

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«МАГНИТОГОРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Г.И. НОСОВА»

*На правах рукописи*



**Енин Сергей Сергеевич**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ  
ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ МОСТОВОГО КРАНА  
ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕШЕННОГО ГРУЗА**

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Специальность 05.09.03 – Электротехнические комплексы и системы

Научный руководитель:

доктор технических наук,

доцент

Омельченко Евгений Яковлевич

Магнитогорск – 2020

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> -----	4
<b>ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ МОСТОВЫХ КРАНОВ</b> -----	10
1.1. Общая информация о грузоподъемных устройствах .....	10
1.2. Современное состояние электропривода мостовых кранов .....	15
1.3. Анализ процесса колебаний груза при работе мостового крана .....	20
1.4. Анализ технических решений для демпфирования колебаний повешенного груза .....	28
1.5. Выводы по главе .....	34
<b>ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА МОСТОВОГО КРАНА С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА</b> -----	36
2.1. Математическое описание движения механизмов мостового крана уравнениями Лагранжа II рода .....	36
2.1.1. Обобщенные силы и координаты механизма подъема .....	38
2.1.2. Обобщенные силы и координаты механизма передвижения грузовой тележки .....	39
2.1.3. Обобщенные силы и координаты механизма передвижения моста .....	41
2.1.4. Кинетическая энергия системы механизмов мостового крана .....	43
2.1.5. Уравнения движения механизмов мостового крана .....	43
2.2. Математическая модель системы электропривода мостового крана ...	46
2.2.1. Математическая модель асинхронного двигателя .....	46
2.2.2. Математическая модель преобразователя частоты со скалярным управлением .....	52
2.3. Математическая модель механизмов мостового крана .....	55
2.4. Компьютерная модель мостового крана .....	58
2.4.1. Компьютерная модель асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором .....	58
2.4.2. Компьютерная модель системы «преобразователь частоты – асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором» .....	64

2.4.3. Компьютерная модель мостового крана .....	68
2.6. Выводы по главе .....	78
<b>ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ МОСТОВОГО КРАНА ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕШЕННОГО ГРУЗА -----</b>	<b>80</b>
3.2. Разработка усовершенствованной системы управления электроприводами.....	89
3.3. Компьютерная модель усовершенствованной СУЭП .....	99
3.4. Моделирование работы усовершенствованной СУЭП .....	102
3.5. Моделирование работы системы определения коэффициента обратной связи по углу отклонения груза усовершенствованной СУЭП.....	108
3.6. Выводы по главе .....	112
<b>ГЛАВА 4. РЕАЛИЗАЦИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ СУЭП МОСТОВОГО КРАНА ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕШЕННОГО ГРУЗА -----</b>	<b>114</b>
4.1. Аппаратная реализация датчика угла отклонения груза .....	114
4.2. Описание лабораторной установки.....	119
4.3. Интеграция в существующую систему управления .....	122
4.4. Достоверность компьютерной модели мостового крана .....	125
4.5. Работа и исследование усовершенствованной СУЭП .....	128
4.6. Выводы по главе. ....	133
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ -----</b>	<b>135</b>
Список литературы .....	137
Приложение 1 - Программный код в среде wxMaxima для решения дифференциальных уравнений движения механизмов мостового крана относительно обобщенных координат.....	148
Приложение 2 – Акт внедрения.....	150

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Работа мостового крана сопровождается механическими колебаниями груза на гибком подвесе, которые увеличивают время погрузочно-разгрузочных операций, вызывают дополнительные циклические нагрузки в системе электроприводов механизмов подъема, моста и тележки и усложняют задачу позиционирования груза. На стадии проектирования механического и электрического оборудования мостового крана одним из главных факторов, ограничивающих максимальные рабочие скорости механизмов передвижения, является раскачивание груза.

Демпфирование колебаний груза мостового крана позволяет:

1. снизить амплитуду и продолжительность раскачивания груза, что приводит к увеличению производительности работы мостового крана за счет уменьшения времени погрузочно-разгрузочных работ и повышения точности отработки траектории перемещения груза;
2. увеличить срок службы электрического и механического оборудования мостового крана за счет снижения циклических нагрузок на электромеханическую систему, вызванных механическими колебаниями груза;
3. увеличить производительность работы мостового крана за счет увеличения рабочих скоростей механизмов передвижения.

Таким образом, совершенствование системы управления электроприводами мостового крана для демпфирования колебаний, приводящее к увеличению производительности крана и срока службы, является актуальной научно-технической задачей.

При описании статических и динамических режимов работы мостового крана используются известные уравнения движения для подвешенного груза и механизма передвижения и анализируется изолированная двухмассовая система с жестким механизмом передвижения и гибким подвесом. Данные уравнения подходят для описания процессов только с постоянным значением длины подвеса груза и не учитывают переходные процессы изменения длины, т.е. одновременную работу механизмов подъема и передвижения. Таким образом, влияние изменения длины

подвеса (скорость и ускорение механизма подъема) на движение груза и формирование нагрузок в системе электропривода механизмов передвижения не изучено.

Разработкой систем демпфирования колебаний подвешенного груза в настоящее время занимаются крупные мировые машиностроительные компании, такие как Siemens, Demag, ABB, Konecranes, Schneider Electric. Отечественные производители кранного электрооборудования практически не имеют разработок в данной области.

Существующие системы управления электроприводами механизмов передвижения мостового крана для демпфирования колебаний груза выполняются с косвенным и прямым измерением угла отклонения груза. Для реализации способа управления с косвенным определением угла отклонения груза требуется применение датчиков длины подвеса и веса груза. На основании полученных с датчиков данных расчётным путем определяется угол отклонения груза и формируется требуемое ускорение механизма передвижения, позволяющее демпфировать колебания. Данный способ не позволяет получить требуемое качество регулирования при ненулевых колебаниях в моменты пуска и торможения, а также при внешних возмущающих воздействиях на систему подвеса груза. Способ управления электроприводом механизма передвижения мостового крана на основании датчика угла отклонения груза позволяет демпфировать колебания с произвольными отклонениями в начале переходного процесса и в установившемся режиме работы. В настоящее время датчики угла отклонения имеют сложную реализацию в виде оптической камеры, устанавливаемой на тележку над подвешенным грузом, и имеет ряд ограничений по применению: необходимость использования больших вычислительных мощностей оборудования для обработки оптического сигнала, неудовлетворительная работа в условиях повышенного содержания пыли, дыма и газа на производственной площадке. Для демпфирования указанных недостатков требуется разработка новых аппаратно-программных комплексов для измерения угла отклонения груза.

**Степень разработанности темы исследования.** Изучению раскачивания груза при работе мостового крана, а также способов демпфирования колебаний груза посвящены труды И.И. Абрамовича, М.П. Александрова, Ю.В. Алексеева, А.П. Богословского, Л.Г. Лимонова, Л.Б. Масандилова, Е.М. Певзнера, А.А. Рабиновича, А.Г. Яуре и других ученых. Анализом раскачивания груза и систем демпфирования раскачивания занимаются зарубежные ученые Y.S. Kim, J. Neupert, E. Arnold, A. Abe, O. Sawodny, H. Aschemann и др. Исследованию систем косвенного определения параметров мостового крана, а также построению адаптивных систем управления посвящены работы Е.Д. Буйвиса, А.А. Коврыжкина, С.А. Серикова, В.М. Терехова и др.

**Цели и задачи темы исследования.** Целью работы является повышение производительности мостового крана за счет демпфирования колебаний подвешенного груза путем усовершенствования системы управления электроприводов мостового крана.

Для достижения цели исследования сформулированы основные задачи:

1. анализ электромеханической системы мостового крана как объекта регулирования, анализ существующих систем управления электроприводами для демпфирования колебаний груза при работе мостового крана;
2. разработка математической и компьютерной моделей электромеханической системы мостового крана, описывающих движение механизмов мостового крана с учетом одновременной работы всех механизмов в динамических и статических режимах работы;
3. разработка структурной схемы усовершенствованной системы управления электроприводами передвижения механизмов для демпфирования механических колебаний груза во всех режимах работы крана по двум осям перемещения;
4. разработка метода расчета и алгоритма определения коэффициента обратной связи по углу отклонения груза;

5. разработка аппаратно-программного комплекса усовершенствованной системы управления электроприводами передвижения мостового крана для интеграции в существующую систему управления;

6. выполнение экспериментальных исследований усовершенствованной системы управления электроприводами мостового крана для демпфирования колебаний груза.

**Научная новизна.** В результате выполнения работы впервые были получены следующие результаты:

1. разработана математическая модель мостового крана, которая в динамических режимах учитывает влияние изменения длины подвеса на амплитуду и частоту горизонтальных механических колебаний груза и на формирование дополнительной нагрузки в системе механизмов передвижения тележки и крана;

2. разработан метод расчета коэффициента обратной связи по углу отклонения груза, позволяющая автоматически настраивать замкнутую систему управления и обеспечивать постоянные демпфирующие свойства, не зависящие от величины длины подвеса груза;

3. выполнена программная реализация алгоритма расчета коэффициента обратной связи по углу отклонения груза для обеспечения постоянных демпфирующих свойств замкнутой системы регулирования.

#### **Практическая значимость работы.**

1. Разработанные математическая и компьютерная модели мостового крана позволяют исследовать переходные процессы формирования дополнительной статической нагрузки в электромеханической системе электропривода механизмов передвижения с учетом изменения длины подвеса в статических и динамических режимах работы. Указанные модели могут использоваться при проектировании кранов и расчете нагрузок в системе электропривода.

2. Разработанная система управления электроприводами механизмов передвижения на основе программно-аппаратного комплекса определения угла отклонения груза имеет возможность одновременного измерения угла отклонения

по двум осям передвижения механизмов мостового крана позволяя демпфировать колебания груза при одновременной работе двух механизмов передвижения.

3. Алгоритм расчета коэффициента демпфирования системы позволяет автоматически настраивать усовершенствованную систему управления для демпфирования колебаний груза по двум осям перемещения без участия машиниста крана в процессе работы.

**Методология и методы исследования.** При выполнении работы использовались положения классической механики, теории систем управления электроприводом, теории автоматического управления. Разработка системы управления выполнялась на основании методов анализа передаточных функций. Для разработки компьютерной модели использовались пакет программ Matlab с библиотекой Simulink и прикладное ПО для решения дифференциальных уравнений Maxima. Экспериментальные исследования выполнялись на основании существующих систем электропривода с возможностью осциллографирования результатов. Применялись программные продукты с набором функций для статистического анализа результатов.

**Положения, выносимые на защиту.** На защиту диссертации выносятся следующие научные положения:

1. математическая модель механической части мостового крана, позволяющая исследовать влияние изменения длины подвеса на формирование дополнительных нагрузок на механизмы передвижения тележки и крана со стороны груза;

2. компьютерная модель мостового крана, включающая в себя взаимосвязанную систему с перекрестными связями между механизмами подъема, передвижения тележки и крана и системы электроприводов.

3. метод автоматической настройки степени демпфирования колебания груза на основании алгоритма расчета длины подвеса по результатам измерения угла отклонения груза.

**Степень достоверности и апробация результатов.** По результатам исследований сделаны доклады на International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2017 (Томский политехнический

университет, Томск, Россия, 04-06 декабря 2017 г.); на International Conference on Industrial Engineering (Московский политехнический университет, г. Москва, 15-18 мая 2018 г.); на 76-й и 77-й Международных научно-технических конференциях «Актуальные проблемы современной науки, техники и образования»; на 2019 IEEE Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice (PEAMI) (г. Магнитогорск, Россия, 4-5 октября 2019 г.).

**Публикации:** Основные положения диссертации опубликованы в 13 трудах, в том числе 3 статьи в рецензируемых изданиях из Перечня ВАК РФ, 3 статьи опубликованы в журналах, входящих в международную систему цитирования Scopus. Получены 3 свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 108 источников. Работа представлена на 150 страницах, содержит 80 рисунков, 17 таблиц и приложение объемом 3 страницы.

## **ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ МОСТОВЫХ КРАНОВ**

Согласно годовым отчетам компаний, которые занимаются исследованиями рынка по отдельным отраслям промышленности и производства в период с 2018 года по 2022 год прогнозируется рост рынка подъемно-транспортного оборудования (в частности производства мостовых кранов) на 3,49% в год, что приведет к дополнительным доходам компаний по производству подъемно-транспортного оборудования в размере 740 млн. долларов за указанный период. Большая часть роста производства мостовых кранов (около 37%) придется на Азиатско-Тихоокеанский регион. За один отчетный 2016 год только в Европе было продано более 2500 новых мостовых кранов.

Представленные выше цифры отражают экономическое состояние рынка производства мостовых кранов, которое имеет положительную сильную корреляцию с темпом развития систем управления крановыми электроприводами. Поэтому задача разработки новых или усовершенствованных систем управления электроприводом мостового крана является актуальной технической задачей.

### **1.1. Общая информация о грузоподъемных устройствах**

Мостовой кран – устройство для перемещения грузов при помощи грузозахватного устройства путем их подъема, горизонтального передвижения и опускания с повторяющимися циклами.

Мостовой кран состоит из типовых отдельных механизмов [1, 30, 82, 95]:

- механизм подъема для вертикального перемещения груза;
- механизм передвижения тележки для перемещения груза в горизонтальной плоскости по одной оси;
- механизм передвижения крана для перемещения груза в горизонтальной плоскости по другой оси.

Грузовая тележка 1 (рисунок 1.1) перемещается по рельсовым путям вдоль мостовой несущей конструкции крана 2. Эта конструкция, в общем случае,

представляет собой две балки прямоугольного сечения. На грузовой тележке устанавливается электрический привод подъема, который приводит в движение механизм подъема с грузозахватным устройством 3. Весь механизм крана передвигается по крановым путям 4. На подтележечных рельсах и на крановых путях устанавливают ограничители крайних положений тележки и крана [8].

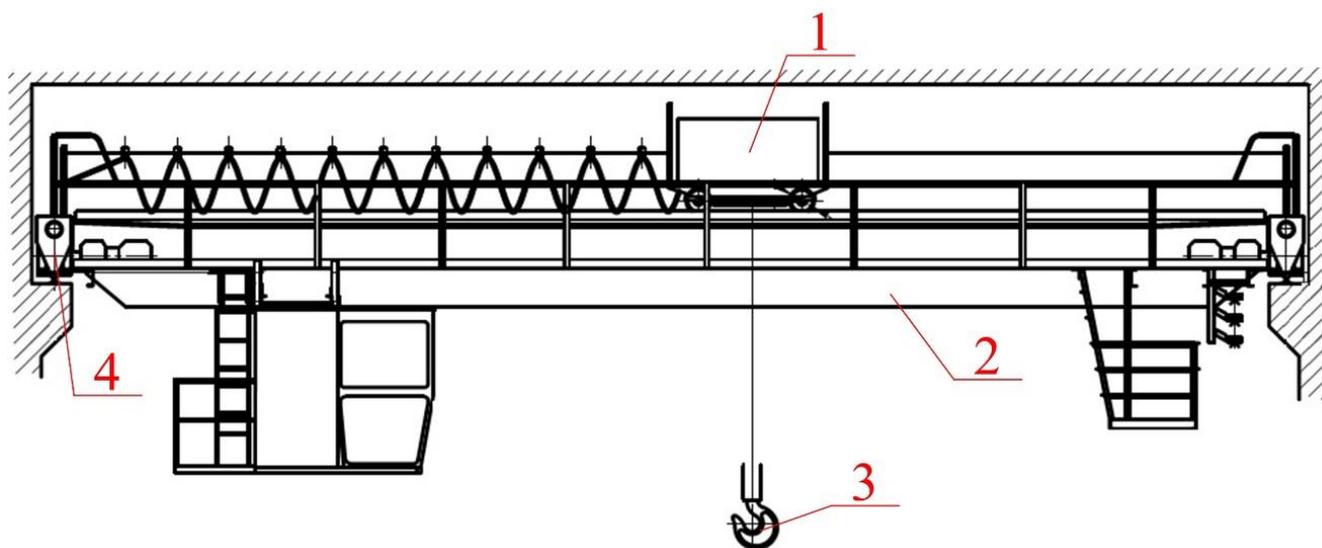


Рисунок 1.1 – Схема мостового крана с основными элементами и механизмами

В качестве грузозахватного устройства могут выступать крюк, грейфер, магнит и другие формы захватов [15]. Мостовые краны изготавливаются для разных режимов работы, которые различаются разным временем включения в работу, разной интенсивностью работы, разными климатическими условиями и т.п. Все эти условия характеризуются основными параметрами мостового крана: грузоподъемность, класс использования, класс нагружения, режим работы, группа режима работы, относительная продолжительность включения, номинальная скорость механизма передвижения и подъема и расчетное ускорение (замедление).

*Грузоподъемность* – масса номинального груза на грузозахватном устройстве, поднимаемого грузоподъемной машиной [78]. Для характеристики степени загрузки крана введен коэффициент использования крана по грузоподъемности

$$K_{гр} = Q_{ср} / Q_{ном}$$

где  $Q_{ср}$  – среднее значение массы груза за смену;  $Q_{ном}$  – номинальная грузоподъемность.

Номинальная грузоподъемность кранов может принимать значения из следующего ряда [25]: 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600 т. Для мостовых кранов из указанного ряда используются только значения грузоподъемности от 1 до 1000 т.

*Класс использования* зависит от числа циклов работы крана за срок службы. Класс использования крана определяется по таблице 1.1 [26].

Таблица 1.1 – Класс использования крана

Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы	Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы
C0	$< 1,6 \cdot 10^4$	C5	$2,5 \cdot 10^5 - 5 \cdot 10^5$
C1	$1,6 \cdot 10^4 - 3,2 \cdot 10^4$	C6	$5 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^6$
C2	$3,2 \cdot 10^4 - 6,3 \cdot 10^4$	C7	$1 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^6$
C3	$6,3 \cdot 10^4 - 1,25 \cdot 10^5$	C8	$2 \cdot 10^6 - 4 \cdot 10^6$
C4	$1,25 \cdot 10^5 - 2,5 \cdot 10^5$	C9	$> 4 \cdot 10^6$

*Класс нагружения* крана определяется коэффициентом нагружения

$$K_p = \sum \left( \frac{Q_i}{Q_H} \right)^3 \frac{C_i}{C_T}$$

где  $Q_i$  – масса груза при работе с числом циклов  $C_i$ ;  $Q_H$  – номинальная грузоподъемность;  $C_i$  – число циклов работы с грузом массой  $Q_i$ ;  $C_T$  – число циклов работы крана за весь срок службы [26].

*Режимы работы* мостового крана могут быть циклическими (перемещение штучных грузов, грейферные краны навалочных грузов, металлургические краны) и условно циклическими [12]. Отличия заключается в наличии постоянных по продолжительности и составу операций крана. Циклом называется последовательность передвижения механизма и возврата его в начальное положение.

*Группа режима работы* крана определяется классом использования и классом нагружения [26].

*Относительная продолжительность включения* определяется отношением времени включения механизма крана к времени цикла

$$\varepsilon = \frac{t_p}{t_p + t_{\text{пауз}}}$$

где  $t_p$  - суммарное время работы механизма крана;  $t_{\text{пауз}}$  – суммарное время пауз механизма крана.

*Номинальная скорость* механизма – установившееся значение максимальной линейной скорости механизма при номинальной нагрузке. Скорость крана выбирается из ряда стандартных значений [25]: 0,192 (0,0032); 0,24 (0,004); 0,3 (0,005); 0,378 (0,0063); 0,48 (0,008); 0,6 (0,01); 0,75 (0,0125); 0,96 (0,016); 1,2 (0,02); 1,5 (0,025); 1,92 (0,032); 2,4 (0,04); 3 (0,05); 3,78 (0,063); 4,8 (0,08); 6 (0,1); 7,5 (0,125); 9,6 (0,16); 12 (0,2); 15 (0,25); 19,2 (0,32); 24 (0,4); 30 (0,5); 37,8 (0,63); 48 (0,8); 60 (1); 75 (1,25); 96 (1,6); 120 (2); 150 (2,5); 192 (3,2); 240 (4); 300 (5); 378 (6,3); 480 (8); 600 (10); 750 (12,5) м/мин (м/с). На практике применяются скорости мостовых кранов, приведенные в таблице 1.2 [1].

Таблица 1.2 – Значения номинальных скоростей для мостовых кранов

Наименование	Скорость, м/с		
	подъема	передвижения крана	передвижения тележки
Краны, управляемые с пола (группы 3К-5К) и с кабины (группа 3К)	0,1 – 0,15	0,6 – 0,8	0,35 – 0,5
Мостовой кран (группы 4К-5К), управляемый из кабины	0,1 – 0,2	0,8 – 1,0	0,5 – 0,6

Продолжение таблицы 1.2

Наименование	Скорость, м/с		
	подъема	передвижения крана	передвижения тележки
Взрывобезопасные краны (группы 2К-3К)	0,05 – 0,06	0,5 – 0,8	0,15 – 0,2
Магнитные и грейферные мостовые краны (группы 7К- 8К)	0,5 – 0,7	до 2,0	0,8 – 1,2

*Расчетное ускорение (замедление)* – ускорение для разгона механизма до номинальной скорости. В таблице 1.3 указаны значения расчетного ускорения для разных типов кранов.

Таблица 1.3 – Расчетные ускорения кранов

Наименование	Группа режима работы	Грузоподъ- ёмность, т	Расчетное ускорение, м/с <sup>2</sup>	
			передвиже- ния крана	передвиже- ния тележки
Мостовые с подвесными талями	1К – 2К	1 - 5	0,15	0,1
Мостовые с лебедочными тележками	3К – 5К	5 - 16	0,25	0,2
Мостовые с лебедочными тележками	3К – 5К 7К	20 – 100 10 - 50	0,3	0,3
Мостовые грейферные и магнитно-грейферные	6К – 7К 8К	16 – 32 16 - 32	0,4	0,4 0,5
Мостовые специальные	3К – 4К	10 - 32	0,25	0,2

Продолжение таблицы 1.3

Наименование	Группа режима работы	Грузоподъёмность, т	Расчетное ускорение, м/с <sup>2</sup>	
			передвижения крана	передвижения тележки
Взрывобезопасные мостовые	3К – 4К	5 - 50	0,15	0,1
Взрывобезопасные мостовые специальные	3К	5 - 16	0,15	0,1
Металлургические специальные	8К	10 - 50	0,5	0,5
Мостовые для обслуживания реакторных залов АЭС	5К	100 - 400	0,25	0,25

## 1.2. Современное состояние электропривода мостовых кранов

Основным режимом работы кранового электрооборудования является повторно-кратковременный режим с частыми включениями, с частыми пусками и торможениями и перегрузками [22].

Электроприводы переменного и постоянного тока для управления механизмами крана варьируется по мощности от нескольких киловатт до нескольких мегаватт. В настоящее время наибольшее распространение в крановом электроприводе имеет асинхронный двигатель (>90% всех двигателей крановой серии) [16].

В электроприводе крановых механизмов применяются следующие двигатели переменного тока:

- асинхронный двигатель с фазным ротором;
- асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором;
- многоскоростные электродвигатели.

Из числа двигателей постоянного тока применяют двигатели серии Д с последовательным и независимым возбуждением [60, 21].

Основные требования, которые предъявляются к крановым электроприводам [52]:

- ограничение момента в широком диапазоне изменения статического момента;
- регулирование скорости;
- ограничение ускорений и динамических нагрузок;
- формирование необходимой жёсткости механических характеристик;
- точный останов механизмов;
- наличие электромагнитного тормоза для каждого механизма подъема и передвижения;
- максимальная простота схем электропривода при проектировании и реализации систем управления;
- использование комплектных устройств нулевой, концевой и максимальной защиты, а также нулевой блокировки.

В основном, каждый механизм мостового крана имеет индивидуальный привод и схему управления.

Схемы управления на переменном токе различаются для механизмов подъема и передвижения. Для управления подъемом кранов обычно используются контроллеры типов ДКС, ДТСА, ТСА и КС. Для механизмов передвижения мостового крана используются контроллеры ДК, К, ТА и ДТА [24].

На рисунке 1.2 представлены механические характеристики системы управления магнитного контроллера ТСА. Командоаппарат позволяет получить по 4 скорости на спуск и на подъем, режим силового спуска, однофазное торможение и торможение противовключением для нагрузок менее 70% от номинальной. Работа других указанных контроллеров для механизма подъема аналогична работе контроллера ТСА. Для двухдвигательного привода применяют контроллеры ДТСА и ДКС.

На первой позиции контроллера выбирается слабина канатов и выполняется подъем лёгких грузов. На второй, третьей и четвёртой позициях скорость подъема ступенчато увеличивается. На четвёртой позиции спуска командоконтроллера реализуются режим силового спуска. Для более плавной посадки груза используются режим однофазного торможения для снижения скорости перед остановкой. Диапазон регулирования скорости составляет 3:1 – 4:1 [56].

На примере контроллера постоянного тока П, можно рассмотреть систему управления механизмом передвижения, при питании его от независимого источника постоянного тока (рисунок 1.2). Положения командоаппарата выводят электропривод на определенную характеристику, а при переводе командоаппарата в крайнее положение сразу, переключение ступеней выполняется в функции времени. Для данной системы управления диапазон регулирования скорости достигает 8:1 (при спуске грузов).

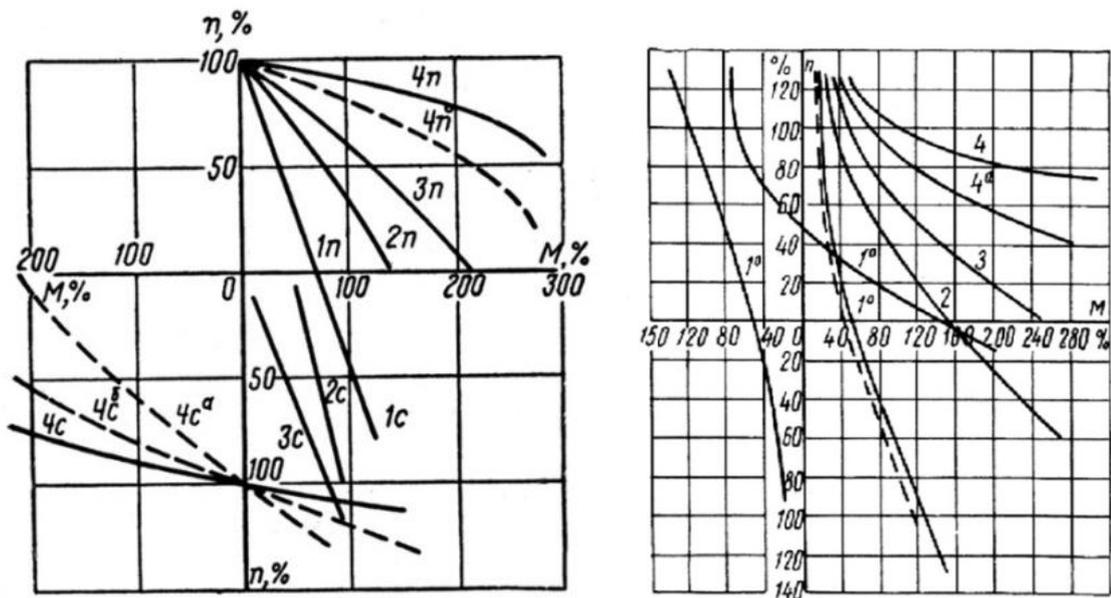


Рисунок 1.2 – Механические характеристики системы управления: а) механизмом подъема мостового крана с помощью магнитного контроллера ТСА; б) механизмом передвижения мостового крана с помощью контроллера П

Применение частотно регулируемых систем управления переменного тока механизмов мостового крана позволяет снизить потери в переходных режимах работы крана [59]. За счет лучшей управляемости системы в динамических

режимах возможно применение высокоскоростных двигателей, а также использование асинхронных двигателей во второй зоне регулирования.

Принципиальная схема системы кранового электропривода «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» представлена на рисунке 1.3. Диапазон регулирования в системе ПЧ-АД может достигать 100:1, однако для большинства мостовых кранов максимальной необходимой величиной диапазона регулирования является 20:1.

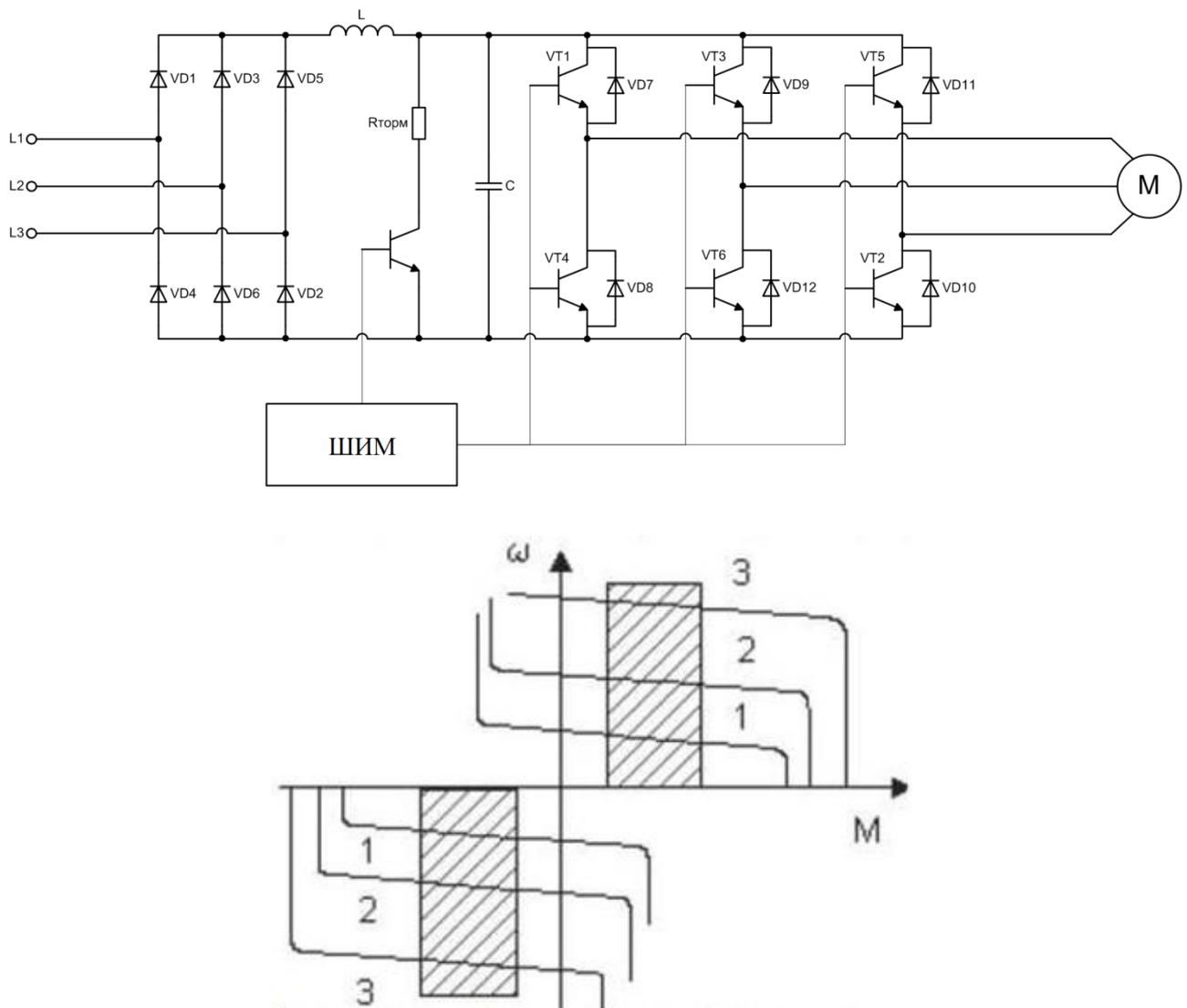


Рисунок 1.3 – Принципиальная схема системы ПЧ-АД и механические характеристики электропривода механизма передвижения

Система ПЧ-АД при одинаковой нагрузке позволяет снизить в 1,5 – 1,8 раз мощность двигателя по сравнению с системами регулирования без применения

преобразователя частоты за счет оптимального разграничения зон регулирования [62].

