Нм | 20 |
| Максимальная продолжительная скорость входного вала | об/мин | 10000 |
| Максимальная мгновенная скорость входного вала | об/мин | 13000 |
| Передаточное число | - | 196 |
| КПД | % | 80 |
| Мёртвый ход | о | 0.4 |

Как видно из таблицы 3 редуктор имеет высокий КПД и довольно высокий максимальный момент, который больше максимального момента нагрузки, также данный редуктор подходит по скорости вращения входного вала.

Теперь построим механическую характеристику привода. механическая характеристика ДПТ описывается уравнением

, (16)

где:

– скорость холостого хода;

– пусковой момент электродвигателя. С учётом редуктора уравнение (16) примет следующий вид

(17)

где:

*–* КПД редуктора, = 0.8;

*i –* передаточное число редуктора, *i* = 196;

– момент на выходном валу редуктора;

– скорость выходного вала редуктора.

Теперь мы можем построить механическую характеристику электромеханического привода. На рисунке 6 показаны графики нагрузочной и механической характеристики.

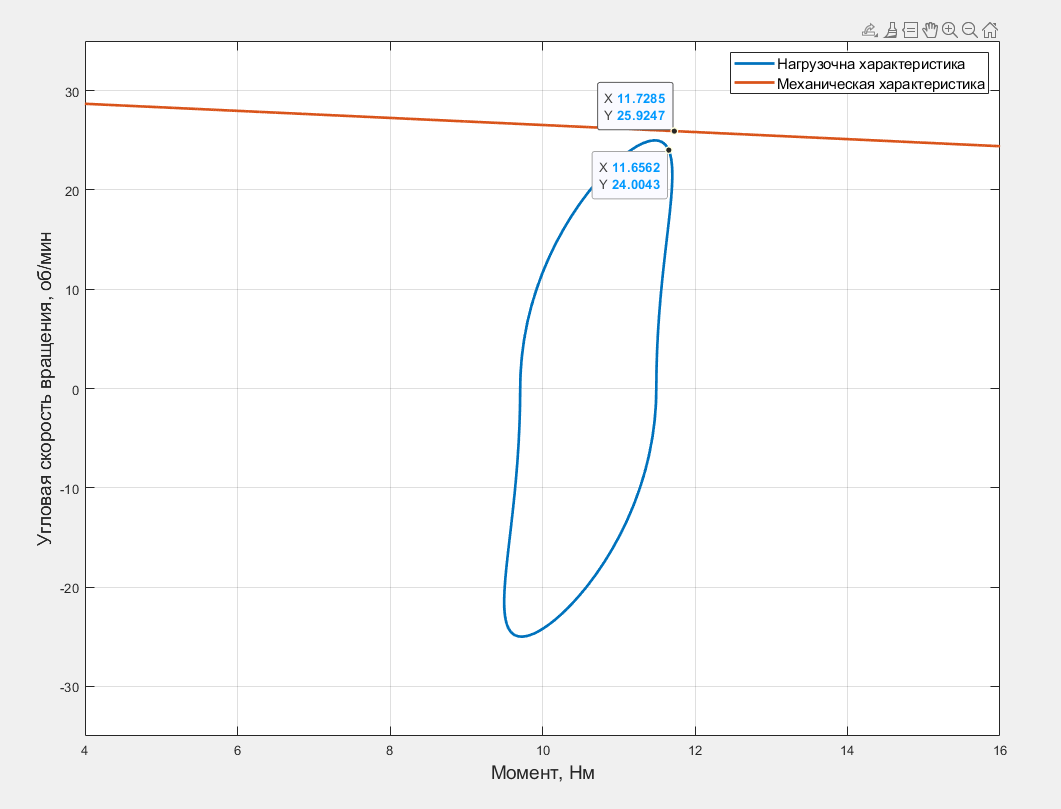


Рисунок 6 – Механическая и нагрузочная характеристика привода

Как видно из рисунка 6 механическая характеристика охватывает нагрузочную, а значит неравенство (15) выполняется.