Серия асинхронных крановых электродвигателей имеет повышенные пусковой и максимальный электромагнитные моменты, большие значения скольжения по сравнению с асинхронными двигателями общего назначения. Кроме того, крановые двигателя имеют большой запас прочности механических деталей [54].

Современные системы управления в составе преобразователя частоты формируют механические характеристики привода с неизменной перегрузочной способностью, что говорит о возможности применения двигателей общего назначения в крановом электроприводе [81]. При этом асинхронные двигатели общепромышленной серии имеют более высокий КПД, меньший номинальный ток, меньшее номинальное скольжение и более высокий коэффициент мощности. Таким образом, в составе частотного электропривода двигатели общего назначения более энергетически целесообразны для использования, чем крановые асинхронные двигатели. Однако необходимо учитывать большой запас механической прочности крановых двигателей и более высокий класс их изоляции.

Современные системы кранового электропривода на основе преобразователя частоты имеют ряд функций для подъемно-транспортного оборудования:

- векторное управление без датчика скорости;
- векторное управление с датчиком скорости;
- векторное управление (2 точки);
- намагничивание двигателя с помощью дискретного входа;
- автоподстройка;
- S-образная кривая разгона-торможения;
- заданные скорости;
- управление быстрее-медленнее;
- управление окончанием хода;
- управление тормозом;

- измерение нагрузки;
- подъем с повышенной скоростью;
- выбор слабины канатов;
- выравнивание нагрузки;
- управление сетевым контактором;
- переключение комплекта параметров;
- переключение двигателей и конфигураций;
- тепловая защита тормозных сопротивлений;
- тепловая защита двигателя с помощью термосопротивлений.

Кроме функций самого преобразователя частоты существуют дополнительные функции, которые можно получить с применением дополнительных модулей ПЧ. Примером такого модуля может служить крановая карта компании Schneider Electric [62]. Основной задачей данного модуля является предотвращение колебаний груза без применения дополнительных датчиков [19]. Представленная система имеет возможность определения длины гибкого подвеса крана несколькими способами с рядом дополнительных возможностей настройки привода.

### **1.3. Анализ процесса колебаний груза при работе мостового крана**

В конструкции мостового крана имеется, как правило, запас механической прочности и возможность использования двигателей большей мощности для увеличения скорости передвижения механизмов крана. Однако повышение скорости передвижения механизма вызывает большее раскачивание груза при разгонах и торможениях крана. В таком случае при проектировании системы электропривода искусственно уменьшают величины рабочих скоростей механизмов для обеспечения лучшего позиционирования груза при его остановке [80]. Также для целей позиционирования оператор может доводить груз до необходимой координаты путем многократного повторного включения двигателя, что увеличивает нагрев и износ электрооборудования крана.

Амплитуда колебаний подвешенного груза зависит от величины длины подвеса и от величины ускорения механизма передвижения мостового крана. При уменьшении ускорения механизма передвижения можно добиться уменьшения колебаний груза, но это приводит к росту времени цикла работы крана, а значит снижению производительности. При движении механизма на него действует не только реактивная сила сопротивления, но и горизонтальная сила от натяжения канатов системы подвеса, что влияет на плавность хода механизма, на проскальзывание колес, а также вносит дополнительные возмущающие воздействия в систему автоматизированного управления краном [50, 51].

При работе механизмов передвижения мостового крана возникают упругие динамические нагрузки в механических передачах. Также дополнительную нагрузку создают вынужденные колебания подвешенного груза, которые имеют меньшую величину, чем упругие колебания в связях, однако влияют на равномерность хода механизма передвижения, на удобство эксплуатации крана, а также на точность позиционирования груза [7, 9, 10].

Для анализа взаимного влияния двух указанных видов нагрузок на рисунке 1.4 приведена расчетная схема механизма передвижения мостового крана, которая представляется трехмассовой системой. Если рассматривать отдельно каждый вид колебаний, то трехмассовую систему можно заменить двухмассовой электромеханической с упругими связями и жестким подвесом или двухмассовой механической системой с гибким подвесом и жестким механизмом [52].

Для случая, когда система подвеса рассматривается как жесткий элемент, частота собственных колебаний электромеханической системы определяется выражением [65]:

$$\omega_{12} = \sqrt{\frac{C_{12} \left( J_d + J_{\text{мех}} + m_{\text{гр}} \left( \frac{V_{\text{мех}}}{\omega_d} \right)^2 \right)}{J_d J_{\text{мех}}}}, \quad (1.1)$$

где  $C_{12}$  – коэффициент жесткости упругой связи между приводным двигателем и вращающимися элементами механизма;  $J_d$  и  $J_{\text{мех}}$  – момент инерции двигателя и

механизма, приведенного к валу двигателя;  $m_{гр}$  – масса груза;  $V_{мех}$  – линейная скорость передвижения механизма;  $\omega_d$  – угловая частота вращения электродвигателя механизма.

Для мостовых кранов общего назначения величина собственных колебаний  $\omega_{12} > 25 \text{ с}^{-1}$  [2].

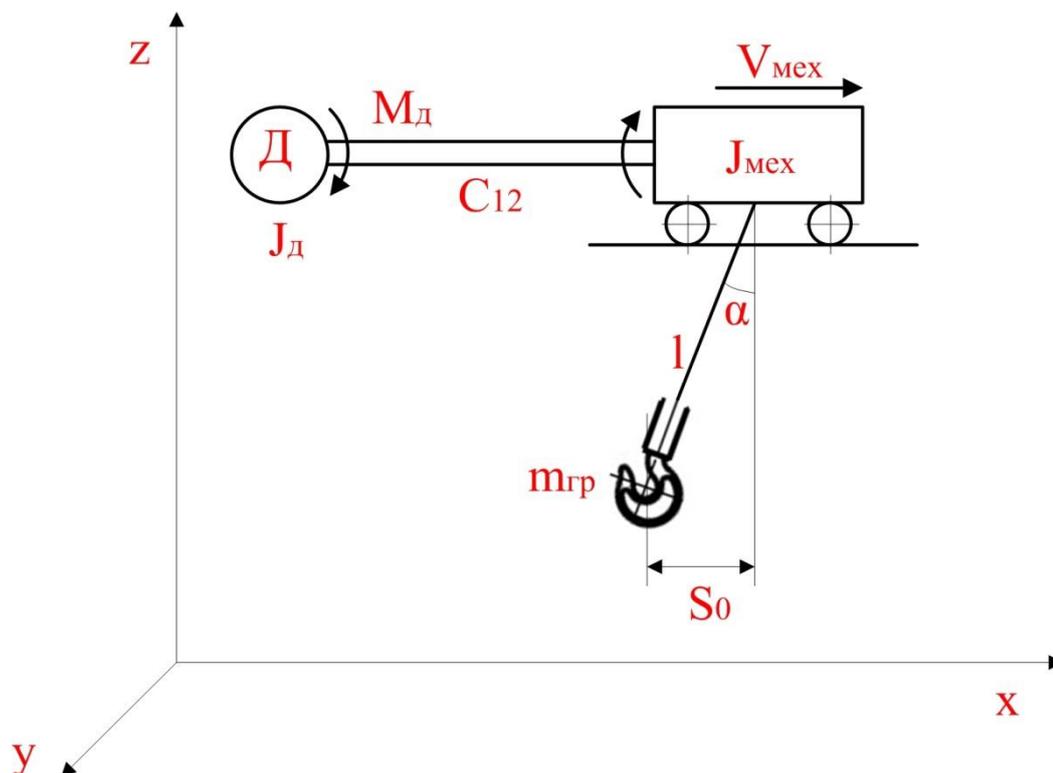


Рисунок 1.4 – Расчетная схема механизма передвижения тележки мостового крана

При рассмотрении варианта с абсолютно жестким механизмом и гибким подвесом частоты собственных колебаний груза выражается как [2]

$$\omega_{гр} = \sqrt{\frac{g}{l}}, \quad (1.2)$$

где  $l$  – длина подвеса груза;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Высота подъема мостового электрического крана — это расстояние от пола до крюка, который находится в верхнем рабочем положении. Таким образом, минимальная длина подвеса будет больше длины механизма подвеса (крюк, рейфер магнит и т.п.). Согласно [28] минимальная величина подвеса принимается равной 1 м, максимальная величина подвеса в пределах 36 м [25, 29]. Величина собственных колебаний груза по формуле (1.2)  $\omega_{гр} < 3 \text{ с}^{-1}$ .

В таблице 1.4 приведены значения частоты собственных колебаний и период колебаний в упругих связях механизма, а также гибкого подвеса.

Таблица 1.4 – Величины колебаний в системе механизма передвижения мостового крана

Вид колебаний	Параметр	Значение	Параметр	Значение
Упругие колебания в механических связях	Частота собственных колебаний $\omega_{12}, c^{-1}$	$> 25$	Период колебаний $T, c$	$< 0,04$
Колебания гибкого подвеса	Частота собственных колебаний $\omega_{гр}, c^{-1}$	$< 3$	Период колебаний $T, c$	$> 0,5$

Как видно из сравнения величин периодов колебаний (таблица 1.4), которые возникают при работе механизмов передвижения мостового крана, можно сделать вывод, что колебания груза на гибком подвесе имеют в 10 раз меньшую частоту колебаний, чем упругие колебания в механических элементах крана и трансмиссиях. Из этого следует, что влияние одного вида колебаний на другой минимально, поэтому в работе система механизма передвижения мостового крана будет рассматриваться как двухмассовая система с жестким механизмом и гибким подвесом.

С учетом вышесказанного при анализе динамики подвешенного груза и механизма передвижения мостового крана, математическая модель двухмассовой системы «механизм передвижения – подвешенный груз» можно описать следующим уравнением [52]

$$\frac{F_d - F_c}{m_{\text{мех}}} + \frac{m_{\text{г}}}{m_{\text{мех}}} \omega_{\text{гр}}^2 S_0 = - \left( \frac{d^2 S_0}{dt^2} + \omega_{\text{гр}}^2 S_0 \right) \quad (1.3)$$

где  $F_d$  – приведенная сила двигателя;  $F_c$  – приведенная сила сопротивления;  $m_r$  – масса груза;  $m_{\text{мех}}$  – масса механизма передвижения;  $\omega_{\text{гр}} = \sqrt{g/l}$  – угловая частота собственных колебаний;  $S_0$  – горизонтальная координата груза при отклонении.

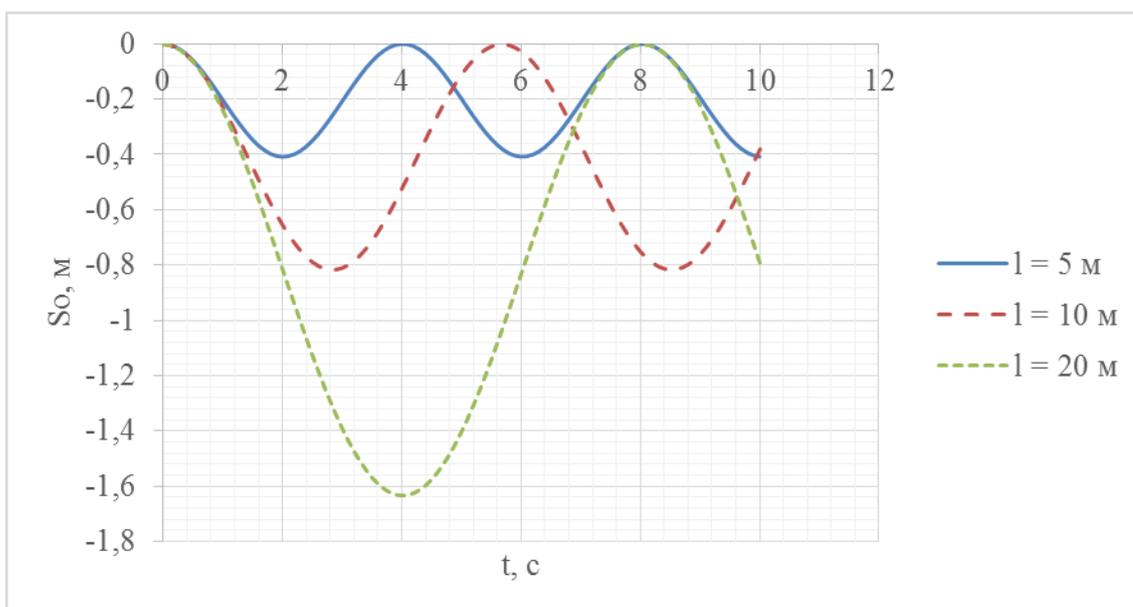
Вывод уравнения (1.3) основывается на допущении, что  $\sin \alpha \approx \alpha$  и  $\cos \alpha \approx 1$  в диапазоне изменения угла  $\alpha = 0 \div 10$  градусов. Данное упрощение справедливо для системы мостового крана, т.к. угол отклонения груза в процессе работы не превышает 10 градусов из-за ограниченных значений скорости и ускорения механизмов передвижения. На компьютерной модели были смоделированы процессы работы механизма передвижения, основанные на исходном (без допущений) и упрощенном математическом описании процессов. Результаты моделирования подтверждают, что упрощённые уравнения движения механизмов мостового крана и груза позволяют получить одинаковые графики переходных процессов переменных системы с системой, описанной исходными уравнениями.

Если принять условие постоянства динамической силы (момента) механизма перемещений, то уравнение (1.3) можно представить в виде линейного дифференциального уравнения второго порядка с постоянной правой частью, решением которого представлено выражением

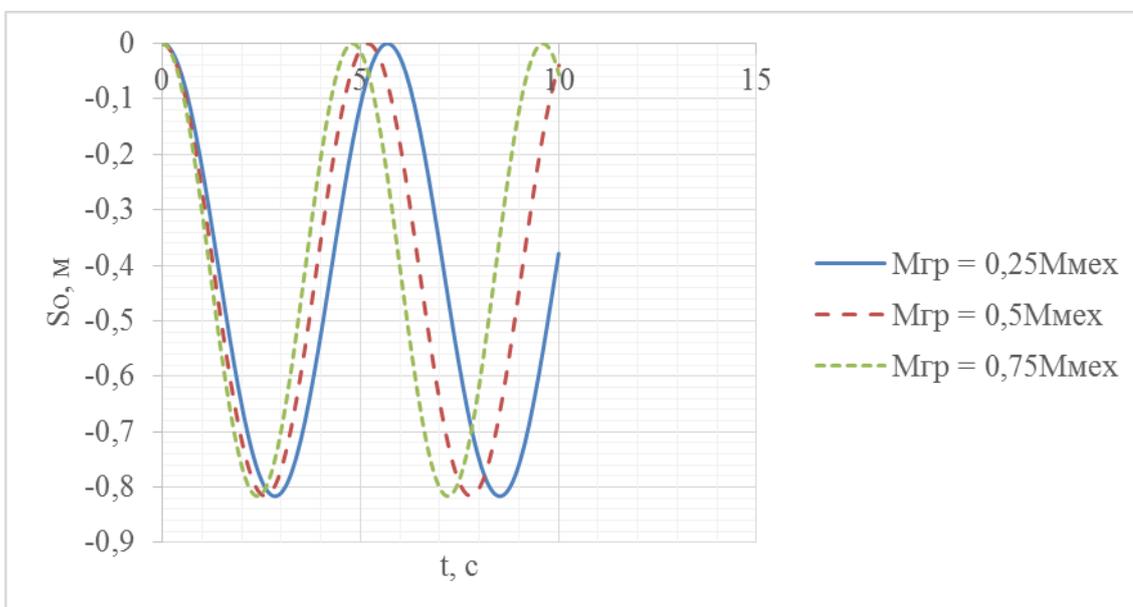
$$S_0(t) = \frac{-la_{\text{мех}}(1 - \cos(\omega'_{\text{гр}}t))}{g} \quad (1.4)$$

где  $\omega'_{\text{гр}} = \omega_{\text{гр}}\sqrt{1 + m_r/m_{\text{мех}}}$  – собственная частота колебаний после преобразований;  $a_{\text{мех}}$  – ускорение механизма передвижения.

Из выражения (1.4) можно сделать вывод, что величина отклонения груза зависит от длины подвеса, массы груза и ускорения механизма передвижения и изменяется по гармоническому закону. Для наглядного представления зависимостей переменных представлены расчетные значения угла отклонения при разных начальных условиях (рисунок 1.5). Расчет выполнен для значения ускорения механизма передвижения  $0,4 \text{ м/с}^2$ , трех значений длины подвеса (5, 10 и 20 м) и трех значений относительной массы груза (25, 50, 75 % от массы механизма передвижения).



а)



б)

Рисунок 1.5 – Зависимость угла отклонения груза при пуске от: а) длины подвеса;  
б) массы груза

Все представленные выше теоретические положения справедливы для процессов пуска или торможения механизма передвижения мостового крана, т.е. когда присутствует положительный или отрицательный динамический момент (сила). В статических режимах работы подвешенный груз совершает гармонические колебания относительно нулевого значения.

Работа механизма передвижения на установившейся скорости характеризуется отсутствием динамического момента, а значит отсутствием силы, действующей на подвешенный груз со стороны механизма. Окончание процесса торможения механизма перемещений является частным случаем работы на установившейся скорости (на нулевой), поэтому дальнейший анализ справедлив и для данного режима работы. Уравнение (1.3) принимает следующий вид

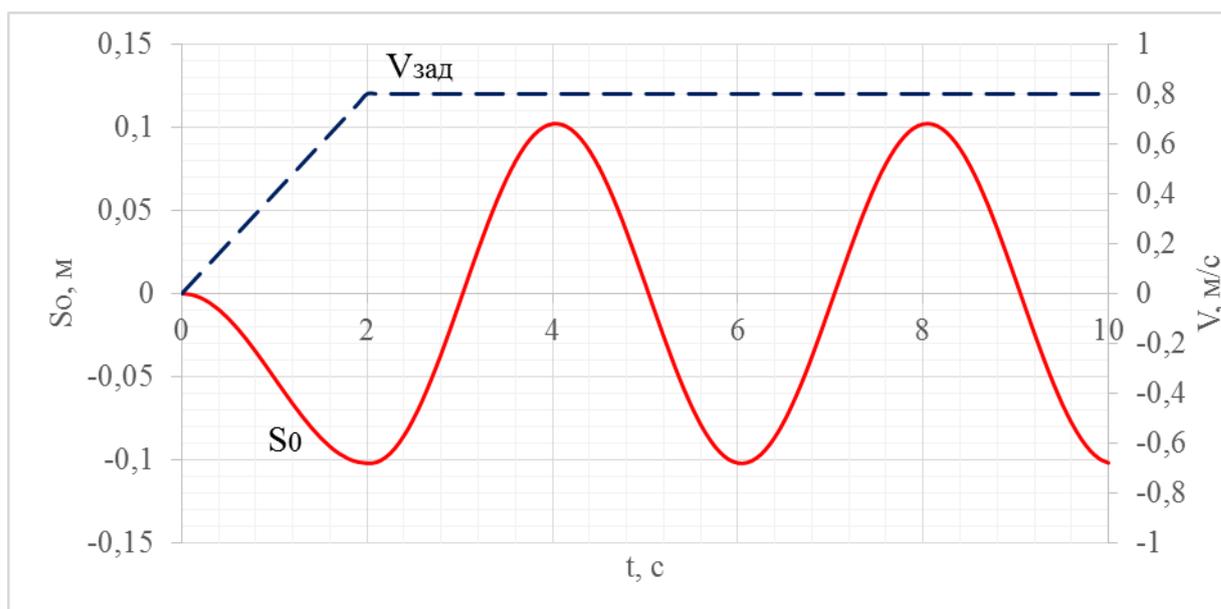
$$\frac{d^2 S_0}{dt^2} + \omega_{\text{гр}}^2 S_0 = 0 \quad (1.5)$$

Решением дифференциального уравнения (1.5) является выражение

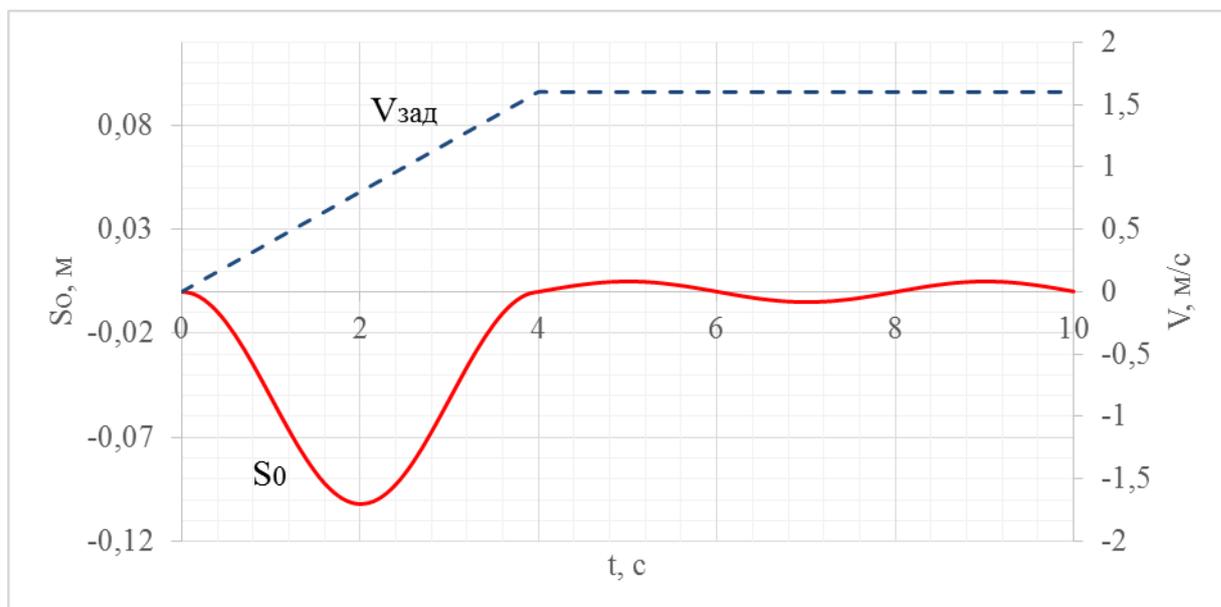
$$S_0(t) = S_0(0) \cos(\omega'_{\text{гр}} t) + \frac{\frac{dS_0(0)}{dt} \sin(\omega'_{\text{гр}} t)}{\omega'_{\text{гр}}} \quad (1.6)$$

Отклонение подвешенного груза при работе системы электропривода механизма передвижения на установившейся скорости изменяется по гармоническому закону и зависит от начальных условий: координаты груза и линейной скорости груза при окончании процесса пуска или торможения. На рисунке 1.6 представлены расчётные переходные процессы отклонения груза и скорости механизма при пуске механизма передвижения с подвешенным грузом для двух значений времени пуска (2 и 4 с). Расчёт выполняется для значений ускорения  $0,4 \text{ м/с}^2$ , длины подвеса 5 м, относительной массы груза 25 %.

Представленные переходные процессы на рисунке 1.6 демонстрируют наличие или отсутствие остаточных колебаний груза в статических режимах работы электропривода мостового крана, которые в свою очередь зависят от начальных условий (положение и скорость груза при окончании динамических режимов). Для определенных условий (длина подвеса, скорость передвижения механизма, масса груза) можно подобрать такую величину ускорения механизма, при которой колебания будут демпфироваться (рисунок 1.6, б).



а)



б)

Рисунок 1.6 – Зависимость характера изменения угла отклонения груза от времени пуска: а) время пуска 2 с; б) время пуска 4 с.

Анализ колебаний груза для упрощения расчетов выполняется без учета того, что реальная система является системой с гармоническими затухающими колебаниями груза, однако это не приводит к нарушению описания принципов работы двухмассовой системы механизма передвижения и подвешенного груза.

## 1.4. Анализ технических решений для демпфирования колебаний подвешенного груза

В данном разделе описаны системы управления крановыми электроприводами для демпфирования колебаний груза, которые в настоящее время широко используются [96].

Привода типа ACS880 фирмы АВВ [79] имеют встроенную функцию управления механизмами крана с возможностью демпфирования колебаний груза. Функция управления краном рассчитывает и устраняет раскачивания груза, возникающие при движении механизмов грузовой тележки и крана, без применения внешних датчиков.

Расчет отклонения груза выполняется на основании компьютерной модели математического маятника. Программное обеспечение измеряет координату положения груза, характеристики подвеса для расчета постоянной времени колебаний. Когда машинист изменяет задание скорости привода, встроенная функция пересчитывает величину скорости для демпфирования колебаний груза. Основной принцип работы встроенной функции кранового привода фирмы АВВ представлен на рисунке 1.7:

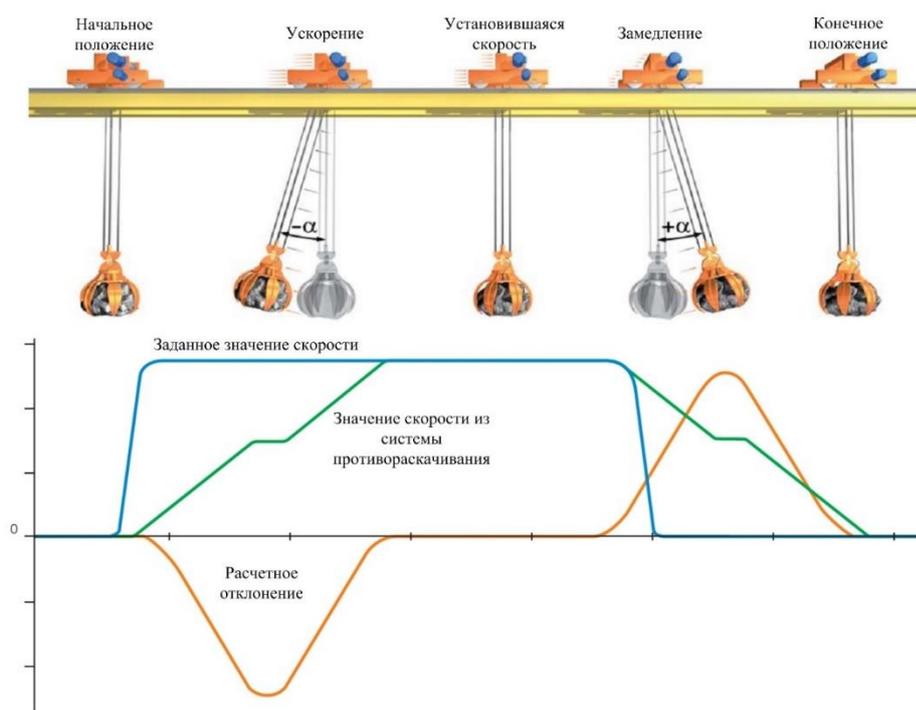


Рисунок 1.7 – Принцип работы системы противораскачивания груза фирмы АВВ

Для осуществления задачи гашения колебания подвешенного груза в приводах фирмы АВВ применяется следующий подход: демпфирование колебаний связано с информацией о частоте свободных колебаний груза (или постоянной времени), которая определяется длиной подвеса. Таким образом, задача сводится к определению длины подвеса механизма подъема.

Длина подвеса вычисляется как сумма длины каната и размера груза. Длина каната рассчитывается контроллером на основании обратной связи по скорости механизма подъема (энкодера). Величиной размера груза принимается расстояние от крюка до центра тяжести подвешенного объекта.

В официальных каталогах и руководствах фирмы АВВ отмечено, что точность работы системы демпфирования колебаний груза зависит от точности расчета длины подвеса, а именно учета размеров груза.

Существует 3 способа учета размеров груза, предлагаемые фирмой АВВ в своих приводах:

- Прямая зависимость размера груза от его массы. В настройках сохраняются значения минимальных массы и размеров перемещаемых грузов, а также их максимальные значения. Затем строится прямая зависимость по двум точкам и используется при вычислениях размеров (рисунок 1.8);
- Задание размеров груза через аналоговый вход встроенного контроллера;
- Расчет размеров груза, если груз всегда поднимается с одного и того же уровня относительно земли. Расчет выполняется по величине длины каната (рисунок 1.9).

Для включения системы демпфирования колебаний груза в работу, необходимо провести ее настройку. Настройка заключается в тестовых включениях приводов с отключенной крановой функцией в нижнем положении пустого крюка и в верхнем положении пустого крюка.

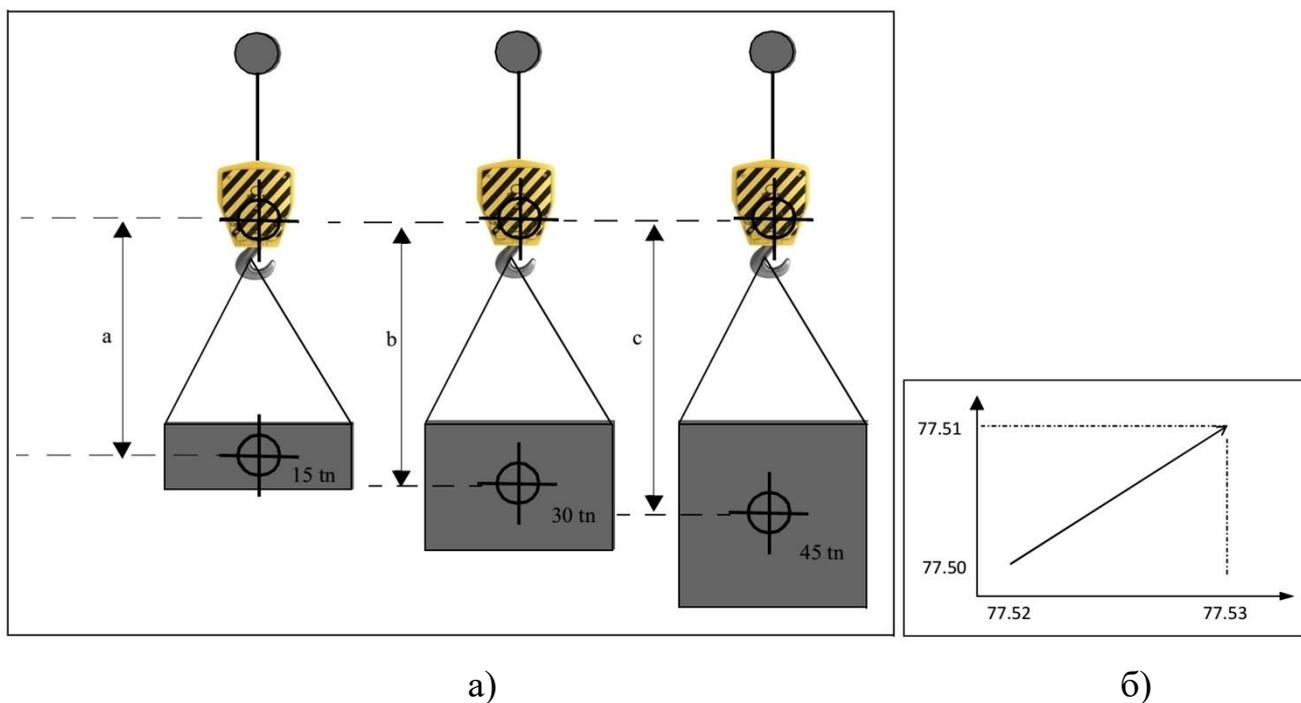


Рисунок 1.8 – Способ расчета размера груза на основании его массы: а) принцип зависимости размеров груза от массы; б) функциональная зависимость размеров от массы груза

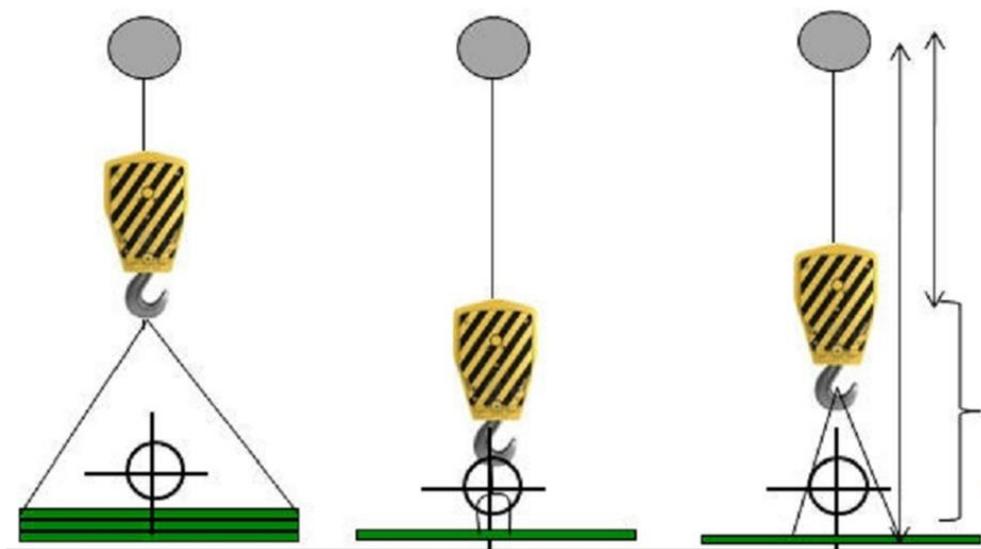


Рисунок 1.9 – Способ расчета размера груза при условии, что все операции производятся с одной и той же отметки (на уровне поля)

Компания Schneider Electric (Франция) для решения проблемы колебаний груза во время работы предлагает применять крановую карту (заводской номер VW3A3510). Система помощи машинисту при использовании крановой карты

работает для двух осей движения крана – механизма передвижения тележки и крана.

Принцип построение системы гашения раскачиваний груза приведен на рисунке 1.10:

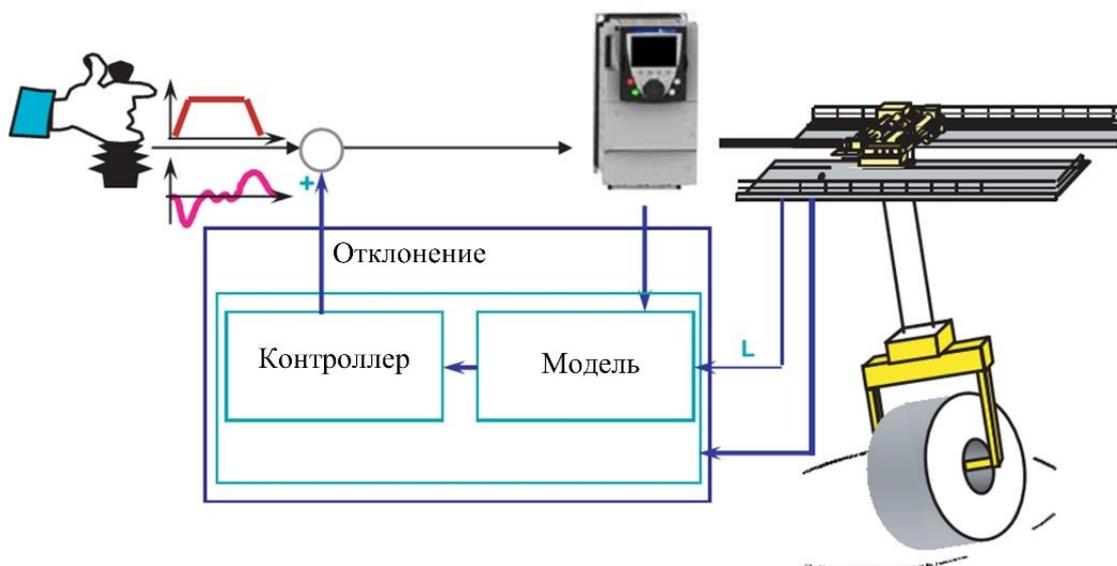


Рисунок 1.10 – Система гашения раскачивания груза фирмы Schneider Electric

В адаптивной модели на рисунке 1.10 используется длина подвеса груза, которая может определяться тремя способами:

- С помощью энкодера привода подъема;
- С помощью двух конечных выключателей привода подъема. Рабочее пространство, в котором находится подвешенный груз, разделяется на 3 части двумя конечными выключателями (рисунок 1.11). Длина подвеса принимается равной одной из трех вариантов;
- С помощью 3-позиционного переключателя машиниста. Рабочая область также, как и в предыдущем варианте разделяется на 3 части, машинист выставляет определенную высоту подъема переключателем (рисунок 1.12).

Величина размера груза от крюка до центра тяжести (рисунок 1.11) задается вручную и находится в диапазоне от 2 до 5 м.

Включение функции противораскачивания возможно только при полном останове механизмов передвижения тележки и крана.

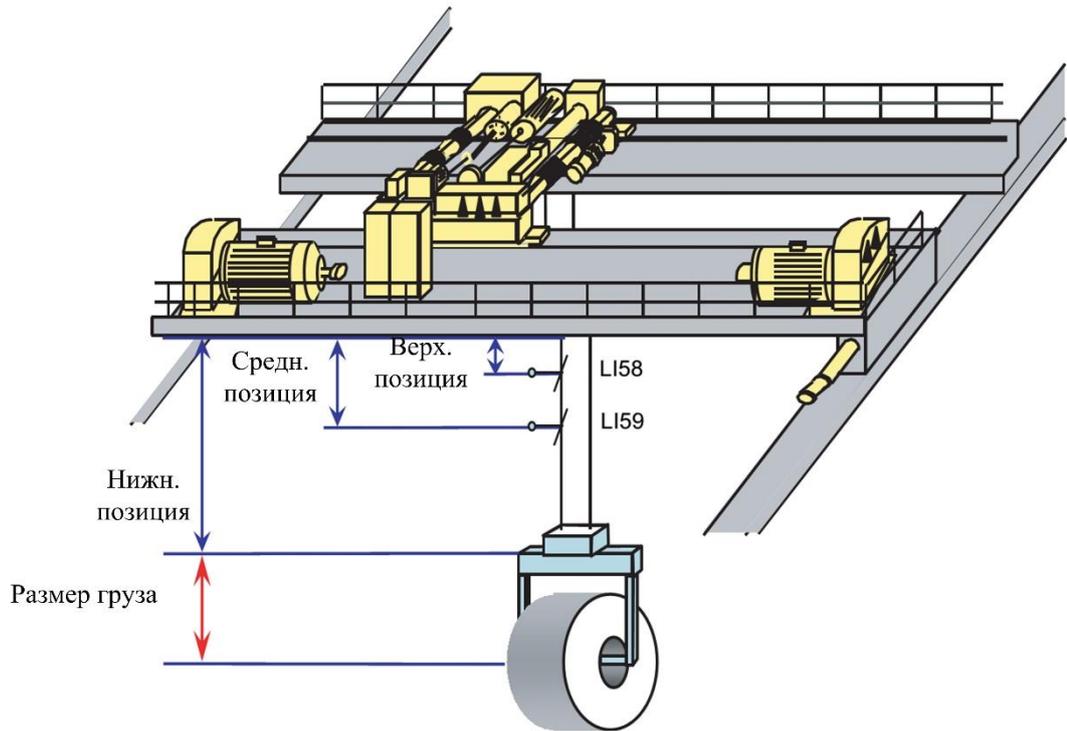


Рисунок 1.11 – Расчет длины подвеса при помощи концевых выключателей привода подъема

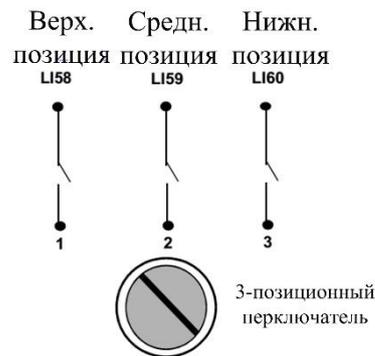


Рисунок 1.12 – Трехпозиционный переключатель машиниста для учета длины подвеса

Фирма Siemens (Германия) предлагает на рынке систему управления SIMOCRANE с функцией контроля раскачивания груза [104]. Существует две разновидности системы: SIMOCRANE CeSAR как автономная система контроля раскачивания, и SIMOCRANE SC как встроенная система в привод SIMOTION D. Система может дополняться измерительной оптической камерой в сочетании с рефлектором (рисунок 1.13)

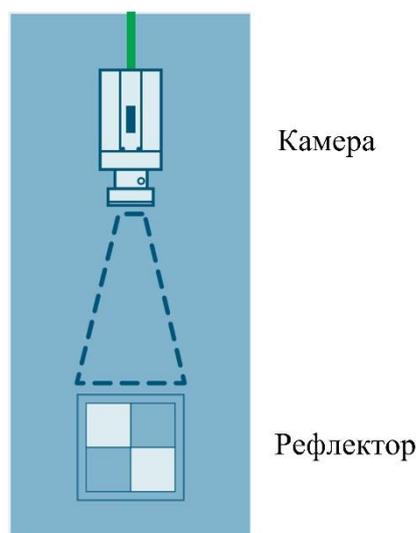


Рисунок 1.13 – Камера и дефлектор в системе контроля раскачивания  
SIMOCRANE

Система контроля раскачивания SIMOCRANE основана на математической модели подвешенного груза как маятника. При использовании камеры параметры высоты подъема, угла отклонения и угла поворота груза измеряются в режиме реального времени и передаются в математическую модель. В варианте без камеры используются только результаты расчета модели.

Гашение качания груза достигается путем влияния на скорость каждого отдельного механизма. Использование оптической камеры с рефлектором позволяет бороться с раскачиванием груза, вызванными внешними силами, такими как уклон подкрановых путей или ветровая нагрузка.

Крупнейший в Америке поставщик цифровых систем электропривода для промышленных кранов и подъемно-транспортного оборудования Magnetek Inc. (США) поставляет на рынок системы дистанционного радиуправления, системы экстренного торможения и препятствия столкновений, двигатели и многое другое. Одним из решений данной компании является система Electromotive Systems anti-Swing Control (ASC) [97]. Система представлена в виде микропроцессорного регулятора с реализованным алгоритмом для управления раскачиванием груза.

В контроллер поступает информация с клавиатуры с цифровым дисплеем для ввода информации о динамике механической системы. Значение высоты подъема груза вычисляется с помощью энкодера (или иного датчика скорости) привода

подъема. Программное обеспечение выбирает величину задания скорости на соответствующий регулируемый привод (движение моста или тележки) для демпфирования колебаний.

Компания CAMotion (США) является ведущим производителем инновационного оборудования для управления движением и автоматизации для промышленности. Разработанная система управления краном EXPERTOPERATOR [85] представляет собой аппаратный модуль, который преобразует сигнал задания скорости от машиниста в модифицированный сигнал задания скорости, с помощью которого предотвращается раскачивание груза при работе крана.

Компания Konecranes (Финляндия) - один из мировых лидеров в области создания кранов и крупнейший поставщик сервисных услуг. Система контроля раскачивания Sway Control System [93, 102] имеет в своей основе блок для обеспечения точного позиционирования груза увеличивая производительность крана. Система управления рассчитывает оптимальные кривые ускорения и замедления механизма крана используя значение высоты подъема груза для демпфирования раскачивания груза. Система управления также позволяет обеспечить защиту от соударения подвеса со стеной или оборудованием, защищая груз и уменьшая время простоя и стоимость ремонта.

Компания SmartCrane (США) представляет на рынке систему демпфирования раскачивания AntiswayComplete [105]. Система преобразует сигнал задания скорости механизма передвижения в сигнал с определенными кривыми ускорения и замедления.

### **1.5. Выводы по главе**

Выполненный анализ существующих систем кранового электропривода указывает на то, что задача демпфирования колебаний подвешенного груза при работе крана является актуальной технической задачей. Полное или частичное демпфирование колебаний груза позволяет увеличивать скорости передвижения груза на существующем объекте (следует учитывать прочностные свойства

металлических конструкций крана) или при проектировании нового мостового крана. Также демпфирование колебаний груза позволяет более точно осуществлять задачу позиционирования груза. Все перечисленные положения увеличивают производительность крана, а значит, рассматриваемая задача будет иметь экономический эффект.

При анализе многомассовой электромеханической системы мостового крана не рассматриваются упругие колебания в механических связях. Минимальная частота собственных колебаний в упругих длинных связях мостового крана составляет  $25 \text{ с}^{-1}$ . Максимальная частота собственных колебаний груза при минимальной длине подвеса составляет  $3 \text{ с}^{-1}$ . Частоты собственных колебаний упругих связей и системы подвеса отличаются более чем в 10 раз. Поэтому система механизма передвижения и подвеса груза представляется двухмассовой системой без учета упругих колебаний.

Физические процессы колебаний груза при работе мостового крана зависят от режима работы механизмов передвижения, которые вызывают раскачивание груза. В динамических режимах работы величина отклонения груза зависит от длины подвеса, массы груза и ускорения механизма. В статических режимах работы величина скорости отклонения груза зависит только от длины подвеса.

Международные и отечественные компании, которые занимаются разработкой и производством систем управления крановыми электроприводами, используют системы демпфирования колебаний груза с обратными связями, реализация которых отличается у каждого производителя. В большинстве случаев применяется косвенный способ определения угла отклонения груза по длине подвеса и массе груза. Существующие системы с прямым измерением угла отклонения очень дорогие и сложные в настройке, т.к. требуют применения сложного технического оборудования.

## **ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА МОСТОВОГО КРАНА С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА**

Анализ динамических свойств мостового крана, как правило, сводится к анализу динамики отдельных элементов крана с большим числом допущений и упрощений. В близких по тематике исследованиях авторов Терехов В.М., Герасимьяк Р.П., Клочен В.И., Зарецкий А.А., Каминский Л.С., Кабаков А.М., Пабат А.И., Сысоев С.Н., Киммо Хютенен и др. [52, 57, 107] система мостового крана рассматривается только как система отдельных механизмов, каждый из которых имеет математическое описание и не имеет взаимной связи с другими механизмами. Система «механизм передвижения – подвешенный груз» рассматривается как изолированная электромеханическая система.

Анализ системы с помощью уравнений Лагранжа II рода позволяет описать механизмы системы мостового крана с взаимными влияниями элементов друг на друга [101]. Математическая модель мостового крана, полученная таким образом, наиболее полно описывает все физические процессы, связанные с механической частью. Пакеты программного обеспечения для решения дифференциальных уравнений и моделирования динамических процессов (wxMaxima, Matlab) позволяют не упрощать полученные уравнения, а значит, иметь более точное представление и описание динамики механизмов мостового крана [35].

### **2.1. Математическое описание движения механизмов мостового крана уравнениями Лагранжа II рода**

Алгоритм получения уравнений движения для механизмов мостового крана при помощи уравнений Лагранжа II рода начинается с определения кинетической энергии всей механической системы, которая складывается из кинетических энергий каждого ее элемента. Затем определяются обобщенные силы для каждого элемента системы. Обобщенные силы — это сумма всех воздействий на элемент системы, которые могут вызывать движение данного элемента.

В данной работе мостовой кран рассматривается как система 4 механизмов: механизм подъема, механизм передвижения тележки, механизм передвижения крана и груз по оси движения тележки и по оси движения крана. Кинетическая энергия груза раскладывается на 2 составляющие и определяется по двум осям.

Уравнение Лагранжа II рода имеет следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (2.1)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы;  $q_i$  – обобщенная координата;  $Q_i$  – обобщенная сила;  $i$  – номер уравнения.

Далее рассматривается вывод уравнений Лагранжа II рода для каждого механизма мостового крана для получения уравнения движения.

Силы трения, которые действуют на механизмы при вращательном или поступательном движениях элементов мостового крана, оказывают большое влияние на динамические свойства системы, поэтому расчет сил трения является важной задачей для получения точной компьютерной модели мостового крана.

Математическое описание крана выполняется в трехмерной системе координат, поэтому для обозначения координат механизмов используются буквенные обозначения и буквенные индексы  $x$ ,  $y$  и  $z$ . Используемые для построения математической модели обобщенные координаты и обобщенные силы и их условное обозначение представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Условные обозначения обобщенных координат математической модели мостового крана

Параметр	Обозначение
Координата высоты подъема груза	$z_1$
Координата положения грузовой тележки	$x_t$
Координата положения крана (моста)	$y_b$
Угол отклонения подвешенного груза от вертикальной оси по оси движения грузовой тележки	$\alpha$

Продолжение таблицы 2.1

Параметр	Обозначение
Угол отклонения подвешенного груза от вертикальной оси по оси движения крана	$\beta$
Обобщенная сила, действующая на механизм подъема	$Q_1$
Обобщенная сила, действующая на механизм передвижения грузовой тележки	$Q_2$
Обобщенная сила, действующая на механизм передвижения крана	$Q_3$
Обобщенная сила, действующая на груз по оси движения грузовой тележки	$Q_4$
Обобщенная сила, действующая на груз по оси движения крана	$Q_5$

### 2.1.1. Обобщенные силы и координаты механизма подъема

Для получения уравнения движения механизма подъема мостового крана с помощью уравнения Лагранжа необходимо определить обобщенную координату. Для данного механизма обобщенной координатой является длина подвеса  $z_1$  от точки крепления на механизме передвижения тележки (рисунок 2.1).

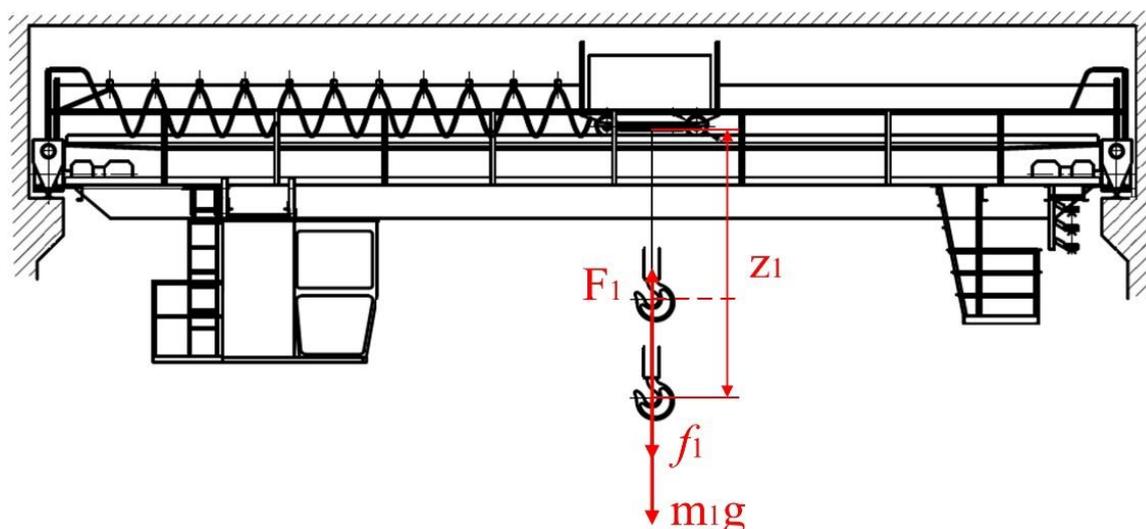


Рисунок 2.1 - Обобщенная координата и силы, действующие на механизм подъема

Кинетическая энергия механизма подъема может быть определена как:

$$T_z = \frac{1}{2} m_1 V_z^2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2, \quad (2.2)$$

где  $m_1$  – масса груза с подвесом;  $V_z$  – скорость подъема груза;  $z_1$  – координата груза.

Обобщенная координата  $z_1$  рассчитывается по формуле

$$z_1 = \int_0^t V_z dt + z_{10},$$

где  $z_{10}$  – начальное значение длины подвеса груза.

Обобщенная сила механизма подъема  $Q_1$  включает в себя несколько составляющих: сила со стороны системы электропривода  $F_1$ , активная статическая сила (сила тяжести  $m_1 g$ ) и реактивная статическая сила (сила трения  $f_1$ ).

Обобщённую силу  $Q_1$  можно выразить как:

$$Q_1 = -F_1 + m_1 g + f_1 \quad (2.3)$$

В уравнении (2.3) сила трения  $f_1$  может быть рассчитана по выражению:

$$f_1 = \begin{cases} \frac{m_1}{\eta_{\text{подъем}}} \\ m_1 \eta_{\text{спуск}} \end{cases}, \quad (2.4)$$

где  $\eta_{\text{подъем}}$  и  $\eta_{\text{спуск}}$  – коэффициент полезного действия механизма при подъеме и спуске соответственно.

### **2.1.2. Обобщенные силы и координаты механизма передвижения грузовой тележки**

Механизм передвижения грузовой тележки имеет две обобщенные координаты: координату тележки  $x_t$  и угол отклонения груза на гибком подвесе от вертикального положения  $\alpha$  (рисунок 2.2)

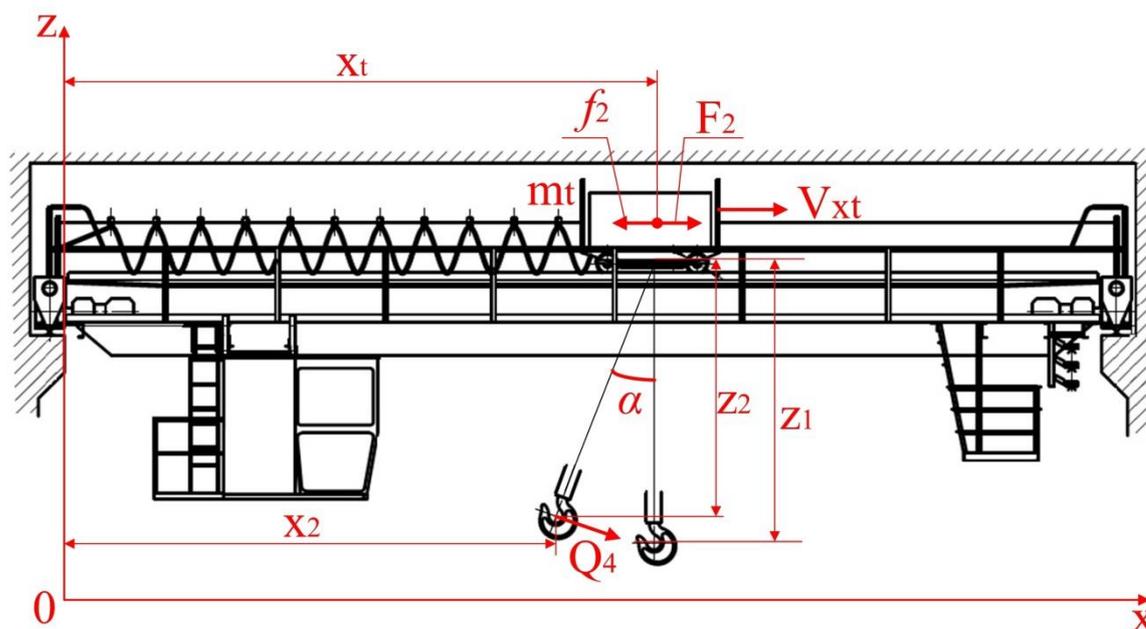


Рисунок 2.2 - Обобщенные координаты и силы, действующие на механизм передвижения грузовой тележки

Кинетическая энергия механизма передвижения тележки

$$T_{xt} = \frac{1}{2} m_t V_{xt}^2 = \frac{1}{2} m_t \dot{x}_t^2, \quad (2.5)$$

где  $m_1$  – масса груза с подвесом;  $m_t$  – масса грузовой тележки;  $V_{xt}$  – скорость грузовой тележки;  $x_t$  – координата тележки

Обобщенная координата  $x_t$  рассчитывается по формуле

$$x_t = \int_0^t V_{xt} dt + x_{t0},$$

где  $x_{t0}$  – начальное значение координаты тележки крана.

Кинетическая энергия груза по горизонтальной оси передвижения тележки  $x_2$  определяется выражением

$$T_x = \frac{1}{2} m_1 V_x^2 = \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_2^2 + \dot{z}_2^2), \quad (2.6)$$

где  $m_1$  – масса груза;  $V_x$  – линейная скорость движения подвешенного груза по оси передвижения тележки;  $x_2$  – координата подвешенного груза по горизонтальной оси;  $z_2$  – координата подвешенного груза по вертикальной оси.

Координаты  $x_2$  и  $z_2$  определяются выражениями

$$\begin{aligned}x_2 &= x_t - z_1 \sin \alpha ; \\z_2 &= z_1 \cos \alpha\end{aligned}\tag{2.7}$$

где  $z_1$  – координата груза (длина подвеса);  $\alpha$  – угол отклонения груза от вертикального положения.

Обобщенная сила  $Q_2$ , действующая на механизм передвижения грузовой тележки, складывается из силы, с которой действует электропривод  $F_2$  и реактивной силы трения

$$Q_2 = F_2 - f_{0x} \text{sign}(\dot{x}_t) - m_1 g \sin \alpha ;\tag{2.8}$$

где  $f_{0x}$  – значение силы трения.

Задача расчета силы сопротивления, действующей на подвешенный груз при его движении, является сложной задачей из-за большого количества переменных, влияющих на силу сопротивления. Основными силами, которые действуют на подвешенный груз, являются трение в канатах и полиспастах системы подвеса, а также сила сопротивления воздуха [84]. Данные силы являются реактивными, поэтому движение груза при выведении его из вертикального состояния носит затухающий периодический характер.

Выражение силы сопротивления, действующей на подвешенный груз при его движении, находится как

$$f_3 = -b_x \dot{x}_2,\tag{2.9}$$

где  $b_x$  – коэффициент затухания, кг/с.

Обобщенная сила  $Q_4$ , действующая на подвешенный груз при его движении, определяется выражением

$$Q_4 = -m_1 g \sin \alpha - b_x \dot{x}_2\tag{2.10}$$

### 2.1.3. Обобщенные силы и координаты механизма передвижения моста

Методика выведения уравнений обобщенных координат и обобщенных сил механизма передвижения моста аналогична методике, представленной в п. 2.1.2.

Механизм передвижения моста имеет две обобщенные координаты: координата передвижения моста  $y_b$  и угол отклонения подвешенного груза от вертикального положения по оси движения моста  $\beta$  (рисунок 2.3).

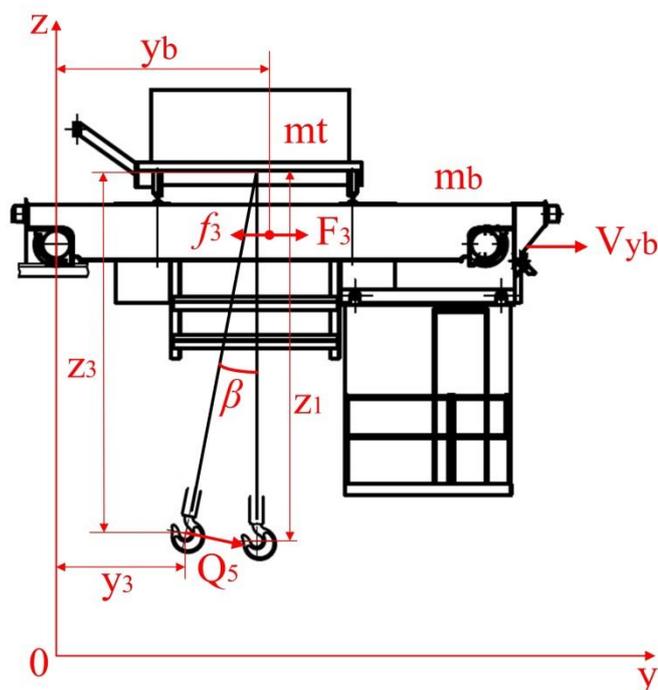


Рисунок 2.3 - Обобщенные координаты и силы, действующие на механизм передвижения моста

Кинетическая энергия механизма передвижения моста равна

$$T_{yb} = \frac{1}{2} (m_t + m_b) V_{yb}^2 = \frac{1}{2} (m_t + m_b) \dot{y}_b^2, \quad (2.11)$$

где  $m_t$  – масса тележки;  $m_b$  – масса моста;  $V_{yb}$  – скорость передвижения моста;  $y_b$  – координата передвижения моста.

Обобщенная координата  $y_b$  рассчитывается по формуле

$$y_b = \int_0^t V_{yb} dt + y_{b0},$$

где  $y_{b0}$  – начальное значение координаты моста крана.

Кинетическая энергия подвешенного груза при его движении по оси движения моста определяется выражением

$$T_y = \frac{1}{2} m_1 V_y^2 = \frac{1}{2} m_1 (\dot{y}_3^2 + \dot{z}_3^2), \quad (2.12)$$

где  $m_1$  – масса груза с подвесом;  $V_y$  – линейная скорость движения груза по оси движения моста;  $y_3$  – координата груза по вертикальной оси;  $z_3$  – координата груза по горизонтальной оси.

Координаты  $y$  и  $z_3$  из выражения (2.12) можно определить как

$$\begin{aligned} y_3 &= y_b - z_1 \sin \beta; \\ z_3 &= z_1 \cos \beta \end{aligned} \quad (2.13)$$

Обобщенная сила  $Q_3$ , действующая на механизм передвижения моста, определяется силой со стороны электропривода механизма  $F_3$  и статической силой трения:

$$Q_3 = F_3 - f_{0y} \text{sign}(y_b) - m_1 g \sin \beta \quad (2.14)$$

Обобщенная сила  $Q_5$ , действующая на подвешенный груз при его движении по оси движения моста

$$Q_5 = -m_1 g \sin \beta - b_y y_3 \quad (2.15)$$

#### 2.1.4. Кинетическая энергия системы механизмов мостового крана

Кинетическая энергия всей системы механизмов мостового крана может быть определена как сумма кинетических энергий отдельных элементов.

Выражение кинетической энергии системы имеет вид

$$T = T_x + T_y + T_z + T_{xt} + T_{yb} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} (m_1 (\dot{x}_2^2 + \dot{z}_2^2) + m_1 (\dot{y}_3^2 + \dot{z}_3^2) + m_1 \dot{z}_1^2 + (m_1 + m_t) \dot{x}_t^2 \\ &\quad + (m_1 + m_t + m_b) \dot{y}_b^2) \end{aligned} \quad (2.17)$$

#### 2.1.5. Уравнения движения механизмов мостового крана

Уравнения Лагранжа II рода позволяют получить уравнения движения для каждого механизма мостового крана. Если в уравнение (2.1) подставить значения обобщенных координат и обобщенных сил, то получится система уравнений

движения для механизмов подъема, передвижения грузовой тележки, передвижения моста, а также груза в двух осях:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = -m_1 g \sin \alpha - b_x \dot{x}_2 \quad (2.18)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} = -m_1 g \sin \beta - b_y \dot{y}_2 \quad (2.19)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_1} = -F_1 + m_1 g + f_1 \quad (2.20)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_t} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_t} = F_2 - f_{0x} \text{sign}(\dot{x}_t) - m_1 g \sin \alpha \quad (2.21)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_b} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_b} = F_3 - f_{0y} \text{sign}(\dot{y}_b) - m_1 g \sin \beta \quad (2.22)$$

Уравнения движения механизмов решаются при помощи вспомогательного программного обеспечения wxMaxima [76], которое позволяет решать дифференциальные уравнения в общем виде. Программный код для решения дифференциальных уравнений относительно обобщенных координат представлен в (Приложение 1).

Результатом выполнения программы в среде wxMaxima является система дифференциальных уравнений относительно обобщенных координат каждого механизма.