Теперь рассмотрим тепловой режим, в котором работает двигатель. Рассмотрим точку максимальной мощности на нагрузочной характеристике и найдём соответствующую ей точку на механической характеристике привода. Эти точки отмечены на графиках на рисунке 6. На координаты точки механической характеристики показывают значения момента и скорости на выходном валу редуктора. Определим по ним соответствующие значения на валу двигателя:

Как видно из рисунка 7, полученные значения близки к номинальным режиму работы двигателя и входят в режим продолжительной работы. Исходя из этого, можно сделать вывод, что двигатель выбран верно.

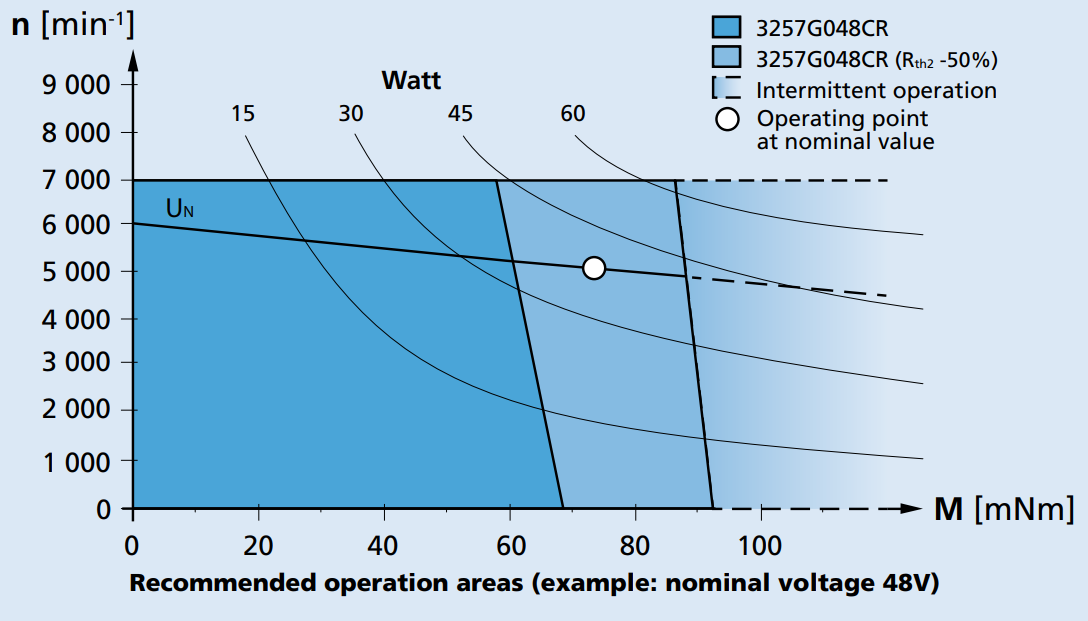


Рисунок 7 – Рабочие диапазоны двигателя рабочие диапазоны двигателя Faulhaber 3257 024CR

# 3. Составление математической системы управления

Теперь составим математическую модель нашей системы. Начнём её с составления математической модели ДПТ. ДПТ описывается следующими уравнениями:

, (18)

, (19)

где:

*U* – напряжение управления двигателя;

*L –* индуктивность обмоток двигателя;

*r* – сопротивление обмоток двигателя;

– ток в обмотках двигателя;

– момент на валу ДПТ;

– коэффициент противо-ЭДС;

– моментный коэффициент.

Также у нас присутствует механическая передача, которая описывается следующими уравнениями:

, (20)

, (21)

где – момент инерции ротора двигателя.

Момент на выходном валу редуктора описывается в соответствие с выражением (2). Теперь запишем все эти выражения в операторной форме

, (22)

, (23)

(24)

Выразим из (22) функцию *i*

, (25)

Теперь выразим из (24). Для этого распишем выражение для момента на валу двигателя более подробно

, (26)

Приведём момент инерции нагрузки к валу двигателя и получим приведённый момент инерции нагрузки

, (27)

(28)

Выразим из уравнения (27)

(29)

Далее по уравнениям (29), (25), (20) составим математическую модель нашего привода. Очевидно, что гидродинамический момент сопротивления вносит в данную модель нелинейность, поэтому эта модель не линейна. Её структурная схема представлена на рисунке 8.