Система уравнений (2.23) – (2.27) описывает движение каждого механизма крана. Если в данной системе, например, для уравнения движения груза по оси тележки принять допущение, что при малых углах отклонения груза  $\sin \alpha \approx \alpha$  и  $\cos \alpha \approx 1$ , то в итоге получится известное уравнение (1.3) с дополнительными составляющими, которые зависят от производных вертикальной координаты груза. Другими словами, полученные уравнения учитывают влияние скорости и ускорения механизма подъема на движение механизмов и груза в горизонтальных осях.

$$\ddot{\alpha} = -\frac{m_1 g \sin(\alpha) + b_x \dot{x}_t + \dot{z}_1(2\dot{\alpha}m_1 z_1 - b_x \sin(\alpha)) + z_1(-m_1 \ddot{x}_t \cos(\alpha) - \dot{\alpha} b_x \cos(\alpha))}{m_1 z_1^2} \quad (2.23)$$

$$\ddot{\beta} = -\frac{m_1 g \sin(\beta) + b_y \dot{y}_b + \dot{z}_1(2\dot{\beta}m_1 z_1 - b_y \sin(\beta)) + z_1(-m_1 \ddot{y}_b \cos(\beta) - \dot{\beta} b_y \cos(\beta))}{m_1 z_1^2} \quad (2.24)$$

$$\ddot{z}_1 = \frac{-F_1 + m_1 g + f_{0z} \text{sign}(\dot{z}_1) + m_1 \dot{z}_1 (\dot{\alpha})^2 + (\dot{\beta})^2 + m_1 \ddot{y}_b \sin(\beta) + m_1 \ddot{x}_t \sin(\alpha)}{m_1} \quad (2.25)$$

45

$$\ddot{x}_t = \frac{F_2 - m_1 g \sin(\alpha) - f_{0x} \text{sign}(\dot{x}_t) + m_1 \ddot{z}_1 \sin(\alpha) + 2\dot{\alpha}m_1 \dot{z}_1 \cos(\alpha) + m_1 \dot{z}_1 (\cos(\alpha) \ddot{\alpha} - \sin(\alpha) (\dot{\alpha})^2)}{m_t + m_1} \quad (2.26)$$

$$\ddot{y}_b = \frac{F_3 - m_1 g \sin(\beta) - f_{0y} \text{sign}(\dot{y}_b) + m_1 \ddot{z}_1 \sin(\beta) + 2\dot{\beta}m_1 \dot{z}_1 \cos(\beta) + m_1 \dot{z}_1 (\cos(\beta) \ddot{\beta} - \sin(\beta) (\dot{\beta})^2)}{m_t + m_b + m_1} \quad (2.27)$$

## 2.2. Математическая модель системы электропривода мостового крана

Для моделирования работы механизмов мостового крана необходимо иметь математическую модель системы электропривода. В первой главе раскрывается вопрос актуальности применения различных систем электропривода для использования на мостовом кране, где отражены все достоинства системы «преобразователь частоты – асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором», поэтому в качестве приводной системы рассматривается система ПЧ-АД. В работе рассматриваются вопросы колебаний груза при движении механизмов крана, поэтому модель системы ПЧ-АД должна адекватно отражать электромеханические процессы, которые характеризуются колебаниями момента, перерегулированием и временем переходного процесса значений переменных двигателя [33, 43]. Задача сводится к построению динамической математической и компьютерной модели системы ПЧ-АД.

### 2.2.1. Математическая модель асинхронного двигателя

Математическая модель асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором строится на основании Т-образной схемы замещения [44, 45] (рисунок 2.4)

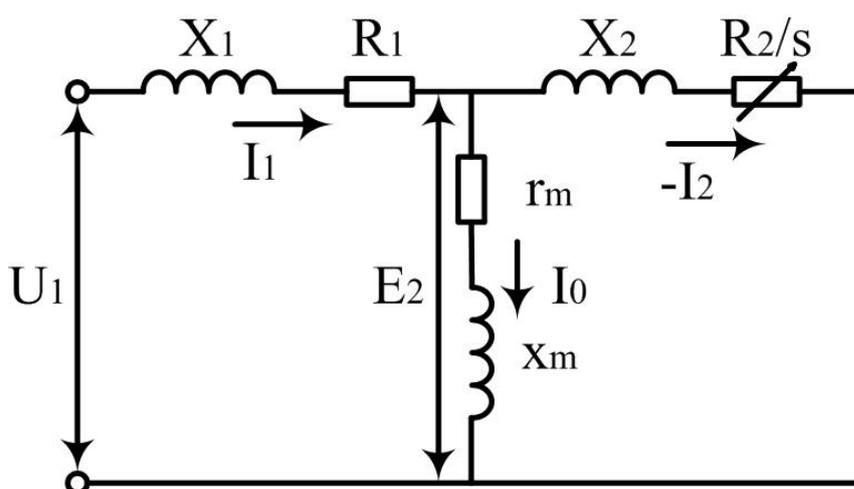


Рисунок 2.4 – Схема замещения асинхронного двигателя

В схеме замещения асинхронного двигателя используются следующие параметры и переменные [13, 66]:

- $R_1$  – активное сопротивление фазы обмотки статора;
- $R_2 = k_e^2 r_2$  – активное сопротивление фазы обмотки ротора, приведенное к статору ( $k_e$  – коэффициент трансформации ЭДС при неподвижном роторе [70]);
- $X_1 = 2\pi f_1 L_1$  – индуктивное сопротивление фазы обмотки статора ( $L_1$  – индуктивность потоков рассеивания обмотки статора);
- $X_2 = k_e^2 x_2 = k_e^2 2\pi f_2 L_2$  – индуктивное сопротивление фазы обмотки статора ( $L_2$  – индуктивность потоков рассеивания обмотки ротора);
- $r_m, x_m$  – активное и реактивное сопротивления цепи намагничивания двигателя.
- $r_2, x_2$  – каталожные данные параметров электродвигателя;

Намагничивающий ток  $I_0$  определяется следующим выражением и имеет реактивную и активную составляющую, вызванную потерями в стали статора [18, 46]:

$$I_0 = I_{0a} + I_{0p} \quad (2.28)$$

Для расчета тока намагничивания удобно разложить его на составляющие путем преобразования координат. Для этого трехфазные токи статора и ротора пересчитываются в двухфазные токи в неподвижных относительно статора и ротора системах координат ( $\alpha\beta$  и  $dq$ ), а затем в двухфазные токи во вращающейся с синхронной скоростью двигателя системе координат  $xu$  [55, 99].

Согласно схеме замещения, составляются уравнения напряжений обмоток статора и ротора по II закону Кирхгофа

$$\begin{cases} U_1 = I_1 R_1 + \frac{d\Psi_1}{dt} \\ 0 = I_2 R_2 + \frac{d\Psi_2}{dt} \end{cases} \quad (2.29)$$

Ток обмотки статора в трехфазной неподвижной системе координат  $ABC$  в неподвижной двухфазной системе координат  $\alpha\beta$ , которая связана с трехфазной статорной обмоткой [69, 103], определяется выражениями:

$$\begin{cases} I_{1\alpha} = \frac{2}{3} \left( I_{1A} - \frac{I_{1B} + I_{1C}}{2} \right); \\ I_{1\beta} = \frac{2}{3} \left( \frac{\sqrt{3}(I_{1B} - I_{1C})}{2} \right). \end{cases} \quad (2.30)$$

Двухфазный ток неподвижной системы  $\alpha\beta$  пересчитывается в двухфазной системе координат  $xу$ , которая вращается с синхронной скоростью магнитного поля двигателя  $\Omega_1 = 2\pi f_1/p$ , по формулам:

$$\begin{cases} I_{1x} = I_{1\alpha} \cos \varphi_1 + I_{1\beta} \sin \varphi_1; \\ I_{1y} = -I_{1\alpha} \sin \varphi_1 + I_{1\beta} \cos \varphi_1, \end{cases} \quad (2.31)$$

где  $\varphi_1 = \int \Omega_1(t)dt$  – угол поворота системы координат  $xу$  с угловой скоростью  $\Omega_1$ .

Ток обмотки ротора из трехфазной системы  $abc$  пересчитывается в двухфазную систему координат  $dq$ , которая неподвижна относительно трехфазной обмотки ротора и вращается со скоростью вращения ротора  $\Omega_2$ , при помощи выражений:

$$\begin{cases} I_{2d} = \frac{2}{3} \left( I_{2a} - \frac{I_{2b} + I_{2c}}{2} \right); \\ I_{2q} = \frac{2}{3} \left( \frac{\sqrt{3}(I_{2b} - I_{2c})}{2} \right). \end{cases} \quad (2.32)$$

Для расчета основного магнитного потока асинхронного двигателя необходимо привести токи статора и ротора к одной системе координат. Пересчет токов ротора в двухфазную систему координат  $xу$ , которая вращается со скоростью поля двигателя  $\Omega_1$  выполняется по формулам:

$$\begin{cases} I_{2x} = I_{2d} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + I_{2q} \sin(\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_{2y} = -I_{2d} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + I_{2q} \cos(\varphi_1 - \varphi_2), \end{cases} \quad (2.33)$$

где  $\varphi_2 = \int \Omega_2(t)dt$  – угол поворота ротора с угловой скоростью  $\Omega_2$ .

Ток намагничивания рассчитывается по формулам:

$$\begin{cases} I_{mx} = I_{1x} - \frac{I_{2x}}{k_t}; \\ I_{my} = I_{1y} - \frac{I_{2y}}{k_t}; \\ I_m = \sqrt{I_{mx}^2 + I_{my}^2}, \end{cases} \quad (2.34)$$

где  $k_t = \frac{m_1 W_1 k_{061}}{m_2 W_2 k_{062}}$  – коэффициент трансформации тока ротора ( $m_1, m_2$  – число фаз обмоток статора и ротора;  $W_1, W_2$  – число витков фазы обмоток статора и ротора;  $k_{061}, k_{062}$  – обмоточные коэффициенты статор и ротора) [11].

Расчет потокосцеплений обмоток статора и ротора сводится к расчету составляющих главного потокосцепления в системе координат  $xу$ , вращающейся со скоростью  $\Omega_1$ . Составляющие главного потокосцепления асинхронного двигателя рассчитываются по формулам:

$$\begin{cases} \Psi_{mx} = I_{mx} L_m; \\ \Psi_{my} = I_{my} L_m, \end{cases} \quad (2.35)$$

где  $L_m$  – индуктивность цепи намагничивания двигателя.

Значение индуктивности цепи намагничивания  $L_m$  двигателя принимается постоянным для линейного участка кривой намагничивания [38] и рассчитывается по значению индуктивного сопротивления цепи намагничивания  $x_m$ . Для более точного учета изменения индуктивности цепи намагничивания [77] кривая намагничивания двигателя пересчитывается в зависимость  $L_m = f(I_m)$ , которая представлена на рисунке 2.5.

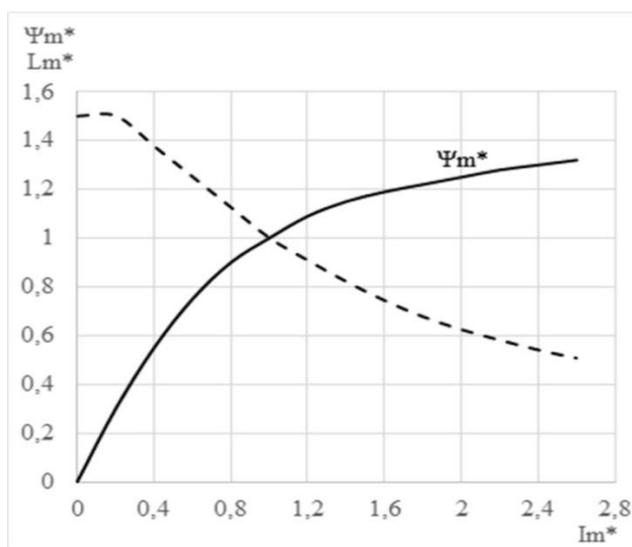


Рисунок 2.5 – Кривая намагничивания асинхронного двигателя и зависимость  $L_m = f(I_m)$

Уравнение (2.35) с учетом изменения индуктивности цепи намагничивания принимает вид:

$$\begin{cases} \Psi_{mx} = I_{mx} L_m(I_m); \\ \Psi_{my} = I_{my} L_m(I_m), \end{cases} \quad (2.36)$$

Преобразование составляющих главного потокосцепления двигателя из системы координат  $xу$  в двухфазную систему координат  $\alpha\beta$ , неподвижную относительно трехфазной обмотки статора для вычисления потокосцепления статора, и в двухфазную систему координат  $dq$ , неподвижную относительно трехфазной обмотки ротора для вычисления потокосцепления ротора, выполняется по формулам [17]:

$$\begin{cases} \Psi_{1\alpha} = \Psi_{mx} \cos \varphi_1 - \Psi_{my} \sin \varphi_1; \\ \Psi_{1\beta} = \Psi_{mx} \sin \varphi_1 + \Psi_{my} \cos \varphi_1; \\ \Psi_{2d} = k_t (\Psi_{mx} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - \Psi_{my} \sin(\varphi_1 - \varphi_2)); \\ \Psi_{2q} = k_t (\Psi_{mx} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + \Psi_{my} \cos(\varphi_1 - \varphi_2)). \end{cases} \quad (2.37)$$

В итоге составляющие потокосцеплений статора раскладываются в трехфазную систему координат статора  $ABC$  выражениями [42]:

$$\begin{cases} \Psi_{1A} = \Psi_{1\alpha}; \\ \Psi_{1B} = -\frac{1}{2} (\Psi_{1\alpha} - \sqrt{3}\Psi_{1\beta}); \\ \Psi_{1C} = -\frac{1}{2} (\Psi_{1\alpha} + \sqrt{3}\Psi_{1\beta}). \end{cases} \quad (2.38)$$

Для преобразования потокосцеплений ротора из двухфазной системы координат  $dq$  в трехфазную систему  $abc$  используется формула:

$$\begin{cases} \Psi_{2a} = \Psi_{1d}; \\ \Psi_{2b} = -\frac{1}{2} (\Psi_{1d} - \sqrt{3}\Psi_{1q}); \\ \Psi_{2c} = -\frac{1}{2} (\Psi_{1d} + \sqrt{3}\Psi_{1q}). \end{cases} \quad (2.39)$$

Электромагнитный момент двигателя рассчитывается через проекции векторов токов и потокосцеплений двигателя по формуле [77]:

$$M_2 = \frac{p}{\sqrt{3}} (I_{2a}(\Psi_{2b} - \Psi_{2c}) + I_{2b}(\Psi_{2c} - \Psi_{2a}) + I_{2c}(\Psi_{2a} - \Psi_{2b})) \quad (2.40)$$

Скорость и угол поворота ротора рассчитывается как:

$$\begin{cases} \omega = \frac{1}{J_\Sigma} \int (M_2(t) - M_c(t)) dt + \omega_0; \\ \varphi = \int \omega(t) dt + \varphi_0. \end{cases} \quad (2.41)$$

На основании уравнений (2.29 – 2.41) строится математическая модель асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, структурная схема которой представлена на рисунке 2.6.

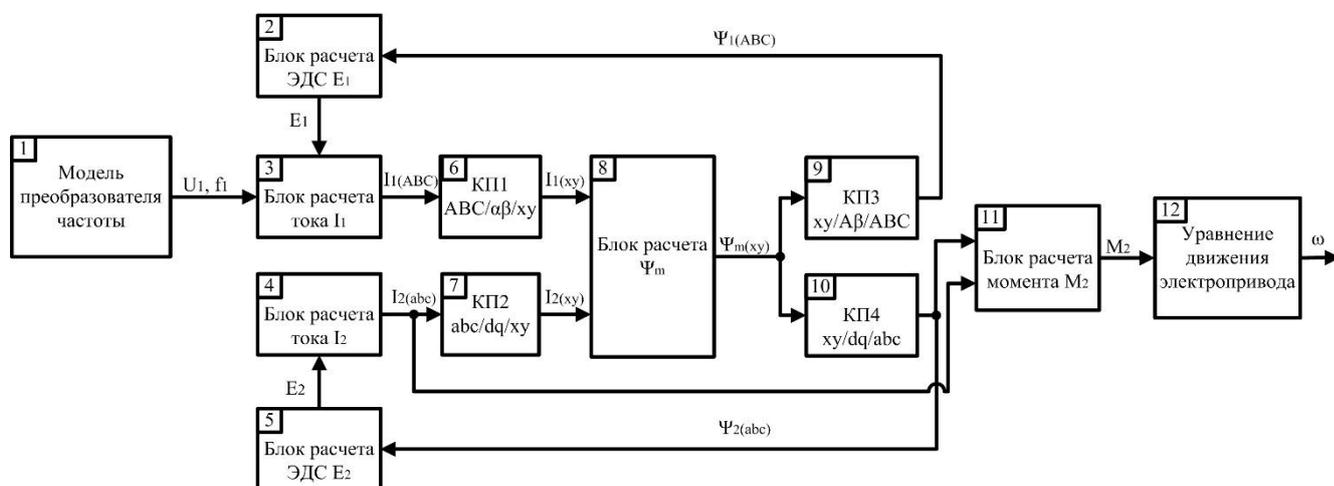


Рисунок 2.6 – Структурная схема модели асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором

Активное и реактивное сопротивление обмотки ротора изменяются в процессе работы из-за влияния явления вытеснения тока [47]. При скольжении двигателя  $s = 1$  активное сопротивление ротора принимает наибольшее значение и уменьшается с ростом скорости (снижением скольжения). Индуктивное сопротивление ротора имеет наименьшее значение при неподвижном роторе ( $s = 1$ ) и увеличивается с ростом скорости ротора [53].

Изменение активного сопротивления и индуктивности потоков рассеивания ротора из-за вытеснения тока ротора происходит при изменении скольжения асинхронного двигателя от 1 до 0 [70]. При управлении асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором от преобразователя частоты изменение скольжения происходит в диапазоне от +0,03 до -0,03, поэтому в математической модели ПЧ-АД эффект вытеснения тока ротора не учитывается.

### 2.2.2. Математическая модель преобразователя частоты со скалярным управлением

Изменение частоты напряжения, питающего двигатель, с одновременным изменением модуля этого напряжения позволяет регулировать скорость асинхронного двигателя. Такой способ регулирования называется скалярным или  $U/f$  регулированием [69]. Соотношение величин частоты и напряжения определяют вид механических характеристик двигателя, а именно величину критического скольжения и критического момента.

Для электропривода мостового крана одним из основных требований является поддержание постоянства перегрузочной способности (максимального момента) двигателя. Данное требование можно выполнить, если поддерживать постоянство соотношения напряжения и частоты [47, 72, 86], т.е.  $U_1/f_1 = const$ . Однако, данное соотношение справедливо для двигателей большой мощности, в которых активное сопротивление обмотки статора является малой величиной, которой можно пренебречь. В общем случае, для поддержания постоянства перегрузочной способности двигателя необходимо выполнять закон регулирования

$$\frac{E_1}{f_1} = const \quad (2.42)$$

Для механизмов передвижения грузовой тележки и моста часто применяется разомкнутая скалярная система электропривода. Для механизма подъема преимущественно используют скалярные или векторные системы регулирования с обратной связью по скорости [77].

На рисунке 2.7 представлена функциональная схема скалярной системы ПЧ-АД, реализуемая большинством производителей преобразователей частоты [72].

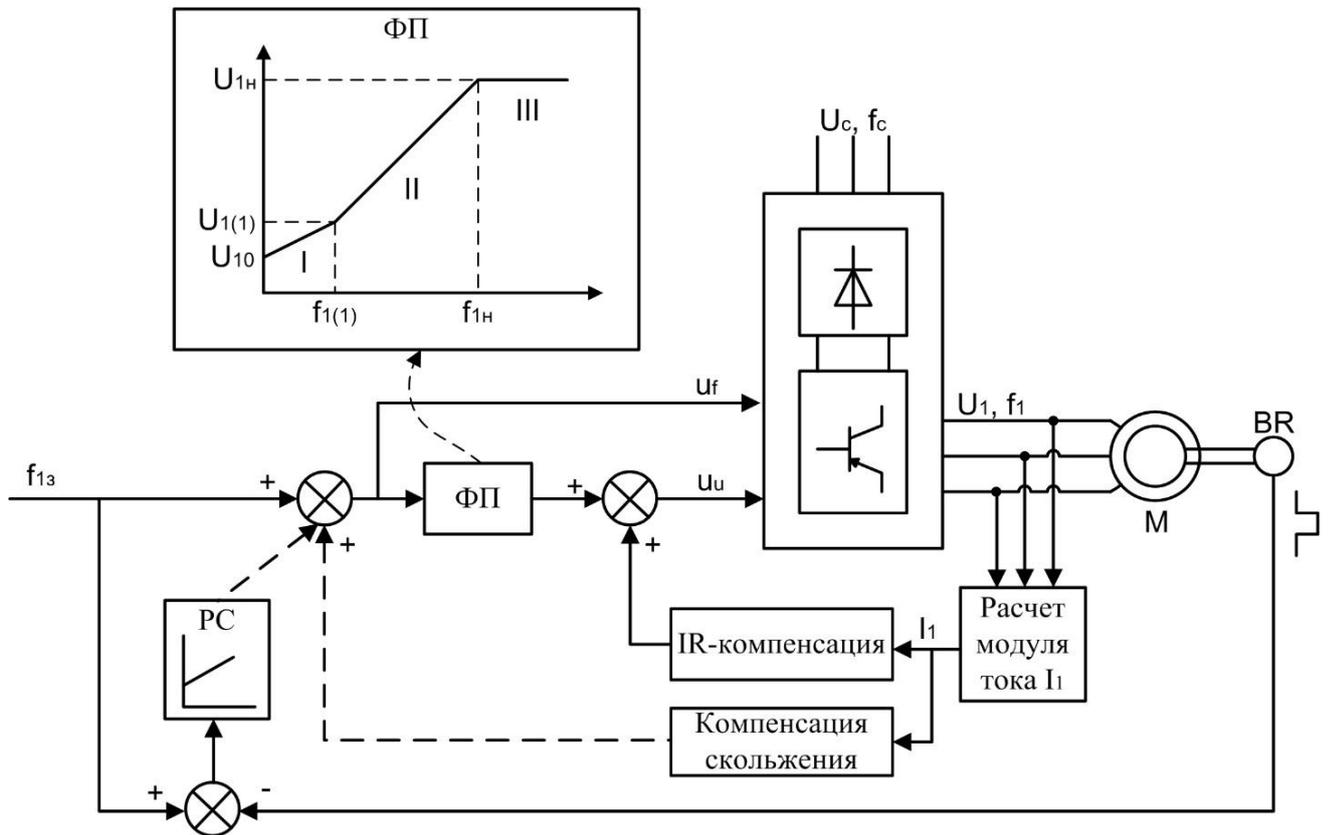


Рисунок 2.7 – Функциональная схема системы ПЧ-АД со скалярным управлением

Функциональный преобразователь ФП представлен тремя характерными участками. Участок характеристики II представляет собой постоянную зависимость  $U_1/f_1 = const$ . Участок I имеет другой наклон, а значит другую величину  $U_1/f_1$ . При такой настройке ФП напряжение на зажимах двигателя  $U_1$  уменьшается в меньшей мере, чем частота  $f_1$ , что приводит к некоторой компенсации падения напряжения на активном сопротивлении обмотки статора [6]. Участок характеристики III определяет работу преобразователя частоты во второй зоне регулирования, при которой напряжение на зажимах двигателя ограничено на уровне  $U_1 = U_{1н}$ .

Блок IR-компенсации представляет собой пропорциональное звено. Выход блока IR-компенсации поступает на выход функционального преобразователя ФП и добавляет к сигналу задания напряжения величину, пропорциональную току статора (нагрузке). Это приводит к компенсации падения напряжения на сопротивлении обмотки статора и увеличению намагничивающего потока [72]. Компенсацию можно построить на обратной связи по активному и полному току

статора. В первом случае коэффициент компенсации во всех режимах работы постоянный, т.к. обратная связь пропорциональна нагрузке двигателя. Если обратная связь представлена полным током обмотки статора, то сигнал на выходе блока IR-компенсации [83] может приводить к недопустимому увеличению потока намагничивания, поэтому коэффициент компенсации по полному току статора необходимо корректировать в зависимости от частоты питающей сети.

Блок компенсации скольжения позволяет получить жесткие механические характеристики двигателя во всем диапазоне изменения нагрузки. Полный ток статора, пропорциональный нагрузке, умножается на коэффициент компенсации, и приходит положительной обратной связью на задание частоты питающего напряжения [73]. При увеличении частоты, пропорционально нагрузке, увеличивается скорость идеального холостого хода, что приводит к формированию искусственной линейной механической характеристики с заданной жесткостью.

Замечания по применяемой системе:

1. Сигналы IR-компенсации и компенсации скольжения складываются с основными сигналами задания, т.е. дополнительно в САР скалярного регулирования заводится положительная обратная связь по модулю тока статора, что приводит к увеличению колебательности замкнутой системы.

2. Компенсацию скольжения нельзя использовать для двигателей малой мощности, т.к. у них нарушена линейная зависимость между током статора и моментом [48].

В случае применения замкнутой системы скалярного управления к сигналу задания частоты питающего напряжения прибавляется сигнал, пропорциональный ошибке регулирования с выхода ПИ-регулятора скорости. Для реализации данной системы необходима обратная связь по скорости. При этом сигнал с выхода блока компенсации скольжения не суммируется к сигналу задания частоты.

### 2.3. Математическая модель механизмов мостового крана

На основании уравнения (2.25), полученного в разделе 2.1, составляется математическая модель механизма подъема мостового крана, функциональная схема которой представлена на рисунке 2.8:

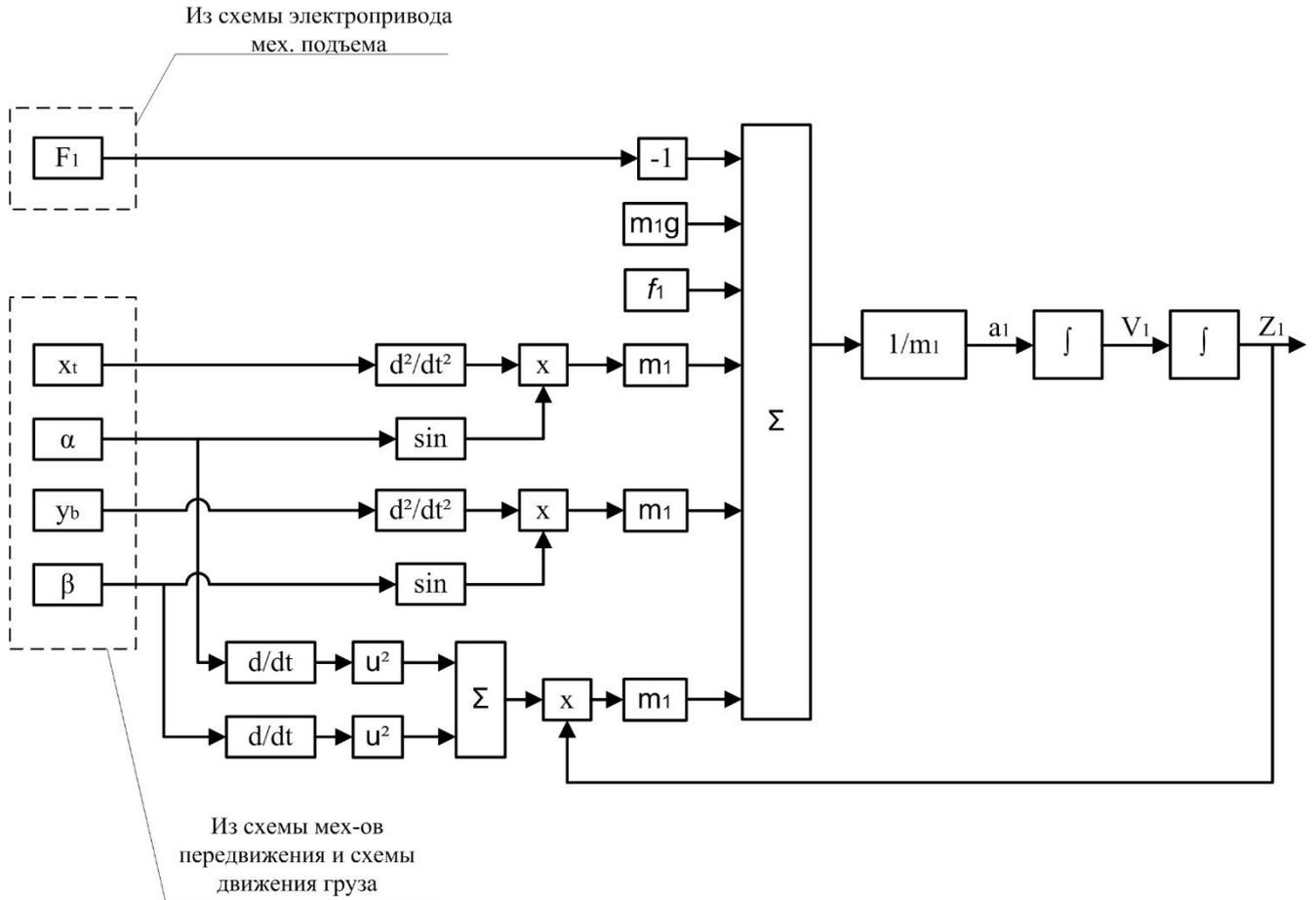


Рисунок 2.8 – Функциональная схема модели механизма подъема

Математические модели механизмов передвижения тележки и моста строятся на основании уравнений (2.26) и (2.27). Функциональная схема механизма передвижения грузовой тележки представлена на рисунке 2.9, функциональная схема передвижения моста представлена на рисунке 2.10:

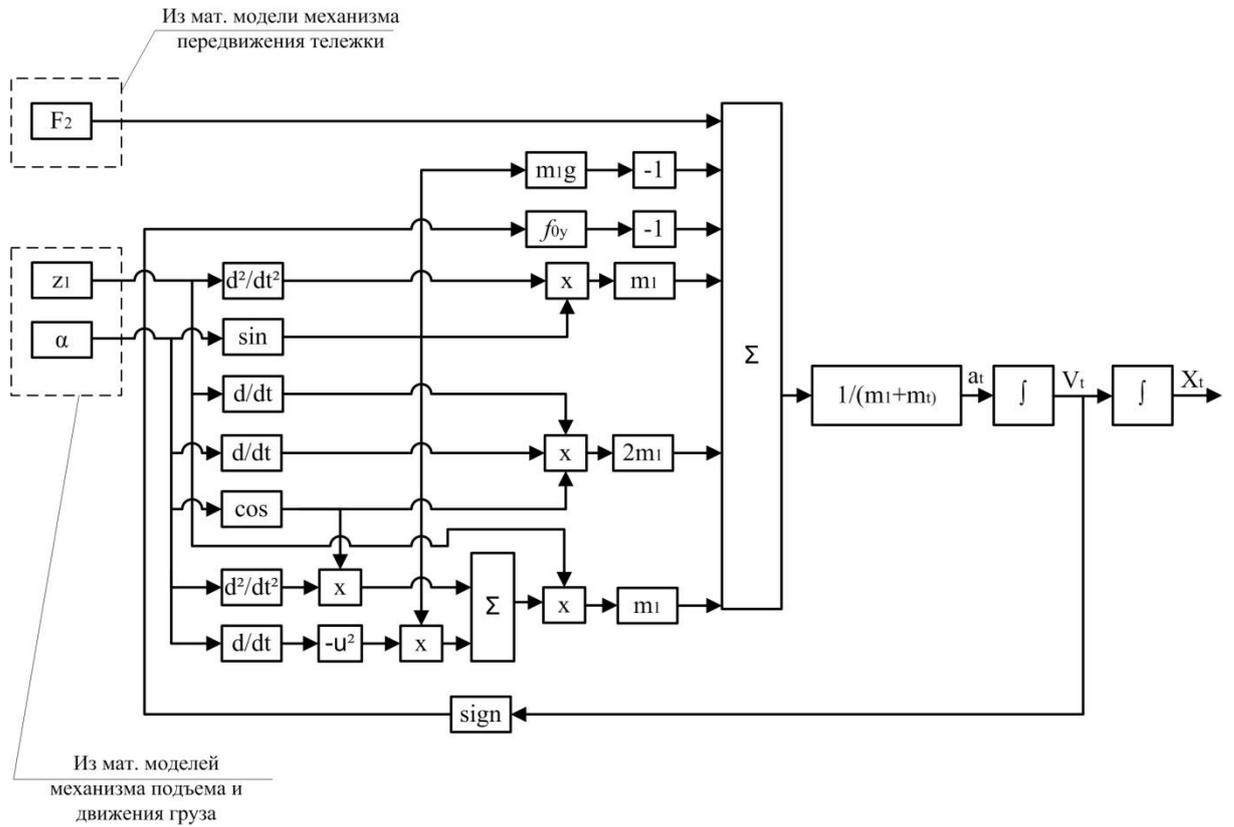


Рисунок 2.9 – Функциональная схема модели механизма передвижения грузовой тележки

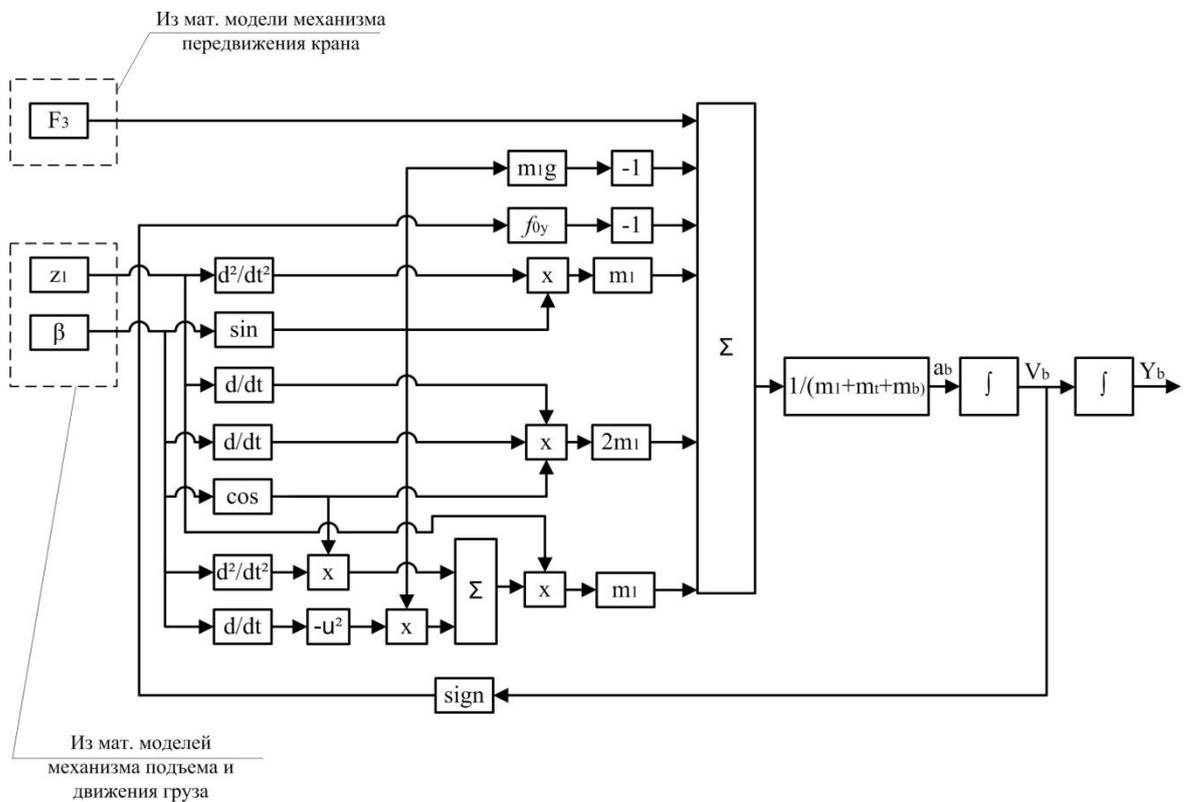
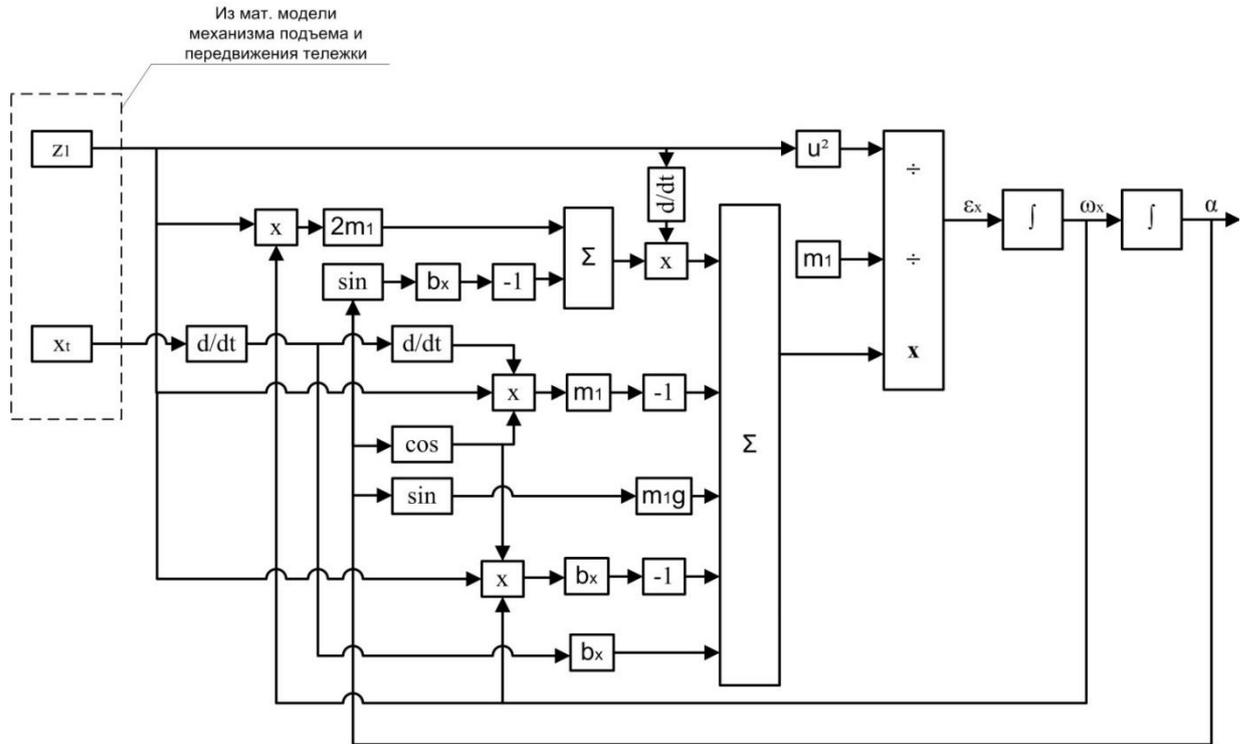
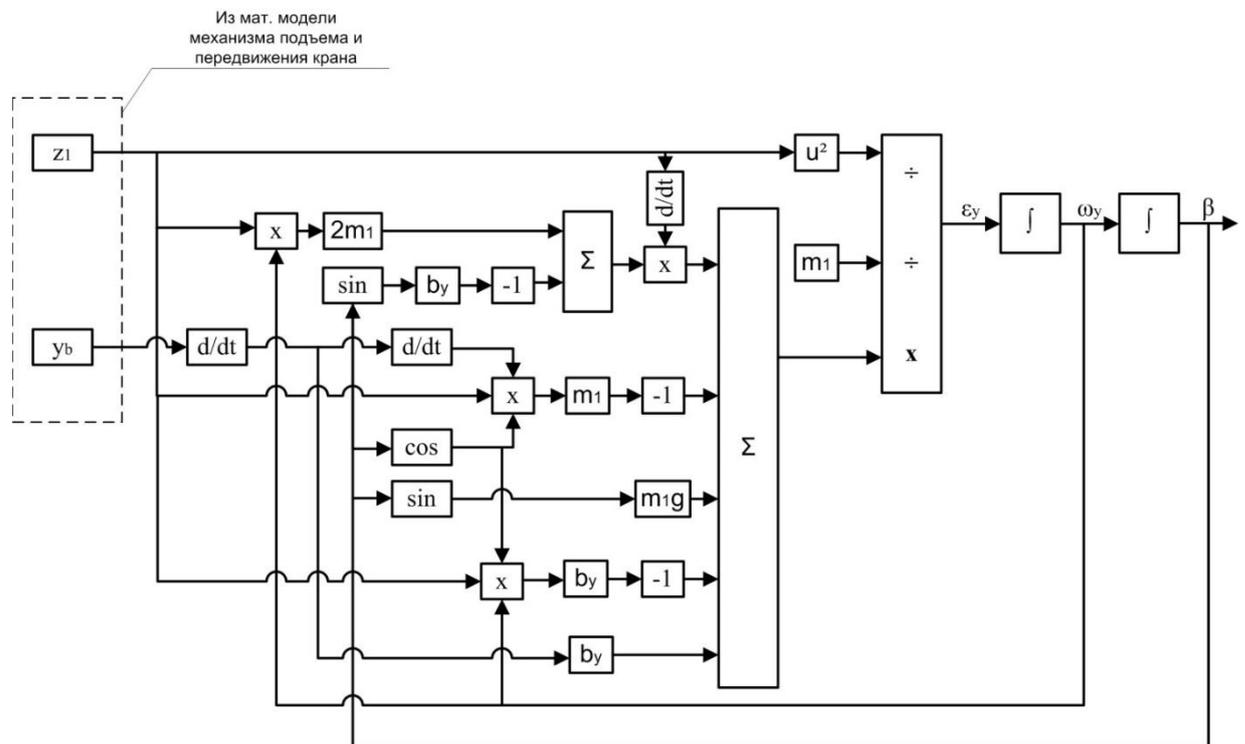


Рисунок 2.10 – Функциональная схема модели механизма передвижения моста

Функциональная схема математической модели движения груза основана на уравнениях (2.23) и (2.24) и представлена на рисунке 2.11



а)



б)

Рисунок 2.11 – Функциональная схема модели движения подвешенного груза: а) по оси движения X; б) по оси движения Y

Все функциональные схемы представлены в одном и том же виде, в котором на выходе системы имеется выраженная величина обобщенной координаты передвижения или угла поворота (двойной интеграл из уравнений в п. 2.1.5). Как видно из структурных схем разных механизмов мостового крана, величину ускорения механизма формирует не только система электропривода, но и дополнительные воздействия со стороны других механизмов крана. Примером может служить влияние раскачиваний груза при движении механизма передвижения грузовой тележки. На величину ускорения тележки влияет дополнительная величина, которая действует по оси движения механизма и зависит от знака и величины угла отклонения груза. Указанные дополнительные усилия передаются в систему электропривода механизма, который при определенной настройке параметров может вносить дополнительную колебательность в работу всего механизма.

## **2.4. Компьютерная модель мостового крана**

Построение компьютерной модели асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором выполняется на основании математической модели, описанной в разделе 2.2. Для задач моделирования используется пакет прикладных программ для численных расчетов и визуализации MATLAB (MathWorks) с библиотекой Simulink [75].

### **2.4.1. Компьютерная модель асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором**

Компьютерная модель асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, построенная на основании структурной схемы на рисунке 2.6 представлена на рисунке 2.12.

Сигнал задания напряжения  $US$  формируется в компьютерной модели преобразователя частоты (см. п. 2.4.2) и представляет собой вектор-столбец,

содержащий три мгновенных значения фазных напряжений, которые прикладываются к статорной обмотке двигателя.

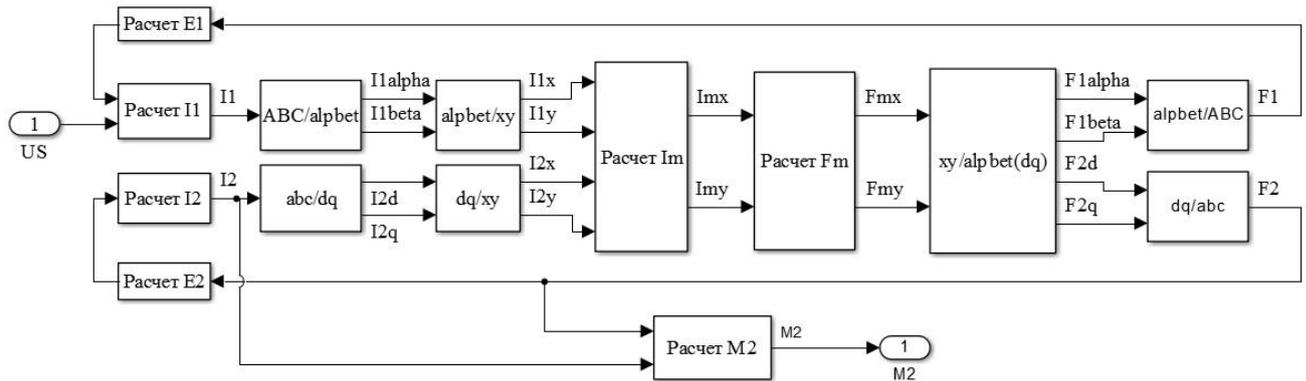


Рисунок 2.12 – Компьютерная модель асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором

Согласно уравнениям (2.29) рассчитываются токи обмоток статора  $I_1$  и ротора  $I_2$ . Токи обмоток статора и ротора, как и напряжение на статоре, представлено в виде вектора-столбца. В блоках "ABC/alpha/beta" и "abc/dq" выполняется пересчет токов статора и ротора из трехфазной неподвижной системы координат в неподвижную двухфазную систему координат по выражениям (2.30) и (2.32). Далее происходит пересчет токов статора и ротора из неподвижной системы координат в систему координат, которая вращается с синхронной скоростью двигателя в блоках "alpha/beta/xy" и "dq/xy" согласно выражениям (2.31) и (2.33).

Расчет тока намагничивания двигателя выполняется в блоке "Расчет  $I_m$ " по формуле (2.34). В блоке "Расчет  $F_m$ " моделируется кривая намагничивания асинхронного двигателя, а также зависимость  $L_m = f(I_m)$  для расчета потокосцепления  $\Psi_m$  в координатах  $xu$ . Расчет тока намагничивания  $I_m$  выполняется по (2.34), кривая намагничивания моделируется согласно рисунку 2.5, а составляющие потокосцепления  $\Psi_m$  определяются по формуле (2.36).

Блок "xy/alpha/beta(dq)" рассчитывает потокосцепления статора и ротора в осях  $\alpha\beta$  и  $dq$  по формулам (2.37). В блоках "alpha/beta/ABC" и "dq/abc" по формулам (2.38) и (2.39) определяются трехфазные величины потокосцеплений статора и ротора. Выражения  $d\Psi_1/dt$  и  $d\Psi_2/dt$  позволяют рассчитывать значения ЭДС обмоток ротора и статора в блоках "Расчет E1" и "Расчет E2". Момент на роторе двигателя

рассчитывается в блоке "Расчет M2" по формуле (2.40). Основное уравнение движения моделируется в блоке "Расчет W2" по формуле (2.41), на выходе которого формируется сигнал скорости вращения ротора асинхронного двигателя.

Достоверность модели асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором можно определить при моделировании процесса прямого пуска двигателя [58]. Сигнал, моделирующий напряжение статора двигателя  $U_S$ , формируется тремя синусоидами, сдвинутыми на 120 эл. градусов и частотой 50 Гц.

Для проверки достоверности модели используются два асинхронных двигателя с короткозамкнутым ротором [4] (таблица 2.2) .

Модель асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором содержит буквенные обозначения параметров и переменных двигателя. Моделирование начинается с заполнения таблицы переменных [5, 23], используемых в компьютерной модели асинхронного двигателя. Данные вносятся в поле «Workspace» [32, 55] среды программирования Matlab (рисунок 2.13) и сохраняются в файле формата .mat.

В таблицах поля «Workspace» за исключением паспортных и обмоточных данных добавлены следующие переменные:  $g = J_{\Sigma}/J_d$  – суммарный относительный момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя;  $pp$  – число пар полюсов двигателя;  $mc0 = M_c/M_H$  – статический момента на валу двигателя.

Таблица 2.2 - Параметры используемых двигателей для проверки компьютерной модели

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Механизм передвижения тележки		Механизм передвижения крана	
			Двигатель 4А90L4У3		Двигатель МТКН312-6	
			Паспортная величина	Величина, полученная на модели	Паспортная величина	Величина, полученная на модели
Номинальная мощность	$P_{2н}$	кВт	2,2		15	
Номинальная частоты вращения	$n_n$	об/мин	1425	1430	930	936
Номинальный ток обмотки статора	$I_{1н}$	А	5	4,7	36	34
Номинальный момент	$M_n$	Нм	14,7	14,7	124,8	120,8
Номинальный КПД	$\eta_n$	%	80		81	
Номинальный коэффициент мощности	$\cos\varphi_n$	-	0,83		0,78	
Индуктивное сопротивление цепи намагничивания	$X_m$	Ом	92		22	
Индуктивность цепи намагничивания	$L_m$	Гн	0,293		0,07	
Активное сопротивление обмотки статора	$R_1$	Ом	4,141		0,337	
Индуктивное сопротивление обмотки статора	$X_1$	Ом	3,296		0,431	

Продолжение таблицы 2.2

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Механизм передвижения тележки		Механизм передвижения крана	
			Двигатель 4А90L4У3		Двигатель МТКН312-6	
			Паспортная величина	Величина, полученная на модели	Паспортная величина	Величина, полученная на модели
Индуктивность потоков рассеивания обмотки статора	$L_1$	Гн	0,0105		0,00137	
Активное сопротивление обмотки ротора	$R_2$	Ом	2,445		0,478	
Индуктивное сопротивление обмотки ротора	$X_2$	Ом	5,296		0,356	
Индуктивность потоков рассеивания обмотки ротора	$L_2$	Гн	0,0169		0,00113	
Кратность пускового момента	$M_{п}/M_{н}$	-	2,1	2,0	3,1	3,1
Кратность максимального момента	$M_{m}/M_{н}$	-	2,4	2,25	3,2	3,2
Кратность пускового тока	$I_{п}/I_{н}$	-	4,5	4,4	5	5,5
Момент инерции ротора	$J_{д}$	кг · м <sup>2</sup>	0,056		1,2	

Name	Value	Size	Bytes	Class
cosF	0.8300	1x1	8	double
g	1	1x1	8	double
I1n	5	1x1	8	double
Jd	0.0560	1x1	8	double
mc0	1	1x1	8	double
Nn	1425	1x1	8	double
Pn	2.2000	1x1	8	double
PowFact	0.8000	1x1	8	double
pp	2	1x1	8	double
R1	4.1410	1x1	8	double
R2	2.4450	1x1	8	double
X1	3.2960	1x1	8	double
X2	5.2960	1x1	8	double
Xm	92	1x1	8	double

Name	Value	Size	Bytes	Class
cosF	0.7800	1x1	8	double
g	1	1x1	8	double
I1n	36	1x1	8	double
Jd	1.2000	1x1	8	double
mc0	1	1x1	8	double
Nn	930	1x1	8	double
Pn	15	1x1	8	double
PowFact	0.8100	1x1	8	double
pp	3	1x1	8	double
R1	0.3370	1x1	8	double
R2	0.4780	1x1	8	double
X1	0.4310	1x1	8	double
X2	0.3560	1x1	8	double
Xm	22	1x1	8	double

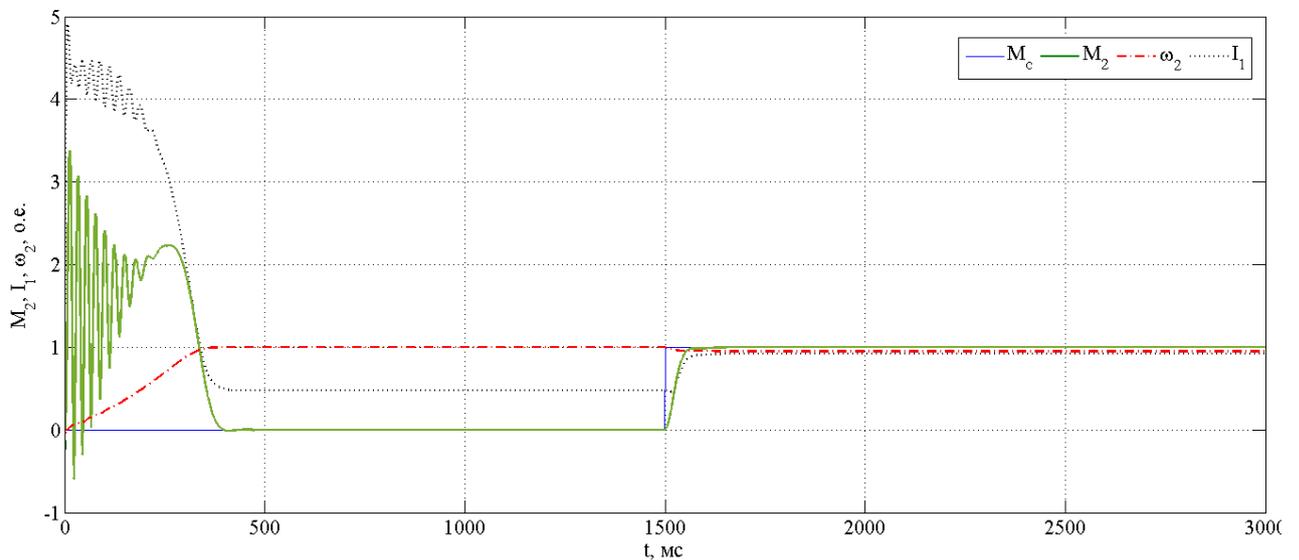
а)

б)

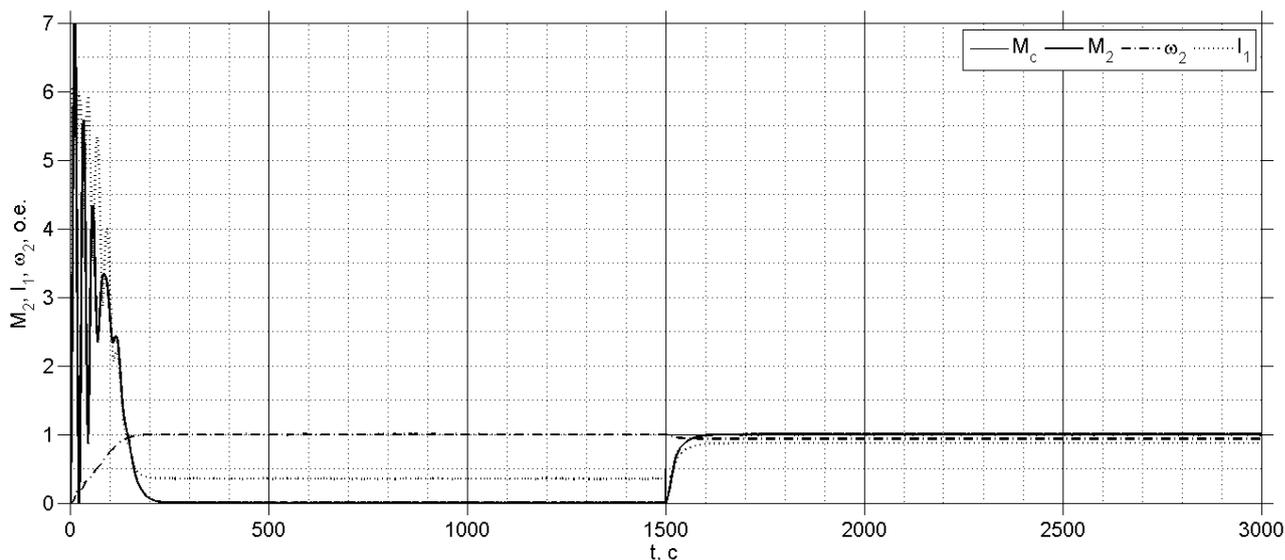
Рисунок 2.13 – Таблица поля Workspace программы Matlab для записи паспортных данных двигателей: а) 4А90L4У3; б) МТКН312-6

Результатом моделирования являются графики переходных процессов электромагнитного момента двигателя, тока статора и скорости вращения ротора в относительных единицах (рисунок 2.14).

Прямой пуск асинхронных двигателей моделируется с набросом нагрузки величиной номинального момента двигателя.



а)



б)

Рисунок 2.14 – Графики переходных процессов моделирования прямого пуска двигателей: а) 4А90L4У3; б) МТКН312-6

Из графиков на рисунке 2.14 видно, что значения номинального, пускового и максимального момента двигателя, а также установившаяся скорость вращения ротора соответствуют паспортным значениям. Максимальная величина ошибки расчета составляет 6%, среднее значение ошибки по каждому параметру составляет 2,8% для двигателя 4А90L4У3 и 1,2% для двигателя МТКН312-6. Это говорит об адекватности и работоспособности компьютерной модели асинхронного двигателя.

#### 2.4.2. Компьютерная модель системы «преобразователь частоты – асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором»

Математическая модель системы ПЧ-АД со скалярным регулированием, функциональная схема которой представлена на рисунке 2.7, позволяет строить компьютерные модели, используя пакет прикладных программ Matlab.

Построение компьютерной модели начинается с модели преобразователя частоты (рисунок 2.15).

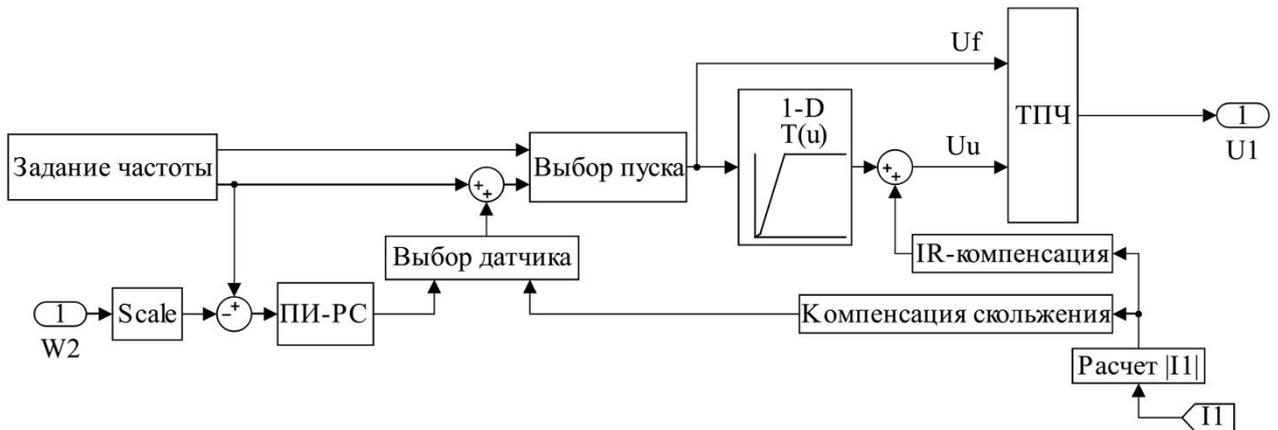


Рисунок 2.15 – Компьютерная модель преобразователя частоты

В состав компьютерной модели преобразователя частоты (рисунок 2.15) включены следующие блоки:

- Задание частоты – блок определяет заданную величину частоты и темп задатчика интенсивности;
- Выбор пуска – используется для моделирования прямого пуска двигателя (рисунок 2.16) путем установки флажка в диалоговом окне. В обратном случае, используется пуск от задатчика интенсивности.

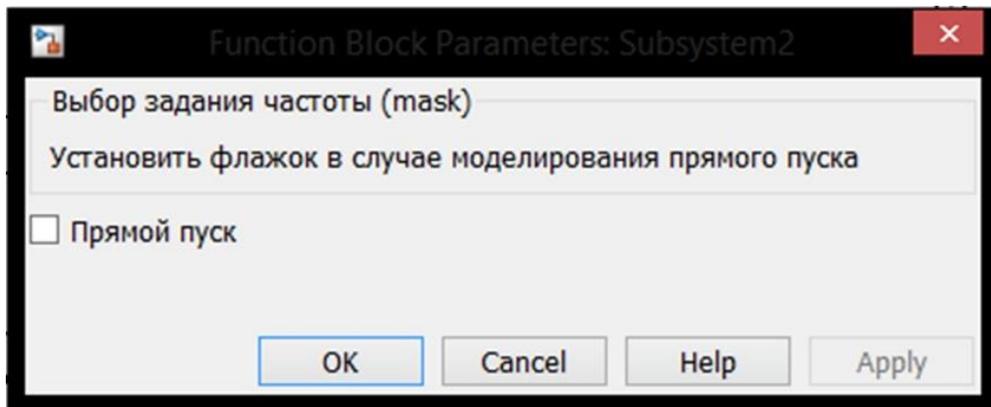


Рисунок 2.16 – Диалоговое окно блока компьютерной модели преобразователя частоты «Выбор пуска»

- Scale – используется для масштабирования сигнала скорости ротора;
- ПИ-РС – пропорционально-интегральный регулятор скорости, с возможностью отключения интегральной части путем задания нулевого коэффициента (рисунок 2.17)

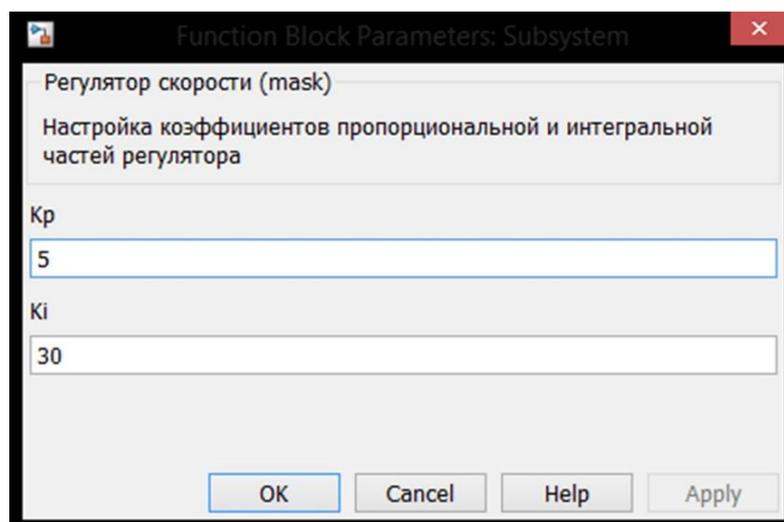


Рисунок 2.17 – Диалоговое окно блока компьютерной модели преобразователя частоты «ПИ-РС»

- Выбор датчика – блок выбора использования обратной связи по скорости (рисунок 2.18).

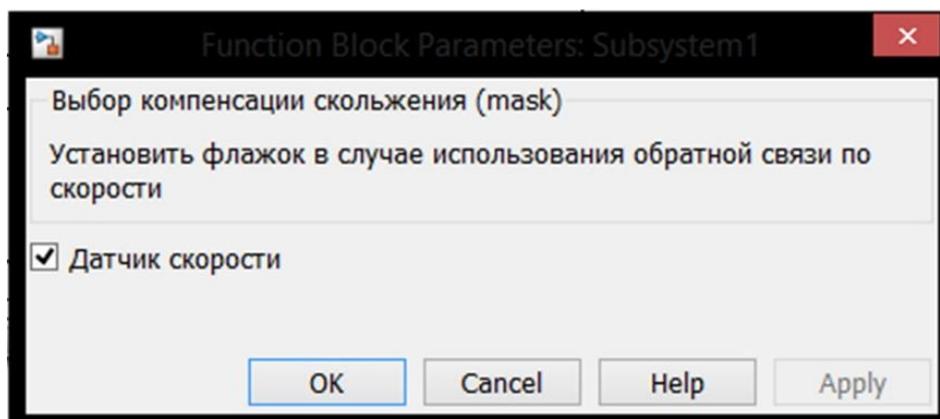


Рисунок 2.18 – Диалоговое окно блока компьютерной модели преобразователя частоты «Выбор датчика»

Остальные блоки компьютерной модели на рисунке 2.15 совпадают с блоками функциональной схемы системы ПЧ-АД (рисунок 2.7), описание которых представлено в п. 2.2.2.