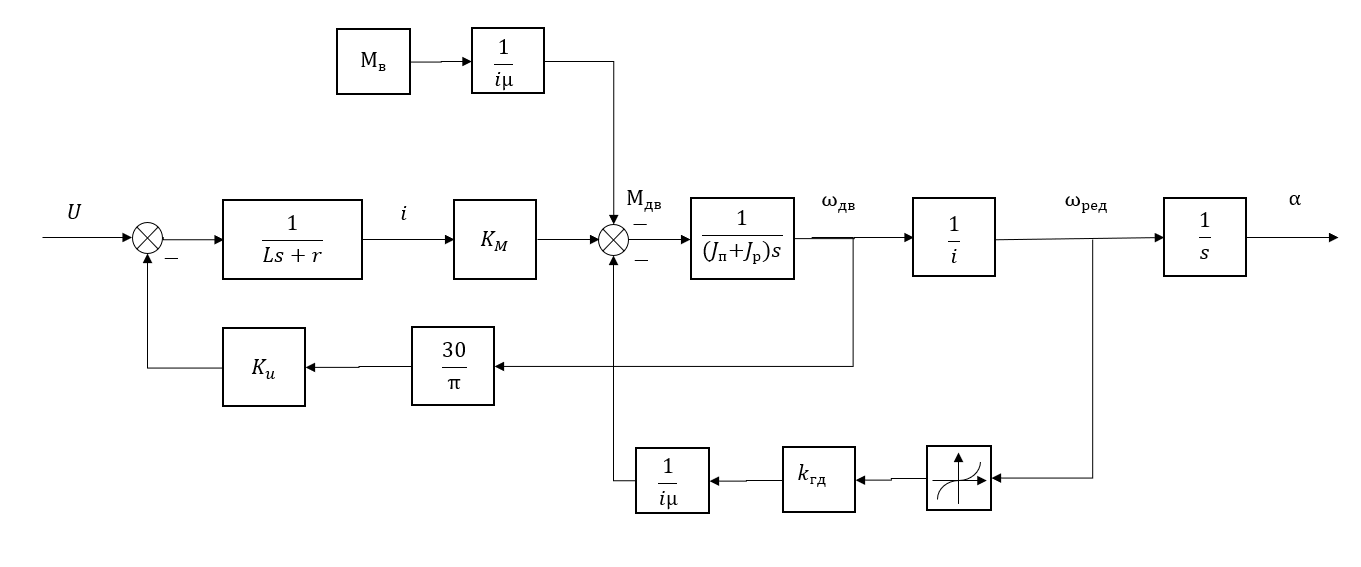


Рисунок 8 – Структурная схема нелинейной математической модели привода.

## 3.2 Линеаризация математической модели

Наша нелинейность имеет следующий вид

,

видно, что эта функция является нечётной функция, а значит для её аппроксимации целесообразно использовать метод наименьших квадратов. Проводить линеаризацию будем на отрезке …3.2 рад\с. Аппроксимация в этом случаем будет иметь следующий результат

, (30)

где – коэффициент линеаризации. В нашем случае он принимает значение = 2.4. На рисунке 9 представлен результат аппроксимации параболической нелинейности.