Объединение двух компьютерных моделей (модель асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором и модель преобразователя частоты) в одну дает возможность моделировать процессы в системе «преобразователь частоты – асинхронный двигатель». Компьютерная модель системы ПЧ-АД представлена на рисунке 2.19:

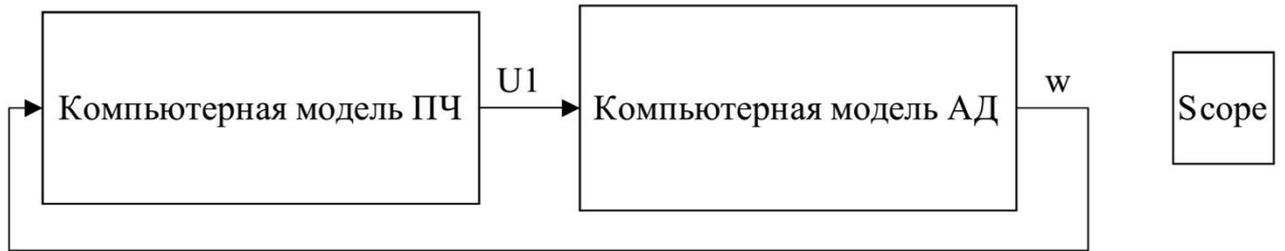
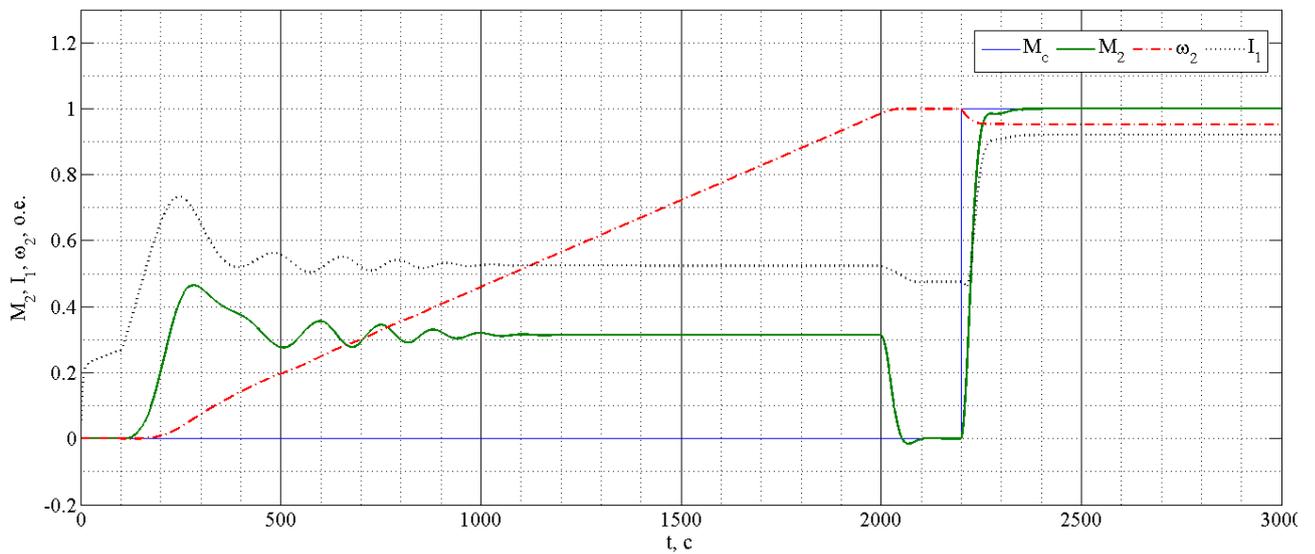


Рисунок 2.19 – Компьютерная модель системы «преобразователь частоты – асинхронный двигатель»

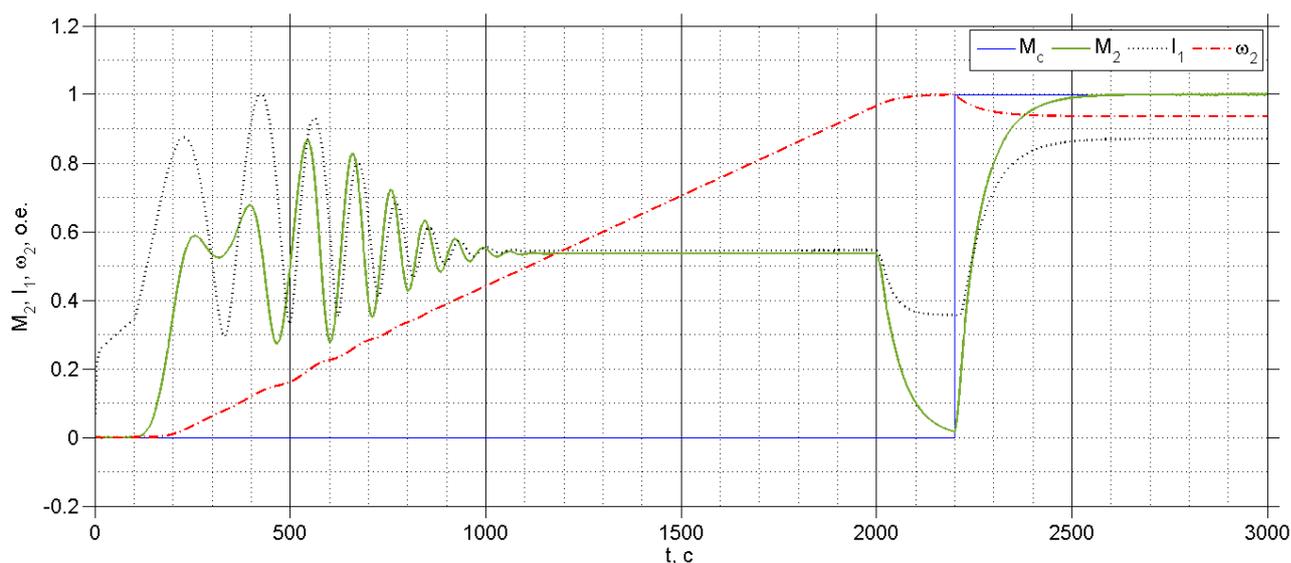
Блок Scope на рисунке 2.19 используется для визуализации результатов моделирования, для перевода переменных системы ПЧ-АД в относительные единицы, а также для сохранения переменных в базе данных поля Workspace.

Переходные процессы пуска двигателей от задатчика интенсивности представлены на рисунке 2.20.

Построенная компьютерная модель адекватно отражает переходные и статические процессы системы «преобразователь частоты – асинхронный двигатель».



а)



б)

Рисунок 2.20 – Переходные процессы пуска от задатчика интенсивности:

а) 4А90L4У3; б) МТКН312-6

### 2.4.3. Компьютерная модель мостового крана

Уравнения, полученные в п. 2.1, а также математическая модель механизмов мостового крана, представленная в п. 2.3 позволяют построить компьютерную модель мостового крана.

Компьютерная модель мостового крана строится из моделей механизмов мостового крана с применением перекрестных связей, доступных в среде моделирования Matlab.

В качестве объекта моделирования в данной главе принят грейферный кран грузоподъемностью 10 т производства ПАО «УРАЛМАШЗАВОД» с системой управления электроприводами механизмов выполненной на основе преобразователей частоты. Параметры мостового крана представлены в таблице 2.3:

Таблица 2.3 – Технические данные мостового крана, принятого для моделирования

Параметр	Единицы измерения	Значения
Грузоподъемность крана	т	10
Группа режима работы крана	-	A7
Длина пролета	м	16,5
Высота подъема	м	20
Скорость подъема	м/с	0,66
Скорость передвижения крана	м/с	1,6
Скорость передвижения тележки	м/с	0,66
Полная масса крана, не более	т	27
Масса тележки	т	5
Диаметр колес крана	мм	400
Диаметр колес тележки	мм	250
Диаметр барабана механизма подъема	мм	420
Мощность двигателя механизма подъема	кВт	22
Номинальная скорость двигателя механизма подъема	об/мин	975
Мощность двигателя механизма передвижения моста	кВт	2x5,5
Номинальная скорость двигателя механизма передвижения моста	об/мин	1420
Мощность двигателя механизма передвижения тележки	кВт	2,2
Номинальная скорость двигателя механизма передвижения тележки	об/мин	1420

Построение компьютерной модели выполняется с применением условных обозначений параметров и переменных системы механизмов крана и электропривода [89]. Условные обозначения, принятые в модели мостового крана, представлены в таблице 2.4:

Таблица 2.4 – Условные обозначения, используемые в компьютерной модели мостового крана

Параметр	Условное обозначение
<i>Механизм подъема:</i>	
Координата подвешенного груза по вертикальной оси	$z$
Скорость перемещения подвешенного груза по вертикальной оси	$V_z$
Ускорение подвешенного груза по вертикальной оси	$a_z$
Масса подвешенного груза	$m_1$
Сила трения, действующая на механизм подъема	$f_{0z}$
<i>Механизм передвижения тележки:</i>	
Координата передвижения тележки по горизонтальной оси	$x_t$
Скорость передвижения тележки по горизонтальной оси	$V_t$
Ускорение тележки по горизонтальной оси	$a_t$
Масса тележки	$m_t$
<i>Механизм передвижения крана:</i>	
Координата передвижения крана по горизонтальной оси	$x_b$
Скорость передвижения крана по горизонтальной оси	$V_b$
Ускорение крана по горизонтальной оси	$a_b$
Масса крана	$m_b$
<i>Груз на гибком подвесе:</i>	
Координата передвижения груза по оси движения тележки	$\alpha$
Скорость передвижения груза по оси движения тележки	$w_x$
Ускорение груза по оси движения тележки	$\epsilon_{px}$
Координата перемещения груза по оси движения крана	$\beta$
Скорость перемещения груза по оси движения крана	$w_y$
Ускорение груза по оси движения крана	$\epsilon_{py}$

Продолжение таблицы 2.4

Параметр	Условное обозначение
Коэффициент демпфирования колебаний по оси движения тележки	$b_x$
Коэффициент демпфирования колебаний по оси движения крана	$b_y$

Согласно выражению (2.25) компьютерная модель механизма подъема имеет вид, представленный на рисунке 2.21.

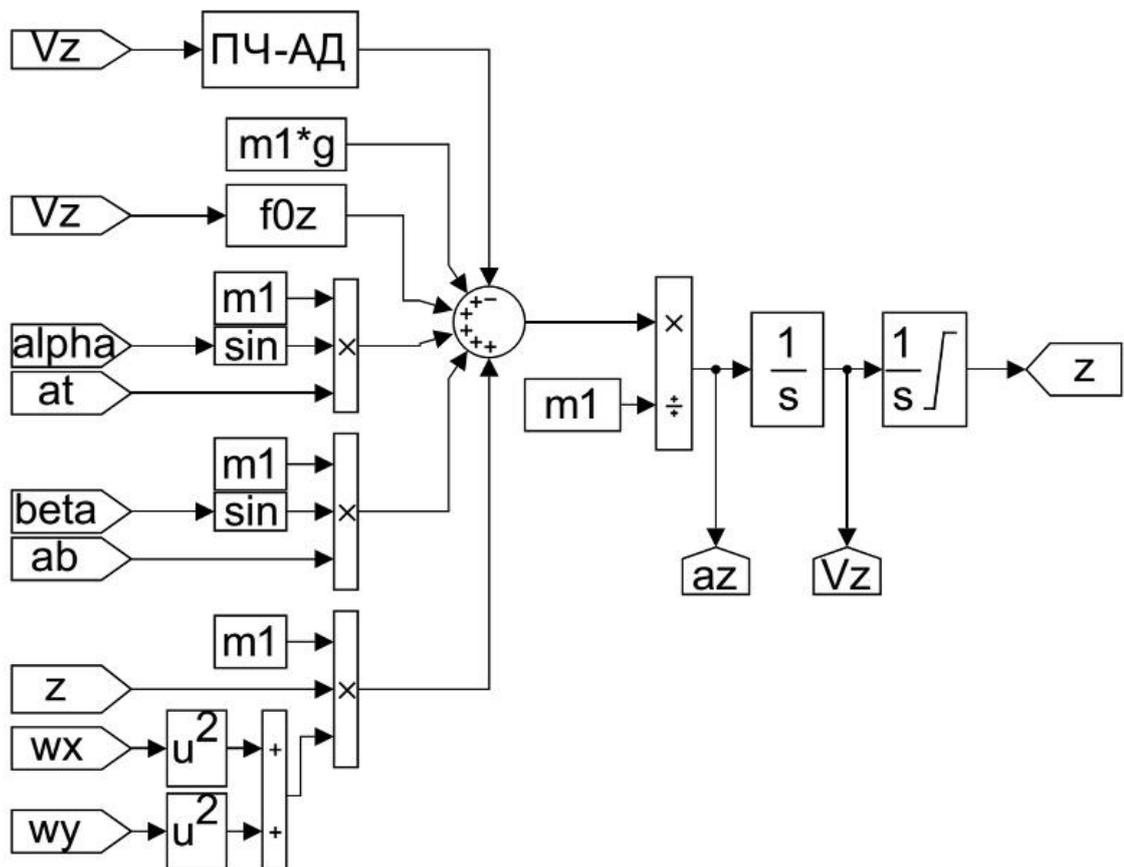
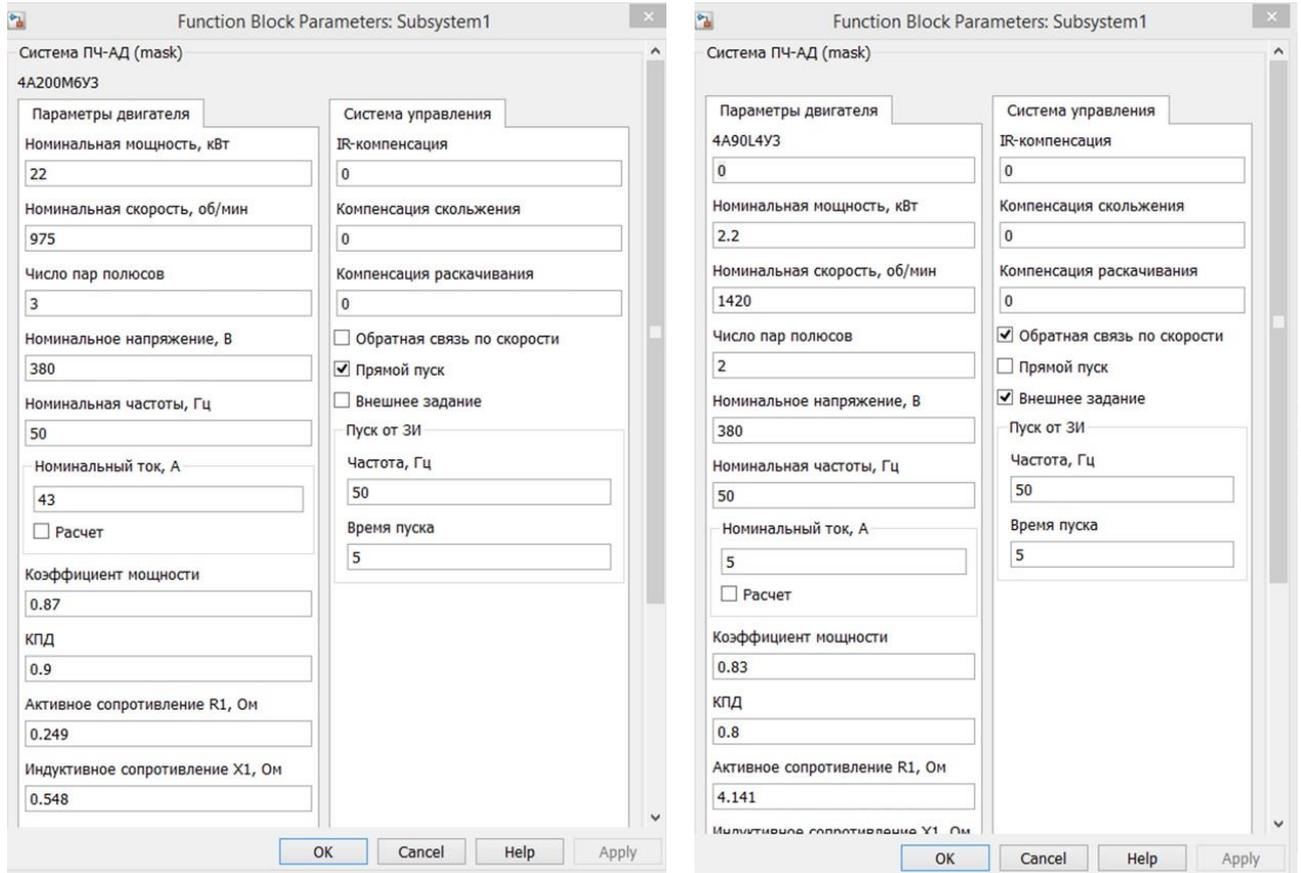


Рисунок 2.21 – Компьютерная модель механизма подъема мостового крана

Блок «ПЧ-АД» на компьютерной модели (рисунок 2.21) представляет собой компьютерную модель системы «преобразователь частоты – асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором», описанную в п. 2.4.2. В качестве объекта моделирования системы электропривода принят асинхронный двигатель с

короткозамкнутым ротором 4A200M6УЗ мощностью  $P_{2н} = 22\text{кВт}$  и номинальной скоростью вращения  $n_n = 975\text{ об/мин}$ .

Для удобства использования параметров при помощи функции маскирования подсистем объединены диалоговые окна моделей асинхронного двигателя и преобразователя частоты. Вид диалогового окна блока «ПЧ-АД» компьютерной модели механизма подъема крана представлен на рисунке 2.22 [34]:



а)

б)

Рисунок 2.22 – Диалоговое окно блока «ПЧ-АД» а) механизма подъема; б) механизма передвижения тележки

Построение компьютерной модели механизма передвижения грузовой тележки выполняется по формуле (2.26) с использованием перекрестных ссылок (рисунок 2.23)

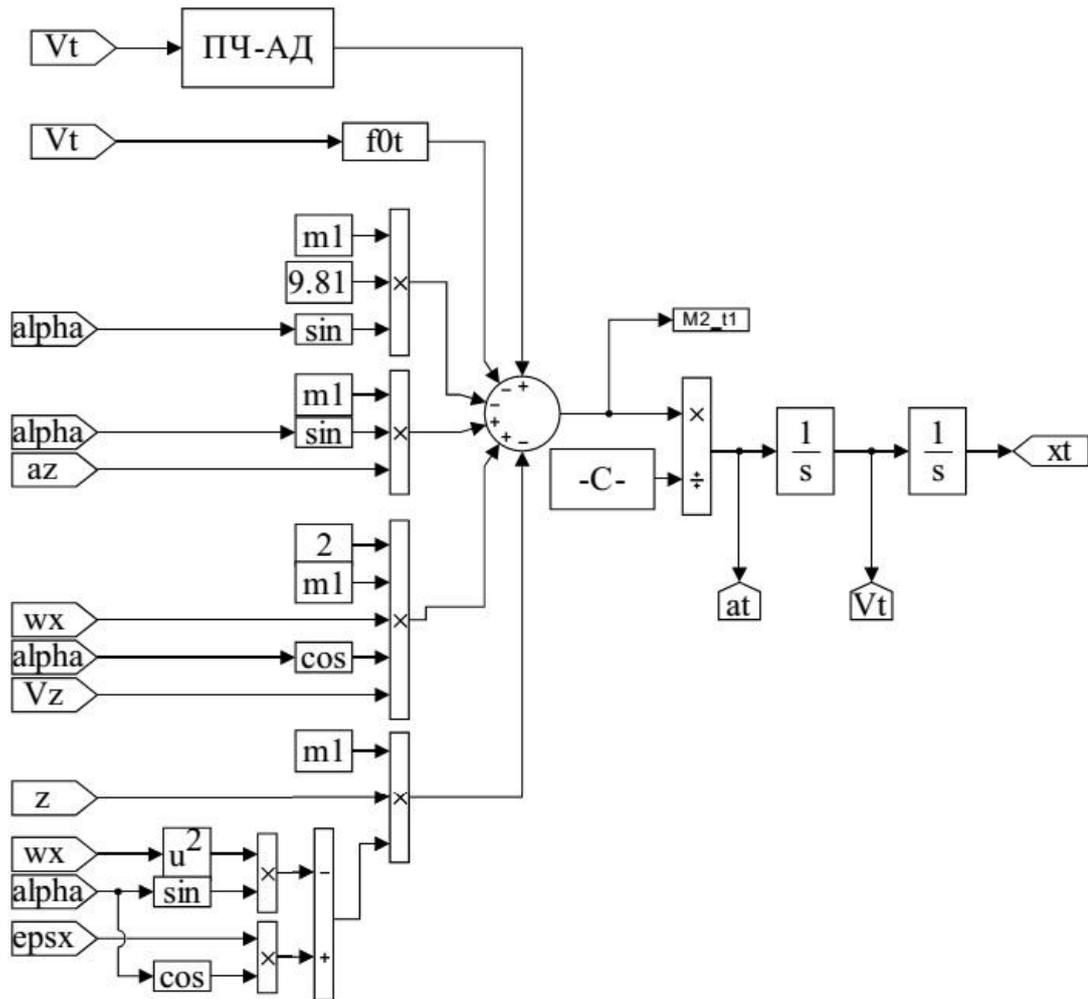


Рисунок 2.23 – Компьютерная модель механизма передвижения грузовой тележки

Для моделирования используется асинхронный двигатель 4А90L4У3 мощностью  $P_{2н} = 2,2\text{кВт}$  и номинальной скоростью вращения  $n_n = 1420$  об/мин (рисунок 2.22)

Для моделирования работы механизма подъема используется трапецеидальная тахограмма с временем пуска и торможения  $t_n = t_T = 5$  с. Механизм передвижения грузовой тележки проходит расстояние равное длине пролета 16 м. На графике переходных процессов представлены переменные механизма тележки (скорость и координата тележки), момент электродвигателя тележки и координата груза относительно вертикальной оси (рисунок 2.24).

По формуле (2.27) выполняется построение компьютерной модели механизма передвижения крана (рисунок 2.26).

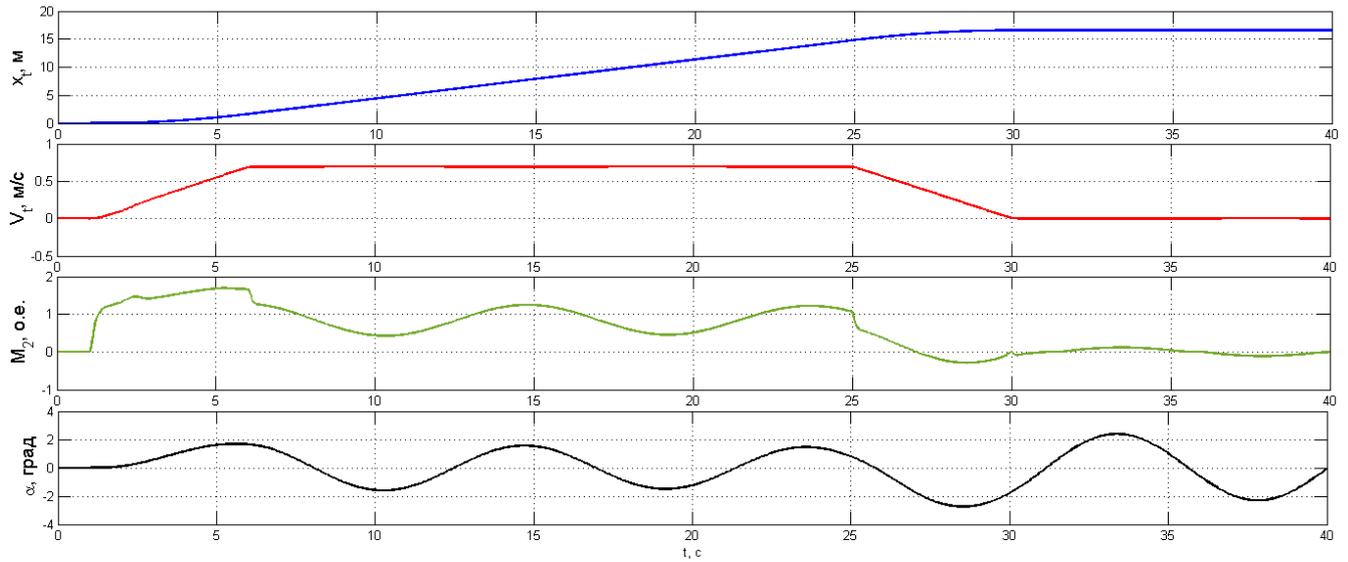


Рисунок 2.24 – Результаты моделирования работы механизма передвижения тележки

Для моделирования принимается двигатель 4A132S6У3 мощностью  $P_{2H} = 5,5$  кВт и номинальной скоростью вращения  $n_H = 1420$  об/мин (рисунок 2.25)

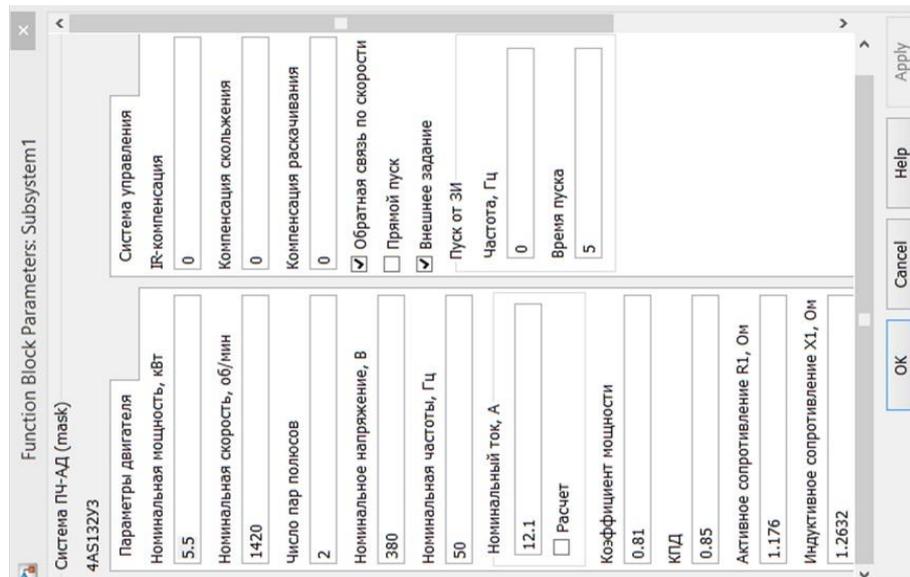


Рисунок 2.25 – Диалоговое окно блока «ПЧ-АД» модели механизма передвижения тележки

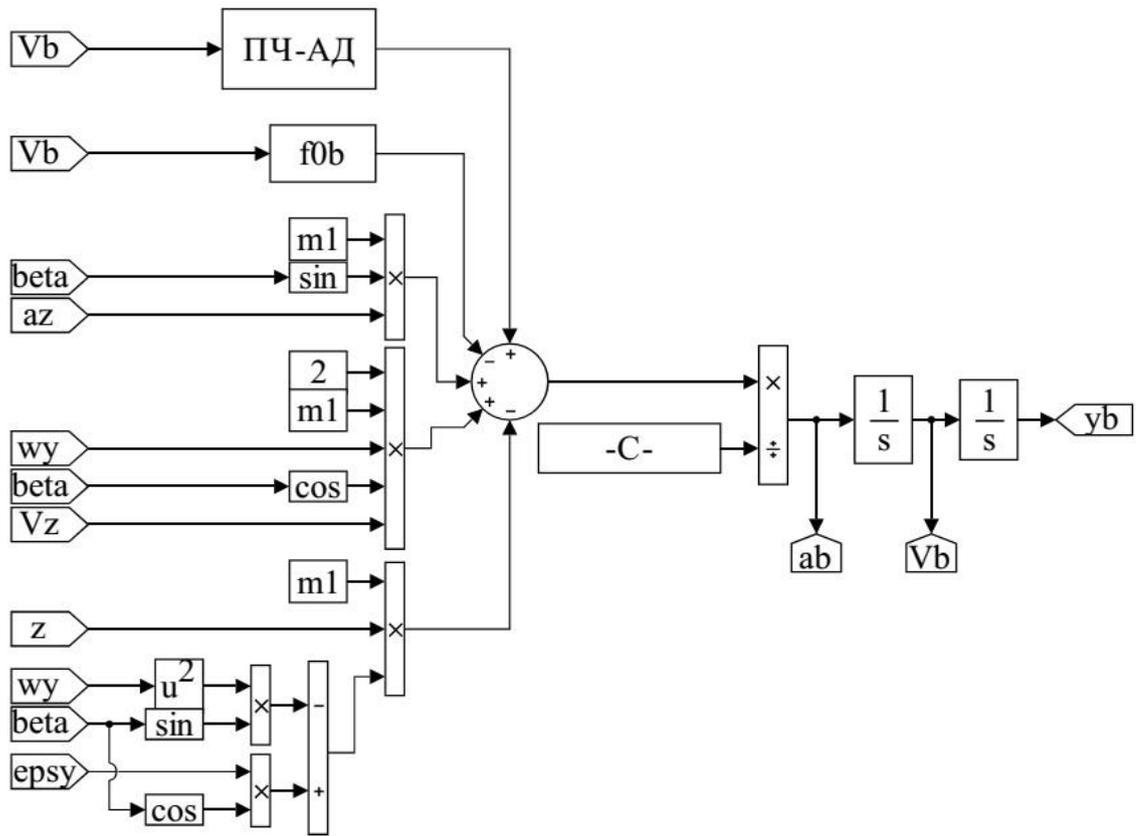


Рисунок 2.26 – Компьютерная модель механизма передвижения крана

Результатом моделирования (рисунок 2.27) является пуск и торможение механизма передвижения крана с временем  $t_{\Pi} = t_T = 7$  с.

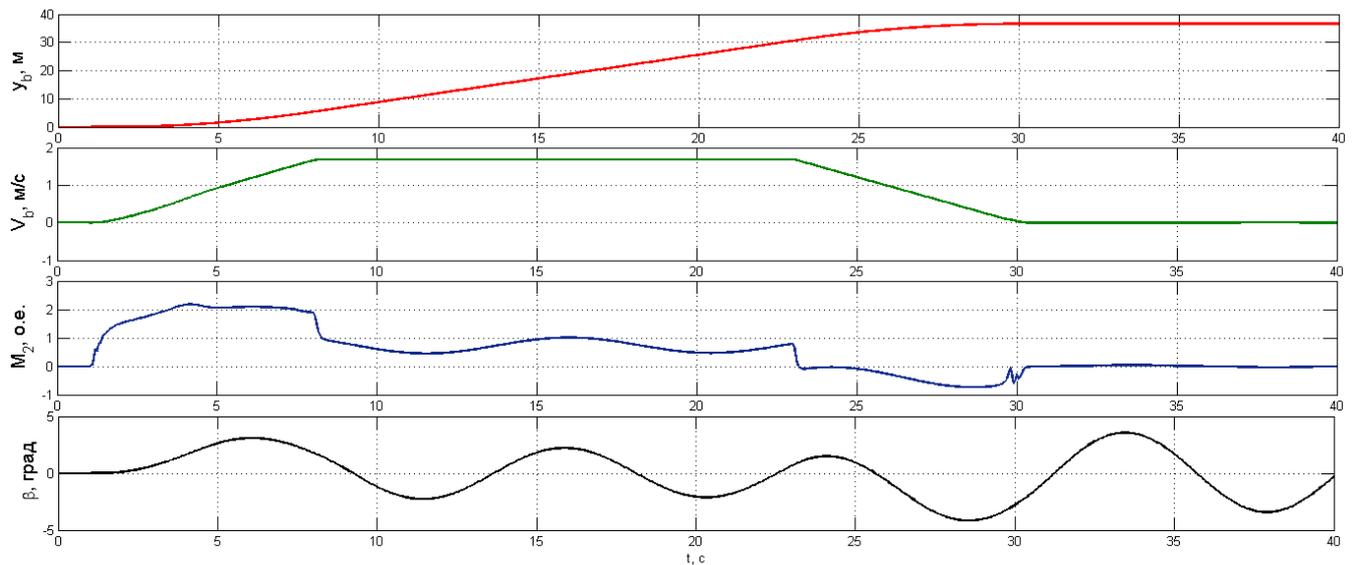
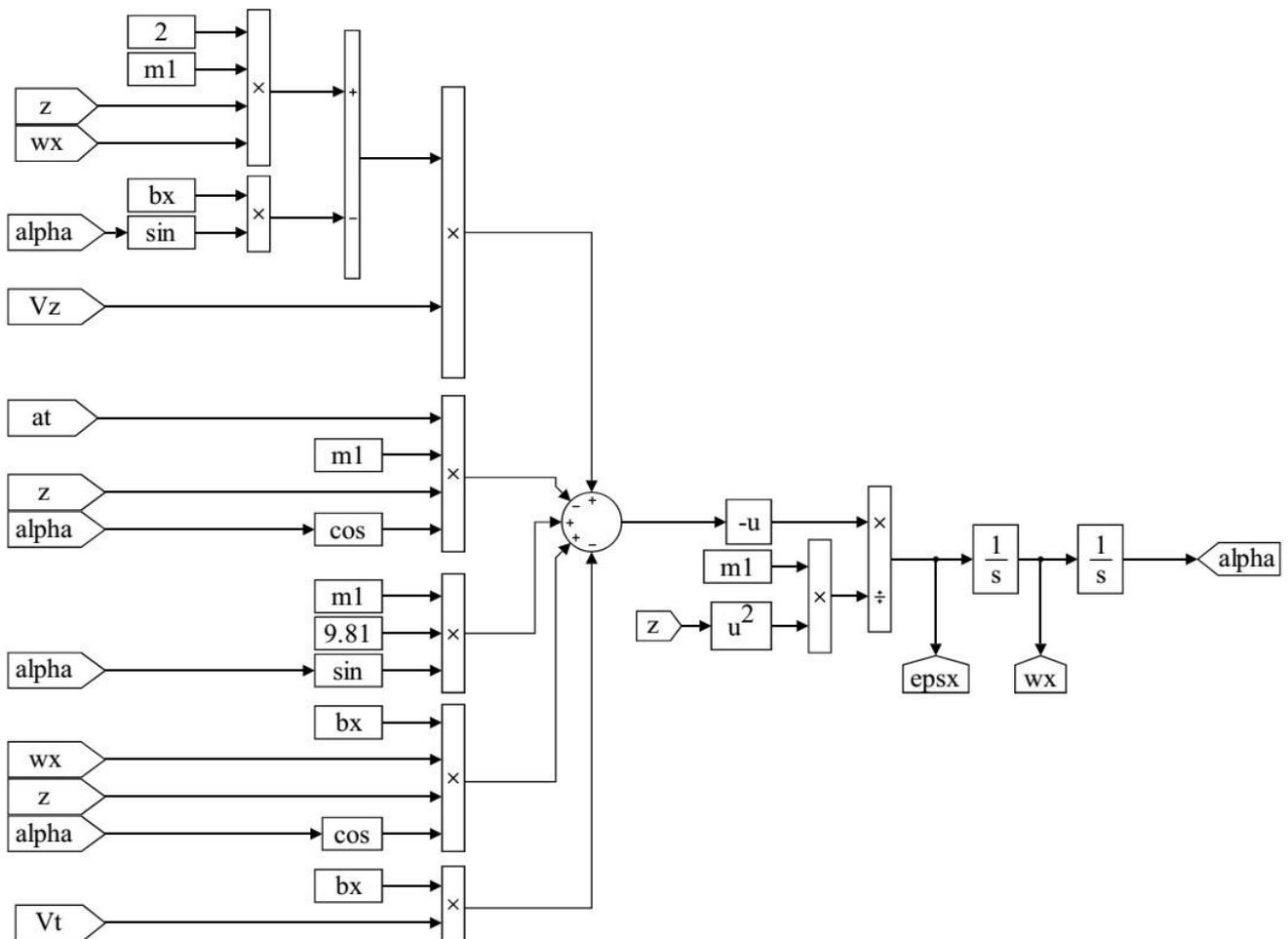


Рисунок 2.27 – Переходные процессы механизма передвижения крана

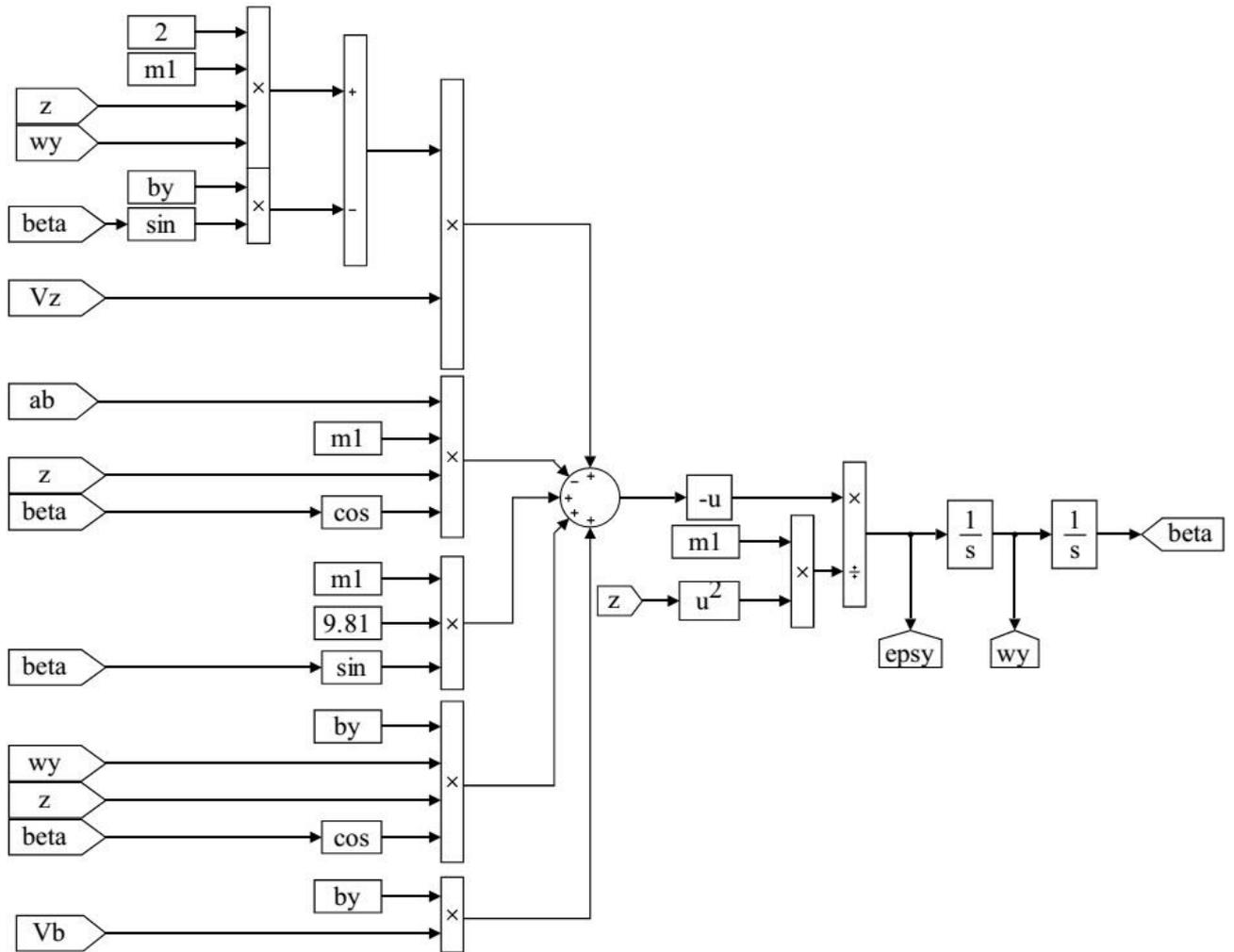
Для создания компьютерной модели движения груза в трехмерном пространстве используются выражения (2.23) и (2.24). Компьютерная модель движения груза по осям движения тележки и крана представлена на рисунке 2.28.

Переходные процессы движения груза представлены на рисунке 2.24 и рисунке 2.27.

Разработанная компьютерная модель мостового крана отличается от известных тем, что она дает возможность учета дополнительных составляющих в уравнениях движения механизмов и груза, возникающих при работе механизма подъема. В уравнениях (2.23) – (2.27) имеются две составляющие: 1) зависящая от скорости движения груза в вертикальном направлении  $V_z$ ; 2) зависящая от ускорения груза в вертикальном направлении  $a_z$ .



a)



б)

Рисунок 2.28 – Компьютерная модель движения груза: а) по оси движения тележки; б) по оси движения крана

Для анализа влияния указанных составляющих на работу механизмов выполнено моделирование процесса разгона, работы на установившейся скорости и торможения механизма передвижения крана с одновременной работой механизма подъема. Для этого в интервале времени 1 – 30 с изменяется длина подвеса с начального значения 20 м до значения около 3 м. На рисунке 2.29 представлены переходные процессы координаты груза (длины подвеса) и электромагнитного момента для двух случаев: с учетом составляющих, зависящих от  $V_z$  и  $a_z$  и без их учета.

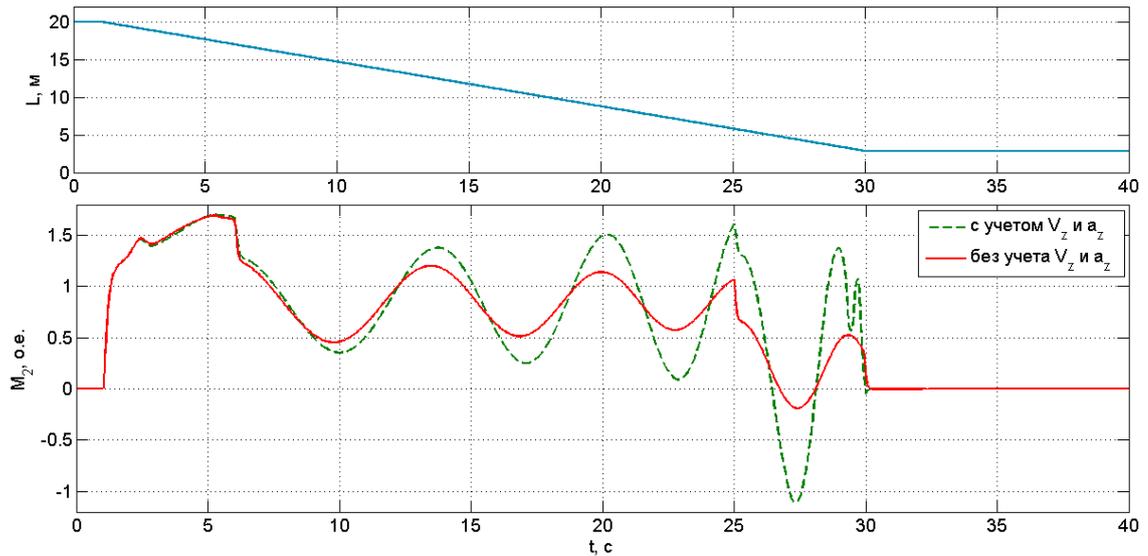


Рисунок 2.29 – Переходные процессы электромагнитного момента двигателя механизма передвижения крана с учетом производных вертикальной координаты груза и без их учета

Эквивалентный момент для указанных случаев отличается на 8,5% в сторону увеличения для процесса с учетом составляющих скорости и ускорения механизма подъема.

## 2.6. Выводы по главе

Для анализа динамических и статических режимов работы мостового крана применяются уравнения Лагранжа второго рода. Это дифференциальные уравнения движения механической системы, полученные из законов динамики Эйлера с учетом кинетической и потенциальной энергий элементов системы. Данный подход позволяет получить наиболее точную математическую модель мостового крана для дальнейших исследований его свойств и режимов работы по сравнению с известными уравнениями, описывающими движение груза и механизма передвижения.

При анализе механической системы мостового крана используются 4 элемента мостового крана: механизм подъема, механизмы передвижения крана и грузовой тележки, а также груз на подвесе. Система подвеса груза раскладывается на две подсистемы по двум горизонтальным осям движения. Таким образом мостовой

кран представляется многомассовой взаимосвязанной системой с взаимными обратными связями между 4-мя массами механизмов крана.

На основании математической модели механической системы мостового крана разработана компьютерная модель мостового крана. Моделирование выполняется с использованием пакета прикладных программ для численных расчетов и визуализации MATLAB (MathWorks) с библиотекой Simulink. Компьютерная модель мостового крана включает в себя модель кранового электропривода по системе «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» и модель механической системы мостового крана. Данный программный продукт имеет свидетельства на регистрацию программы для ЭВМ.

### ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ МОСТОВОГО КРАНА ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕШЕННОГО ГРУЗА

Целью данной части работы является разработка принципов и технических средств, позволяющих уменьшить или полностью компенсировать раскачивание груза в динамических и статических режимах работы.

Для демпфирования колебаний груза необходимо задавать скорость механизмов определенным способом, формируя определенное ускорение механизма передвижения. В ручном режиме такой способ регулирования представляет собой набор последовательных операций машиниста по схеме «пуск-торможение-пуск» или «торможение-пуск-торможение» [52]. При пуске системе электропривода задается команда «Пуск». Механизм передвижения начинает движение вперед с некоторым ускорением, при этом груз отстает от механизма передвижения вследствие инерции (рисунок 3.1).

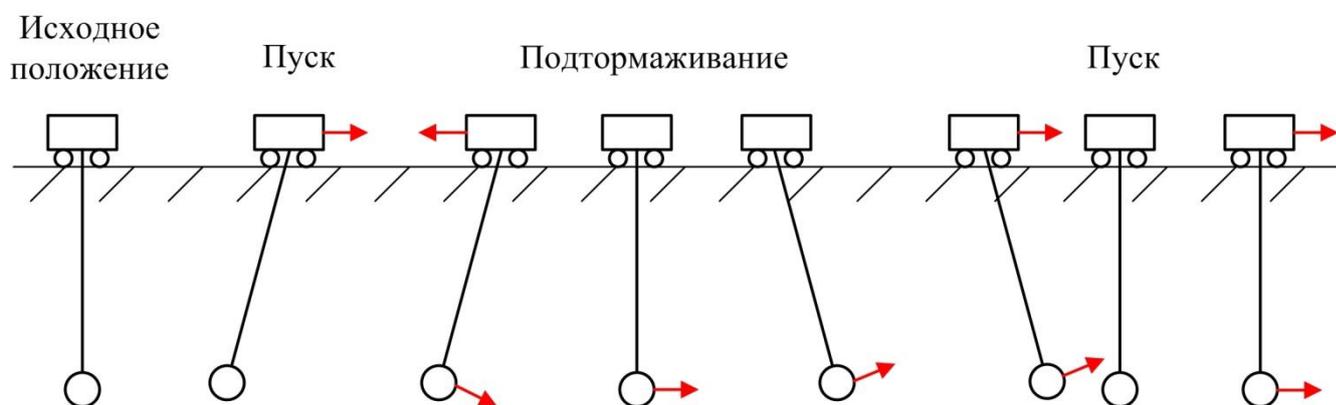


Рисунок 3.1 - Принцип гашения раскачиваний груза в ручном режиме

Затем машинист дает задание на подтормаживание механизма, и груз начинает «обгонять» механизм передвижения. Далее машинист снова дает команду «Пуск» системе электропривода и механизм передвижения занимает позицию непосредственно под грузом, двигаясь в том же направлении. Дальнейшее движение груза и механизма передвижения продолжается с одинаковой скоростью и координатой.

Существуют автоматические способы гашения колебаний подвешенного груза. В таких случаях машинисту необходимо только задать скорость передвижения механизма, а система управления корректирует эту скорость с целью уменьшения колебаний.

Согласно выражениям (1.3) - (1.6) для автоматического демпфирования колебаний груза во всех режимах необходимо сформировать необходимый динамический момент системы электропривода или необходимое ускорение электропривода механизма передвижения. Для реализации способа демпфирования колебаний груза путем формирования динамического усилия, необходимо иметь значения длины подвеса и массы груза в реальном времени, а для реализации второго способа (формирование ускорение механизма) необходимо знать только значение длины подвеса. Обе указанные технологические величины (длина подвеса и масса груза) можно измерить прямыми или косвенными способами, однако лучшим способом реализации системы демпфирования колебаний груза является способ формирования ускорения, т.к. он является более простым.

### **3.1. Структурная схема системы управления электроприводами мостового крана**

Для анализа структуры системы управления и получения структуры регуляторов системы управления каждый объект регулирования необходимо представить передаточной функцией с оператором Лапласа [37].

Система кранового электропривода по системе «преобразователь частоты – асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором» может быть представлена замкнутой двухконтурной системой регулирования скорости, передаточная функция которой имеет вид:

$$W_{\text{зам.ПЧ-АД}}(p) = \frac{u_{\text{зс}}}{V_{\text{мех}}} = \frac{i/k\omega c}{4T_{\mu}p(2T_{\mu}p(T_{\mu}p + 1) + 1) + 1} = \frac{i/k\omega c}{Q_3},$$

Где  $u_{\text{зс}}$  – напряжение задания скорости системы регулирования, В;  $V_{\text{мех}}$  – линейная скорость передвижения механизма, м/с;  $T_{\mu}$  – некомпенсируемая минимальная

постоянная времени системы регулирования.  $c$ ;  $k_{oc}$  – коэффициент обратной связи по скорости, В/м/с;  $i$  – передаточное число механизма.

Система гибкого подвеса совершает колебания при движениях механизма передвижения. Если учесть, что  $\sin \alpha \approx \alpha$  и  $\cos \alpha \approx 1$  в диапазоне изменения угла  $\alpha = 0 \div 10$  градусов, то уравнения движения подвешенного груза (2.23) и (2.24) для структурных преобразований можно упростить. Данное упрощение справедливо для системы мостового крана, т.к. угол отклонения груза в процессе работы не превышает 10 градусов из-за ограниченных значений скорости и ускорения механизмов передвижения.

Амплитуда колебания груза зависит от величины ускорения механизма передвижения крана. В общем случае уравнение движения груза имеет вид [52]:

$$\frac{d^2 x_0}{dt^2} + \omega_{гр}^2 x_0 = - \frac{d^2 x_M}{dt^2},$$

где  $x_0 = l \cdot \alpha$  – отклонение груза от вертикального положения, м;  $l$  – длина подвеса груза, м;  $\alpha$  – угол отклонения груза, рад;  $\omega_{гр} = \sqrt{g/l}$  – частота собственных колебаний груза, 1/с;  $x_M$  – координата механизма передвижения, м.

С учетом наличия диссипативных сил в механизме подвеса и других типов нагрузки, действующих на груз (сопротивление воздуха, ветровая нагрузка и т.п.) колебания груза будут иметь затухающий характер

$$\frac{d^2 x_0}{dt^2} + \omega_{гр}^2 x_0 + \xi \frac{dx_0}{dt} = - \frac{d^2 x_M}{dt^2},$$

где  $\xi$  – логарифмический декремент затухания.

Система гармонических затухающих колебаний, которыми характеризуется подвешенный груз, представляется передаточной функцией колебательного звена [39]:

$$W_{груз}(p) = \frac{k}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1},$$

где  $T_1$  – постоянная времени, с;  $k$  – коэффициент усиления, рад · с<sup>2</sup>/м;  $\xi$  – коэффициент демпфирования.

Таким образом, упрощенная структурная схема системы мостового крана с подвешенным грузом можно представить (рисунок 3.2):

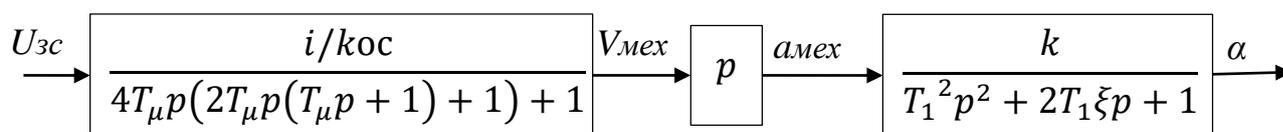


Рисунок 3.2 – Упрощенная структурная схема системы кранового электропривода с подвешенным грузом

Для схемы, представленной на рисунке 3.2 угол  $\alpha$  является выходом разомкнутой системы, для которого необходимо получить желаемое качество переходных и установившихся процессов.

Цели и задачи, представленные в начале раздела, можно реализовать, если будет представлена информация о состоянии выхода и внутренних координат рассматриваемой системы в реальном времени, т. е. с применением обратных связей [31, 74].

Возможны несколько вариантов применения обратных связей в линейных системах управления [63]:

- для обеспечения желаемого качества регулирования в динамических режимах работы существует возможность ввести дифференцирующие звенья в прямой канал и канал обратной связи;
- для обеспечения определенного качества регулирования в статических режимах применяется интегрирующие звенья в прямом канале управления системы;
- желаемое качество регулирования в переходных и установившихся режимах работы можно обеспечить путем ввода пропорционального звена в прямой канал регулирования системы;
- применение корректирующих обратных связей (модальное управление).

При рассмотрении первого варианта реализации замкнутой системы регулирования, можно рассмотреть пример, представленный в [63, 20], в котором

колебательное звено охватывается обратной связью с передаточной функцией  $W_{oc}(p) = k_0 p$  (рисунок 3.3).

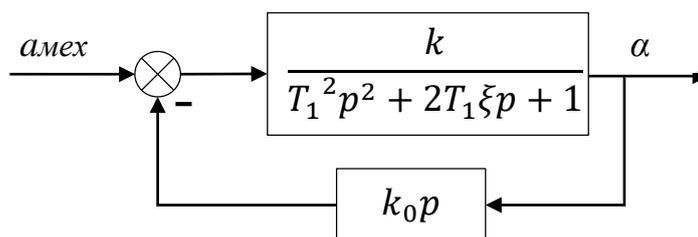


Рисунок 3.3 – Структурная схема колебательного звена, охваченного гибкой обратной связью

Выполнив структурные преобразования приведенной выше системы можно определить передаточную функцию всего звена с обратной связью

$$\begin{aligned}
 W(p) = \frac{\alpha}{a_{\text{мех}}} &= \frac{\frac{k}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}}{1 + \frac{k k_0 p}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}} \\
 &= \frac{k}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1} \cdot \frac{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1 + k k_0 p} \\
 W(p) &= \frac{k}{T_1^2 p^2 + (2T_1 \xi + k k_0) p + 1} \quad (3.1)
 \end{aligned}$$

Из анализа передаточной функции выражения (3.1) можно сделать вывод, что в системе с гибкой обратной связью увеличивается коэффициент демпфирования. Если ввести обозначение эквивалентного коэффициента демпфирования  $\xi_{\text{экви}}$  замкнутой системы, то его значение определяется как

$$\xi_{\text{экви}} = 2T_1 \xi + k k_0 = \xi + \frac{k k_0}{2T_1}.$$

Данный вывод имеет очень важное значение, т.к. введение гибкой обратной связи дает возможность увеличивать коэффициент демпфирования колебательной системы, не изменяя структуры объекта регулирования [68].

При применении гибкой обратной связи в системе механизма передвижения мостового крана структурная схема системы электропривода принимает вид:

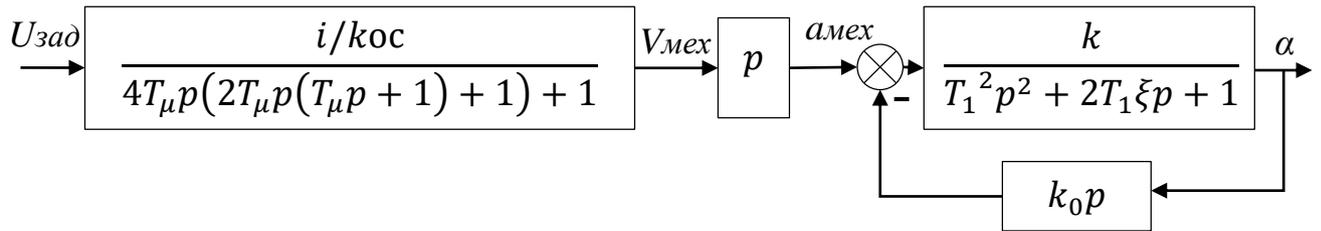


Рисунок 3.4 – Упрощенная структурная схема системы кранового электропривода с подвешенным грузом с гибкой обратной связью

При этом из структурной схемы механизма передвижения крана (рисунок 3.4) видно, что при таком способе гашения колебаний подвешенного груза необходимо прямым способом воздействовать на величину ускорения механизма передвижения, т.е. изменять ускорение механизма без воздействия на систему электропривода крана. Без применения каких-либо дополнительных конструктивных механических способов и устройств данный метод регулирования невозможен, т.к. единственная возможность изменять ускорение механизма передвижения крана заключается в формировании величины ускорения электрического привода.

Другим вариантом реализации системы гашения колебаний подвешенного груза при работе механизма передвижения крана является введение в прямой канал управления дифференцирующего звена [41] (рисунок 3.5)

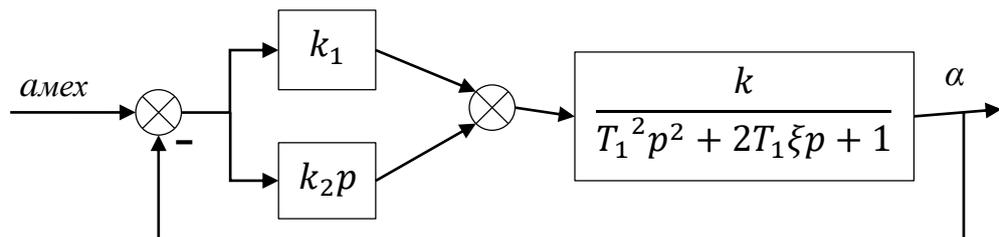


Рисунок 3.5 – Структурная схема колебательного звена с регулятором с дифференцирующим звеном в прямом канале

С помощью структурных преобразований передаточная функция всей системы приобретает следующий вид

$$\begin{aligned}
W(p) &= \frac{\alpha}{a_{\text{мех}}} = \frac{\frac{(k_1 + k_2 p)k}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}}{1 + \frac{(k_1 + k_2 p)k}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}} \\
&= \frac{(k_1 + k_2 p)k}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1} \cdot \frac{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1 + (k_1 + k_2 p)k} = \\
W(p) &= \frac{\frac{kk_1}{\sqrt{kk_1 + 1}} + \frac{kk_2}{\sqrt{kk_1 + 1}} p}{\frac{T_1^2}{kk_1 + 1} p^2 + \frac{2T_1 \xi + kk_2}{kk_1 + 1} p + 1} = \frac{k_{1\text{ЭКВ}} + k_{2\text{ЭКВ}} p}{T_{\text{ЭКВ}}^2 p^2 + 2T_{\text{ЭКВ}} \xi_{\text{ЭКВ}2} p + 1}, \quad (3.2)
\end{aligned}$$

где  $T_{\text{ЭКВ}} = T_1 / \sqrt{kk_1 + 1}$ ,  $k_{1\text{ЭКВ}} = kk_1 / (kk_1 + 1)$ ,  $k_{2\text{ЭКВ}} = kk_2 / (kk_1 + 1)$ .

Особый интерес в выражении (3.2) представляет эквивалентный коэффициент демпфирования, величину которого можно увеличивать до необходимой величины:

$$\xi_{\text{ЭКВ}2} = \frac{\xi}{\sqrt{kk_1 + 1}} + \frac{kk_2}{2T_1 \sqrt{kk_1 + 1}}.$$

Таким образом, введение регулятора с дифференцирующим звеном не изменяет структуры всей системы регулирования и позволяет снизить колебательность объекта регулирования без изменения структуры этого объекта.

Однако для данного способа регулирования необходимо иметь ввиду, что при некотором большом коэффициенте усиления регулятора в прямом канале управления может нарушиться устойчивость всей колебательной системы [61]. Это означает, что данным путем невозможно учесть большое кол-во факторов, которые влияют на раскачивание груза при работе существующего объекта, а значит в одном случае регулятор с определенными настройками коэффициентов обеспечит эффективное гашение раскачиваний груза, а при других условиях этот коэффициент будет необходимо подстраивать, что усложняет принцип построения такого регулятора.

Указанный выше недостаток относится и к системам с обратной связью с коэффициентами усиления и интеграторами в прямом канале управления.

В прямом канале структурной схемы существующей электромеханической системы включено звено с передаточной функцией  $W(p) = 1/4T_\mu p(2T_\mu p(T_\mu p + 1) + 1) + 1 = 1/Q_4$ , которое представляет собой замкнутый контур регулирования скорости системы кранового электропривода. Максимальное время переходного процесса отработки задания скорости на выходе данного звена составляет до  $20T_\mu = 0,1$  с. Значение минимальной постоянной времени колебательного звена, которое представляет собой систему гибкого подвеса груза, составляет 2 с (таблица 1.4). Следовательно, можно сделать вывод, что контур отработки скорости (система ПЧ-АД) имеет намного большее быстродействие, чем система гибкого подвеса, а значит в упрощенной структурной схеме мостового крана с подвешенным грузом (рисунок 3.2) можно исключить звено 3-го порядка, моделирующее систему электропривода. Без звена 3-го порядка система представляется только механической частью и имеет следующий вид (рисунок 3.6):

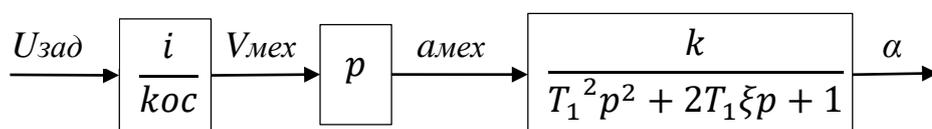


Рисунок 3.6 – Упрощенная структурная схема механической части мостового крана с подвешенным грузом

Единственной переменной, на которую может воздействовать система электропривода мостового крана, является скорость механизма передвижения  $V_{\text{мех}}$ . Для существующей электромеханической системы можно применить корректирующую жесткую обратную связь. Структурная схема данной системы представлена на рисунке 3.7.

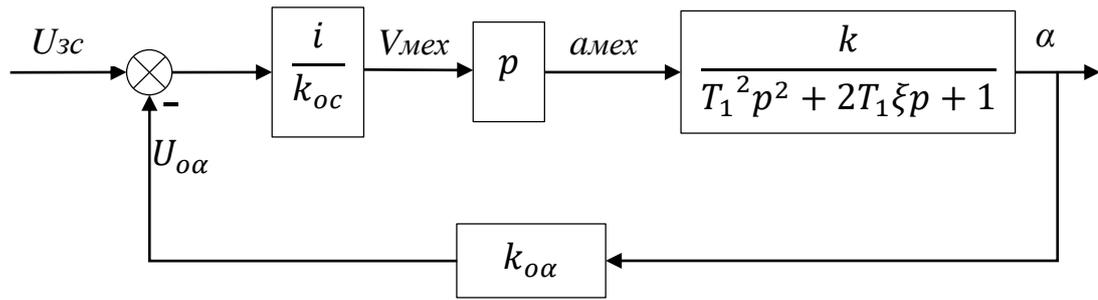


Рисунок 3.7– Упрощенная структурная схема механической части мостового крана с жесткой обратной связью

Передаточная функция замкнутой системы, представленной на рисунке 3.7, принимает следующий вид:

$$\begin{aligned}
 W(p) &= \frac{\alpha}{U_{zc}} = \frac{\frac{kp}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}}{1 + \frac{k_{o\alpha} i/k_{oc} p}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}} \\
 &= \frac{kp}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1} \cdot \frac{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi p + 1 + k_{o\alpha} i/k_{oc} p} \\
 W(p) &= \frac{kp}{T_1^2 p^2 + (2T_1 \xi + k_{o\alpha} i/k_{oc})p + 1} = \frac{kp}{T_1^2 p^2 + 2T_1 \xi_{\text{экв}3} p + 1} \quad (3.3)
 \end{aligned}$$

В передаточной функции (3.3) формируется новый коэффициент демпфирования  $\xi_{\text{экв}3}$ , который определяется выражением:

$$\xi_{\text{экв}3} = \xi + \frac{k_{o\alpha} i/k_{oc}}{2T_1} \quad (3.4)$$

Из выражения (3.4) следует, что при увеличении коэффициента обратной связи  $k_{o\alpha}$  увеличивается коэффициент демпфирования системы подвешенного груза. На рисунке 3.8 представлены графики переходных процессов выхода системы для трех разных коэффициентов обратной связи  $k_{o\alpha}$ .