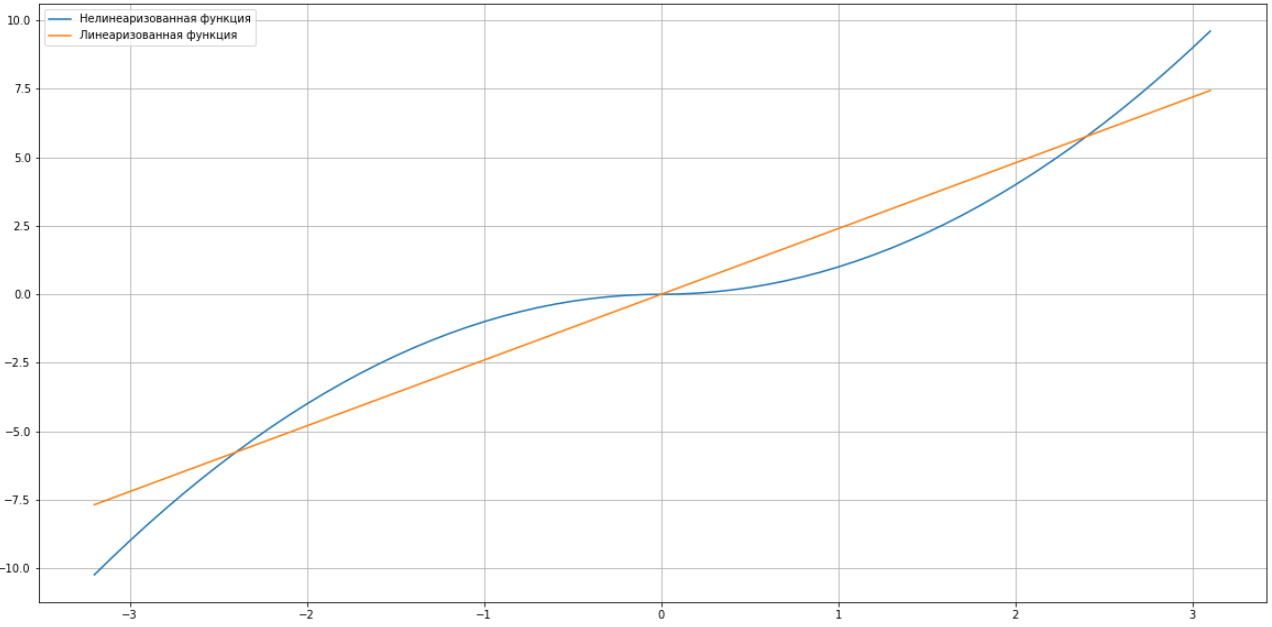
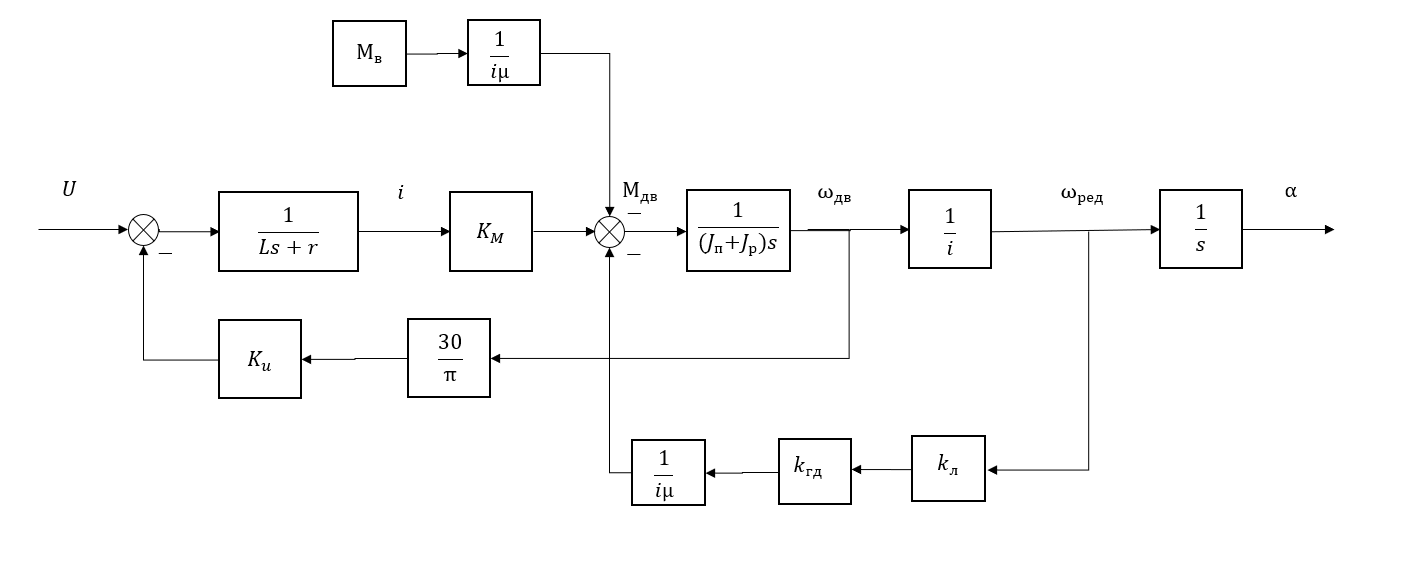
**

Рисунок 9 – Результат аппроксимации параболической нелинейности

Структурная схема линеаризованной математической модели привода с учетом выражения (30) представлена на рисунке 10.

**Рисунок 10 – Блок схема линеаризованной математической модели привода