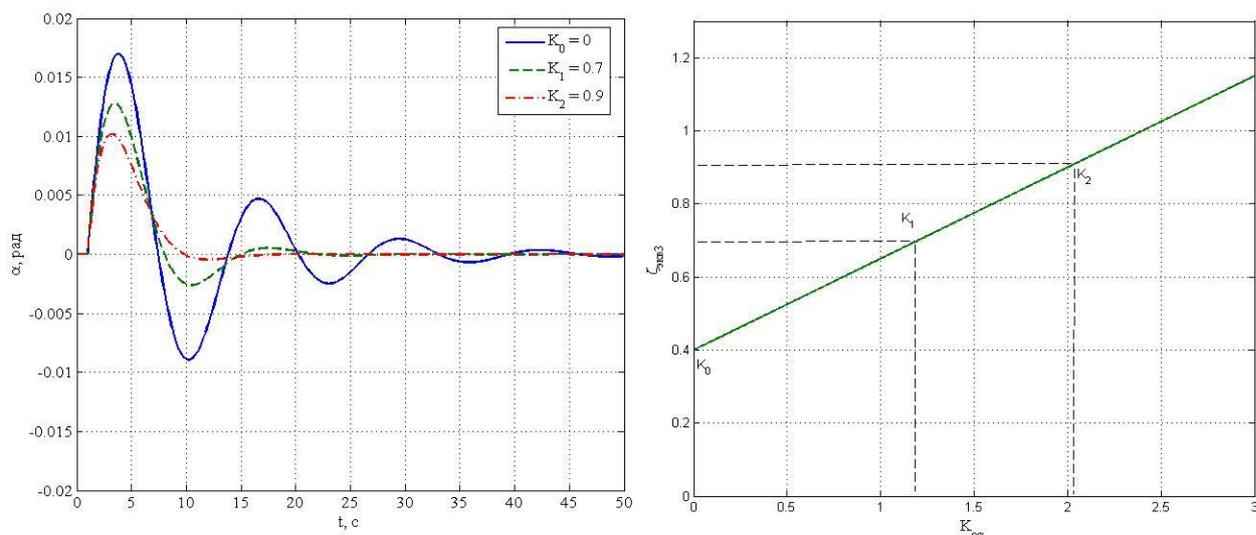


Рисунок 3.8– Переходные процессы угла отклонения груза при разных коэффициентах обратной связи  $k_{o\alpha}$  и график изменения коэффициента демпфирования  $\xi_{\text{экв}3} = f(k_{o\alpha})$

Система с такой структурой является наиболее предпочтительной для реализации системы демпфирования колебаний груза мостового крана, т.к. не требует изменения структуры объекта регулирования (как системы электропривода, так и механической части крана). Кроме того, жесткая корректирующая обратная связь не требует применения регуляторов и единственной переменной, требующим настройки, является коэффициент обратной связи по углу отклонения груза.

### 3.2. Разработка усовершенствованной системы управления электроприводами

Усовершенствованная система управления электроприводами мостового крана для демпфирования колебаний груза основана на наличии информации об угле отклонения груза в каждый момент времени. Данную задачу можно выполнить двумя способами: программно (с помощью математической модели крана, которая рассчитывает угол отклонения груза) и аппаратно (с применением

датчиком отклонения угла) [36, 49]. В общем случае функциональная схема системы электропривода имеет вид, представленный на рисунке 3.9 [88]:

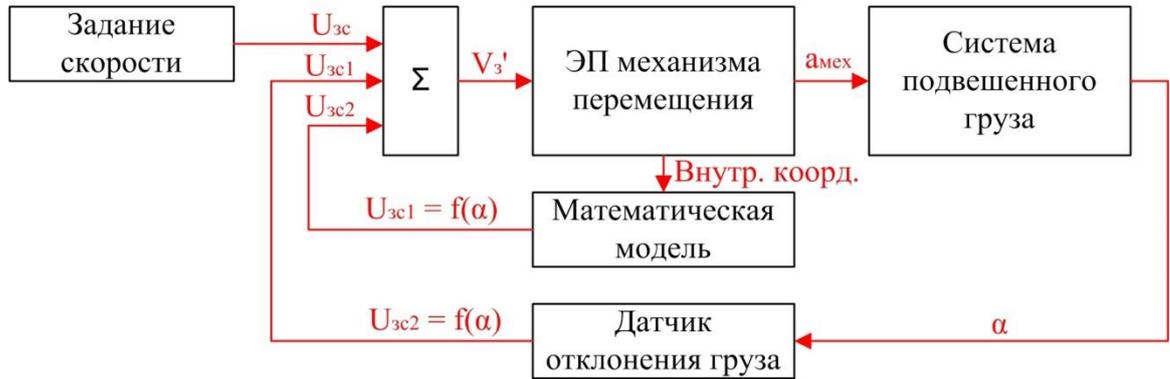


Рисунок 3.9 – Функциональная схема СУЭП для демпфирования колебаний груза

В усовершенствованной СУЭП может использоваться либо система управления с математической моделью, либо система с датчиком положения груза [92].

Структурная схема усовершенствованной СУЭП для демпфирования колебаний подвешенного груза представлена на рисунке 3.10.

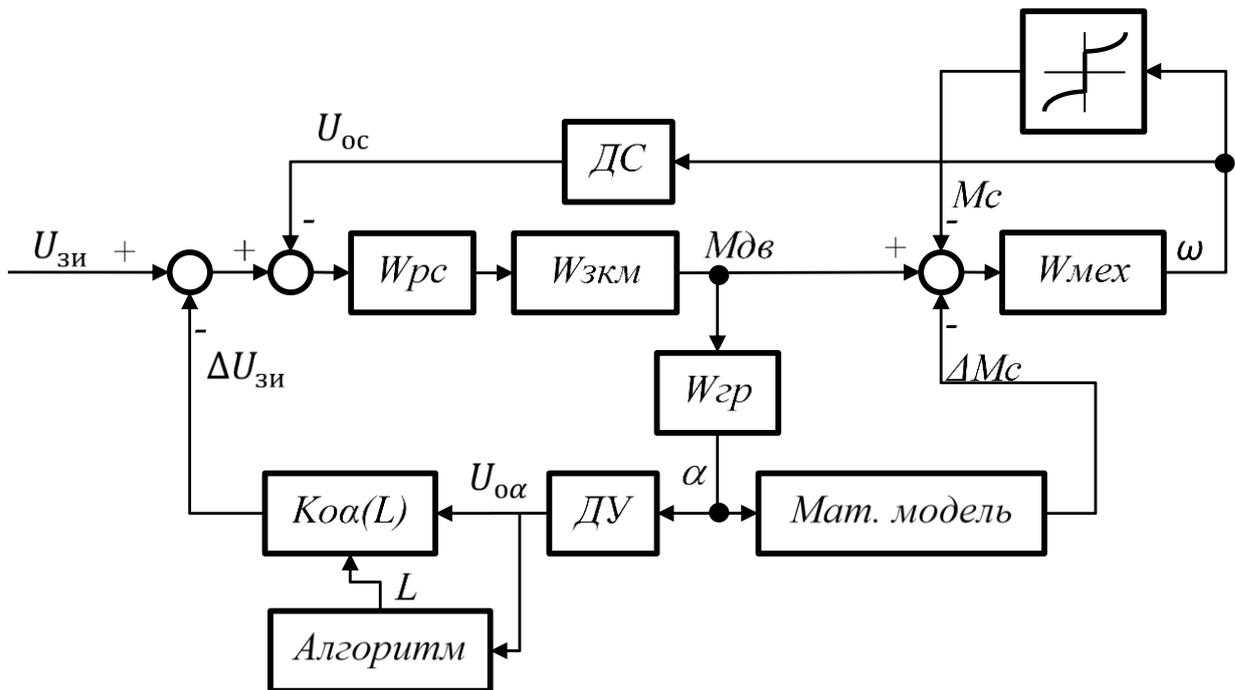


Рисунок 3.10 – Структурная схема усовершенствованной СУЭП для демпфирования колебаний подвешенного груза

Система содержит вибрационный гироскоп (MEMS-гироскоп), который устанавливается на крюк или канат. Гироскоп передает данные в Блок демпфирования, который представляет собой микроконтроллер, через цифровой интерфейс или аналоговым сигналом. Микроконтроллер Блока демпфирования принимает и масштабирует измеренные гироскопом значения в сигнал, пропорциональный дополнительному заданию скорости  $\Delta U_{zc}$ . Данный блок принимает заданное значение скорости  $U_{zc}$  и прибавляет к нему значение  $\Delta U_{zc}$  с обратным знаком.

Если величину демпфирования (коэффициент  $Ko\alpha$ ) сделать величиной постоянной, то данное техническое решение будет функционировать только на определенной длине подвеса груза (рисунок 3.11). Может возникнуть ситуация, когда коэффициент обратной связи по углу отклонения груза подобран для самой большой длины подвеса  $l_1$ , а кран работает с малой величиной длины подвеса  $l_2$ . Это может привести к тому, что механизм передвижения мостового крана будет обгонять груз при каждом его колебании и приведет к незатухающим или резонансным колебаниям. Если коэффициент обратной связи по углу отклонения груза системы настроен на наименьшую длину подвеса, то при работе крана на уровне пола промышленной площадки демпфирование колебаний груза будет отсутствовать. Таким образом, степень демпфирования зависит от длины подвеса, т.к. при большой длине подвеса координата груза по горизонтальной оси при одном и том же отклонении будет больше, чем при малой длине подвеса.

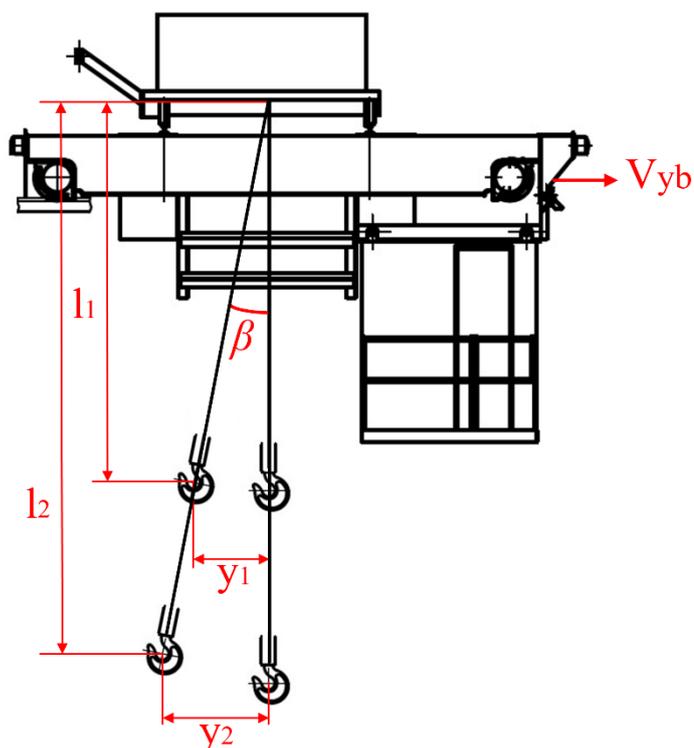
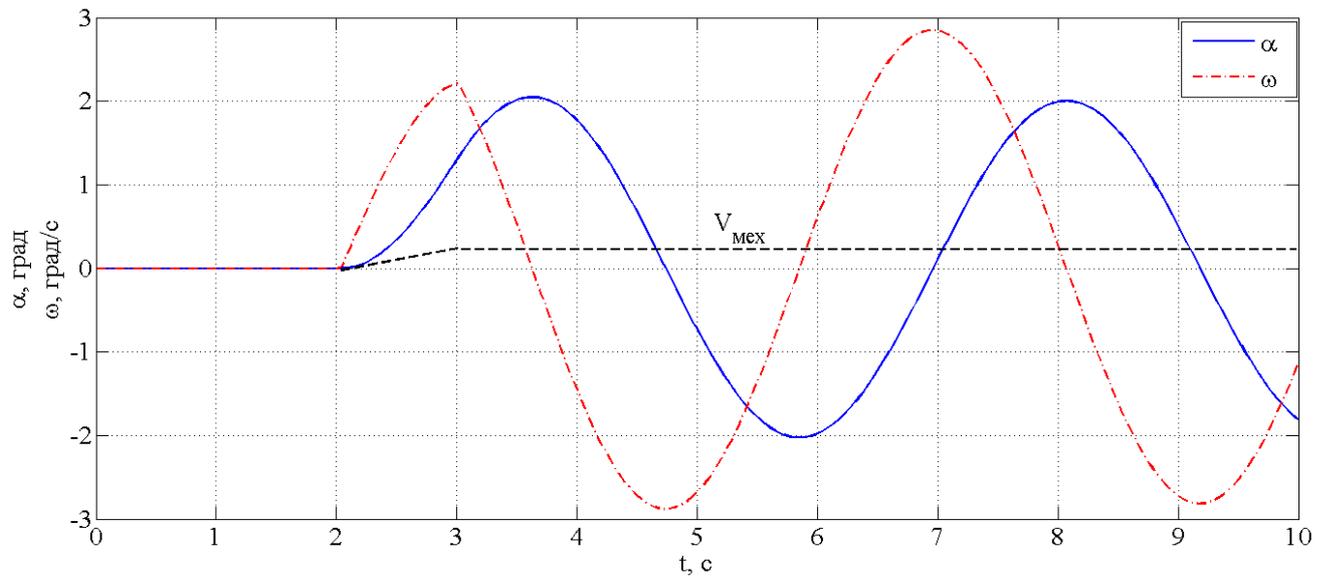


Рисунок 3.11 – Зависимость координаты груза от величины длины подвеса

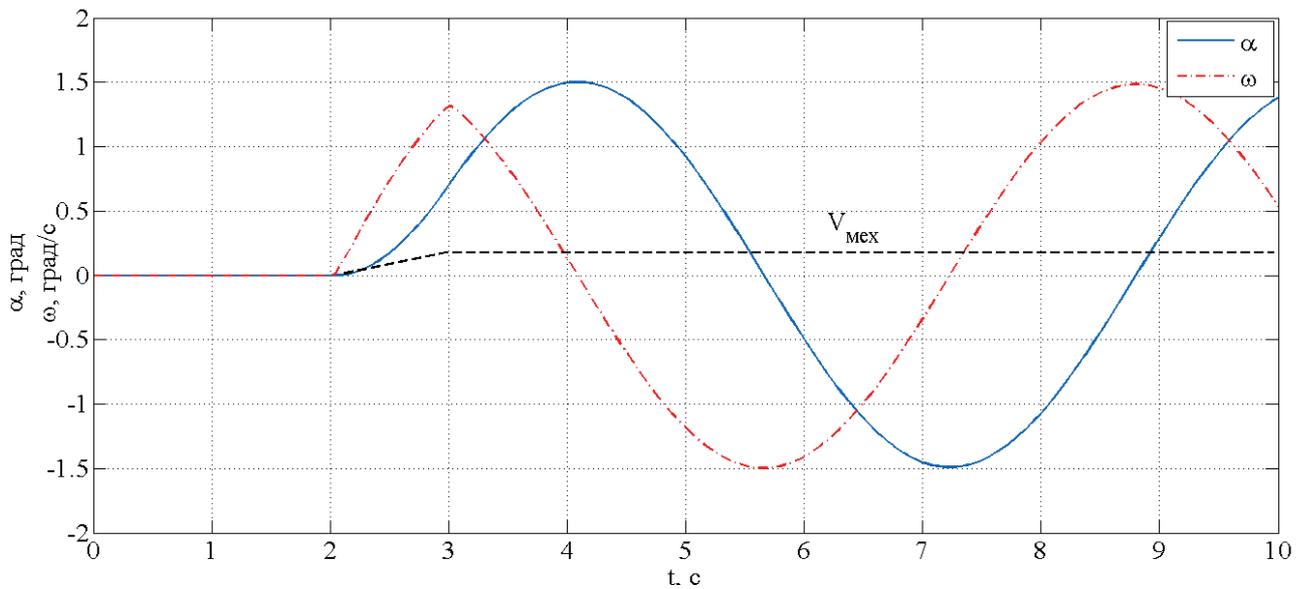
Существующие СУЭП для демпфирования колебаний груза мостового крана рассчитывают значение длины подвеса посредством датчика скорости или положения на валу двигателя электропривода подъема, путем функциональных зависимостей или вручную машинистом крана. Одним из точных способов определения длины подвеса является применение абсолютных или инкрементальных энкодеров.

В данной работе предлагается принципиально новый способ косвенного определения длины подвеса. Наличие сигнала обратной связи по углу отклонения груза дает возможность использовать этот сигнал для прямого определения периода колебаний груза при разгоне и торможении механизма мостового крана, а период колебаний груза напрямую зависит от длины подвеса. Однако для большинства случаев применения данной системы период колебаний груза может быть соизмерим с временем пуска или торможения, а значит система будет работать только в установившихся режимах работы, снижая производительность крана.

В основе нового принципа определения длины подвеса лежит алгоритм определения периода собственных колебаний груза за время, равное  $1/4$  периода. На рисунке 3.12 представлены расчётные графики переходных процессов пуска с разной длиной подвеса, рассчитанные по уравнениям (1.4) – (1.6). Время пуска принимается равным 1 с, длины подвеса принимают значения  $l_1 = 5$  м и  $l_2 = 10$  м, ускорение механизма  $a_{\text{мех}} = 0,25$  м/с<sup>2</sup>, масса груза в 3,7 раза больше массы механизма ( $m_{\text{г}}/m_{\text{мех}} = 3,7$ ).



а)



б)

Рисунок 3.12 – Расчётные переходные процессы координаты и скорости груза при пуске на подвесе длиной: а)  $l_1 = 5$  м; б)  $l_2 = 10$  м

Переходные процессы ускорения груза, представленные на рисунке 3.12 имеют разные моменты времени пересечения кривой с осью абсцисс, которые соответствуют 1/4 периода собственных колебаний груза. На рисунке 3.13 для сравнения представлены два графика изменения угловой скорости груза, подвешенного на разной высоте.

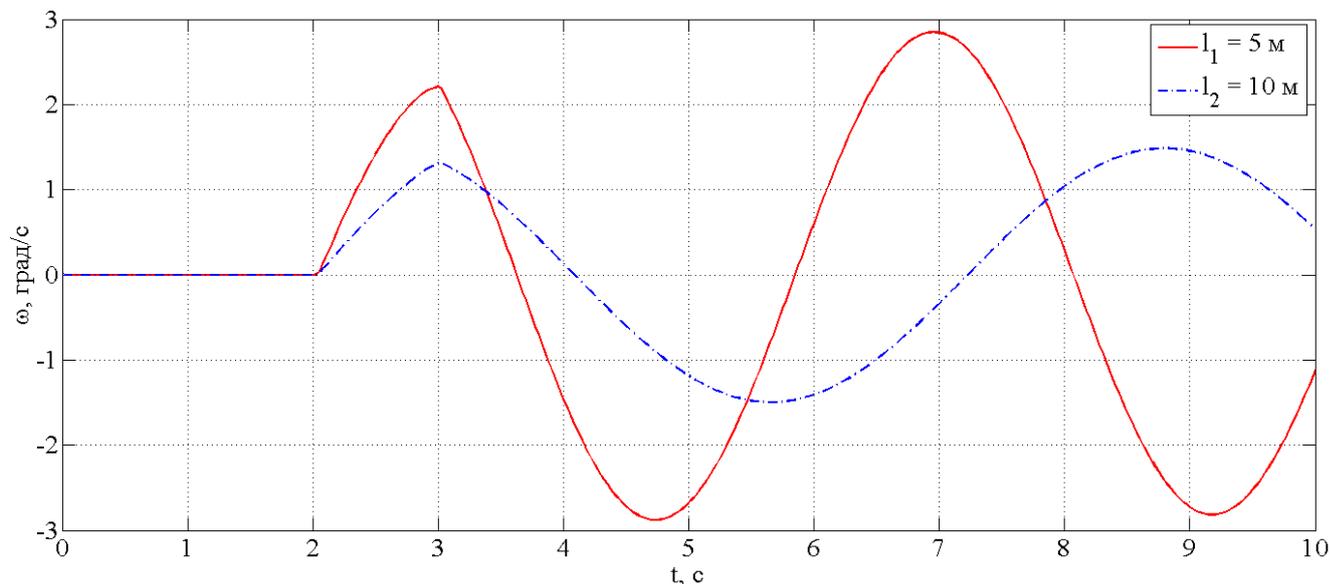


Рисунок 3.13 – Графики угловой скорости груза на разной высоте подвеса

Для варианта пуска механизма с длиной подвеса  $l_1 = 5$  м максимум кривой скорости достигается в момент времени 1,13 с, значит период колебаний груза равен 4,52 с. Расчётное значение периода колебания для длины подвеса 5 м равно

$$T = \frac{2\pi}{\omega_{гр}} = 2\pi\sqrt{l_1/g} = 2\pi\sqrt{5/9,81} = 4,49 \text{ с}$$

Ошибка определения периода колебаний груза составляет 0,7 %.

На основании определенного значения 1/4 периода колебаний можно выполнить обратную задачу, т.е. определить длину подвеса по формуле

$$l_1 = g \left( \frac{T}{2\pi} \right)^2 = 9,81 \cdot \left( \frac{4 \cdot 1,13}{2\pi} \right)^2 = 5,08 \text{ м}$$

Ошибка определения длины подвеса предложенным способом составляет 1,6%. Представленный метод позволяет с высокой точностью определять значение времени периода колебаний.

Данный способ лежит в основе создания алгоритма определения коэффициента усиления обратной связи по углу отклонения подвешенного груза  $k_{o\alpha}$  в функции периода колебаний груза. Другими словами, можно реализовать систему управления, которая корректирует коэффициент  $k_{o\alpha}$  в процессе работы крана.

На рисунке 3.14 представлен алгоритм определения коэффициента обратной связи на основании расчёта периода колебаний груза [87].

Алгоритм определения коэффициента обратной связи включает в себя непрерывный процесс определения или измерения двух переменных:  $f_{зад}$  – величина задания скорости электропривода передвижения механизма (как правило, это величина задания частоты в Гц), которая может быть определена как встроенная переменная преобразователя частоты средствами и возможностями промышленных сетей;  $alpha$  – угол отклонения груза.

В блоке «Измерение  $f_{зад}$ ,  $alpha$ » посредством промышленной сети определяется величина задания скорости системы электропривода и измеряется величина угла отклонения груза при помощи датчика. Далее в блоке « $df_{зад}/dt=0$ » производится проверка изменения задания скорости для того, чтобы определить момент времени начала переходного процесса скорости механизма передвижения. Если машинист не изменяет величину скорости механизма, то коэффициент  $K$  не изменяется. Если механизм передвижения движется равноускорено или равнозамедленно, то далее начинается процесс определения момента времени с нулевым угловым ускорением груза (блок « $d(alpha)/dt=0$ »). В момент времени, когда угловое ускорение груза равно нулю, запускается таймер (блок «Запуск таймера  $t$ »), отсчитывающий период времени (блок « $d(alpha)/dt=0$ ») до следующего перехода кривой ускорения через нулевое значение (рисунок 3.12). Затем значение таймера сохраняется для расчета в блоке «Определение  $K'$ » и сбрасывается. После расчета нового коэффициента усиления  $K'$  его значение сохраняется и применяется в системе демпфирования колебаний груза.

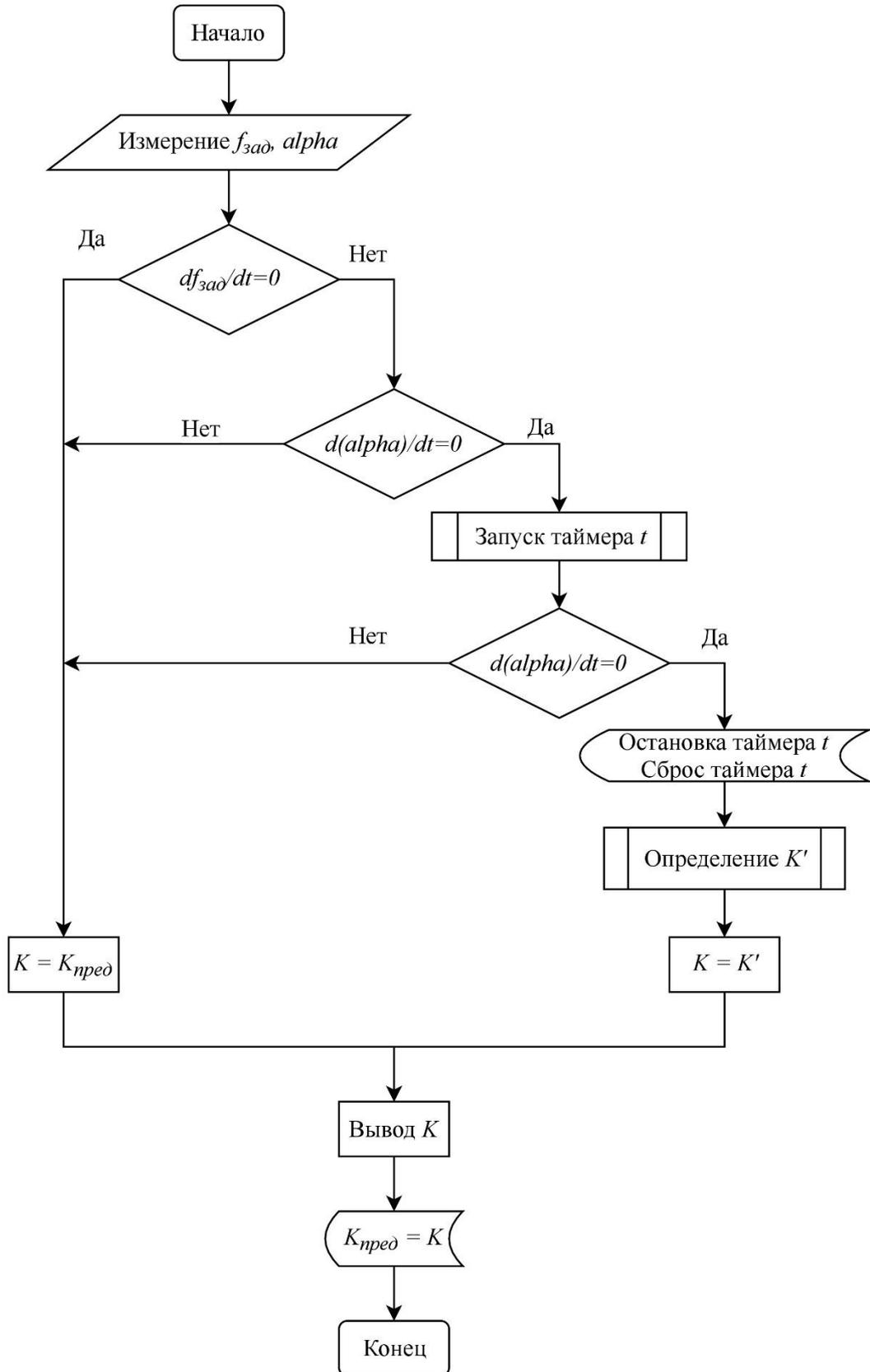


Рисунок 3.14 – Алгоритм определения коэффициента обратной связи по углу отклонения груза

Особенностью представленного алгоритма является то, что коэффициент демпфирования  $K$  корректируется непрерывно в процессе работы крана. В промежутках времени, которые лежат в пределах  $1/4$  периода колебаний груза, коэффициент  $K$  сохраняется на рассчитанном ранее значении  $K_{пред}$ . Такой подход позволяет воздействовать на систему электропривода механизма при ненулевых начальных условиях и при одновременной работе нескольких механизмов крана (например, когда одновременно работает механизм передвижения и подъема).

Блок «Определение  $K$ » на рисунке 3.14 имеет свой алгоритм расчета коэффициента. Данный блок содержит измеренные в процессе наладки технологические переменные (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Необходимые для определения переменные в процессе наладки системы

Параметр	Условное обозначение	Единицы измерения
Минимальная длина подвеса	$L_{min}$	м
Максимальная длина подвеса	$L_{max}$	м
Коэффициент демпфирования при минимальной длине подвеса	$K_{min}$	-
Коэффициент демпфирования при максимальной длине подвеса	$K_{max}$	-

На основании данных, полученных при наладке системы, можно определить периоды колебаний груза на минимальной и максимальной возможных длинах подвеса:

$$T_{min} = 2\pi \sqrt{\frac{L_{min}}{g}}; T_{max} = 2\pi \sqrt{\frac{L_{max}}{g}}.$$

Значения параметров  $T_{min}$  и  $T_{max}$  можно сопоставить со значениями коэффициентов  $K$ , полученных при наладке (рисунок 3.15). Данная функциональная

зависимость в другом масштабе повторяет зависимость коэффициента  $K$  от длины подвеса.

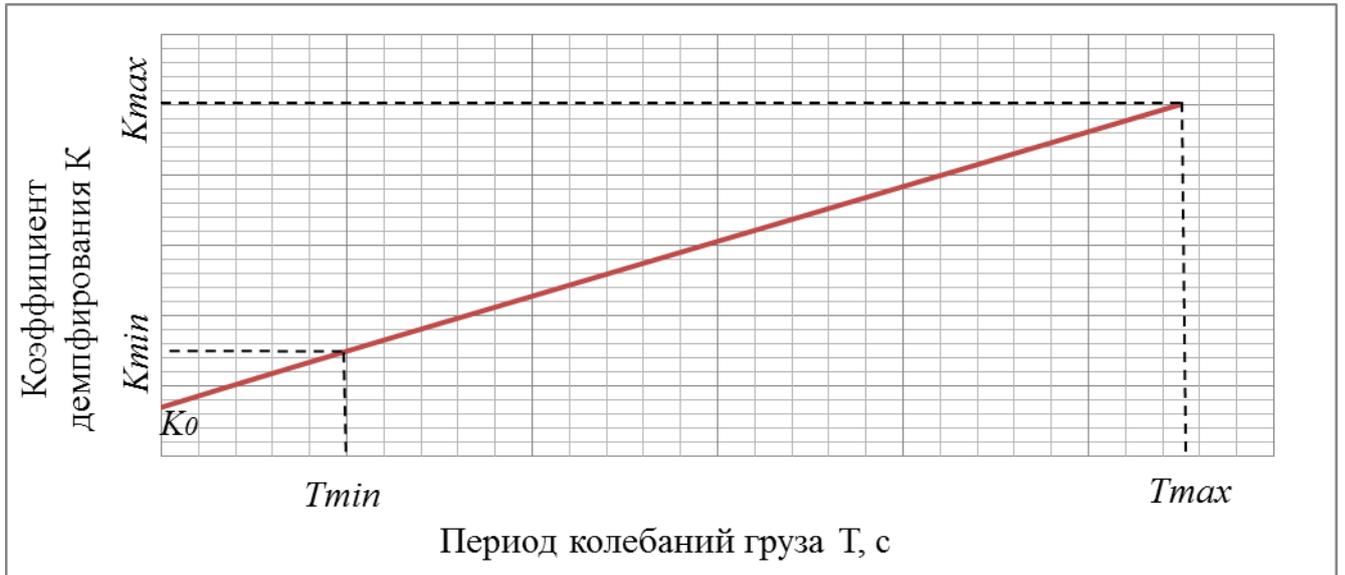


Рисунок 3.15 – Функциональная зависимость коэффициента обратной связи от периода колебаний груза

Величина или степень демпфирования колебаний груза зависит от значения горизонтальной проекции координаты груза  $S_0 = L \sin \alpha$ . При одной и той же величине угла отклонения, коэффициент обратной связи зависит только от длины подвеса, т.е. имеет линейную зависимость от  $L$ . Это означает, что зависимость на рисунке 3.15 можно описать уравнением прямой в следующем виде

$$K_{o\alpha} = \Delta K_{o\alpha} \cdot T + K_0 \quad (3.5)$$

где  $\Delta K_{o\alpha} = \frac{K_{o\alpha_{max}} - K_{o\alpha_{min}}}{T_{max} - T_{min}}$ ,  $K_0 = \frac{T_{max} K_{o\alpha_{min}} - T_{min} K_{o\alpha_{max}}}{T_{max} - T_{min}}$  – расчётные коэффициенты,

определяемые в процессе наладки усовершенствованной СУЭП;  $T_{min} = 2\pi \sqrt{\frac{L_{min}}{g}}$ ,

$T_{max} = 2\pi \sqrt{\frac{L_{max}}{g}}$  – минимальное и максимальное значения периода колебаний груза

соответственно;  $L_{min}$ ,  $L_{max}$  – минимальная и максимальная длины подвеса

соответственно;  $T$  период колебания груза;  $K_{o\alpha_{min}}$ ,  $K_{o\alpha_{max}}$  – минимальное и

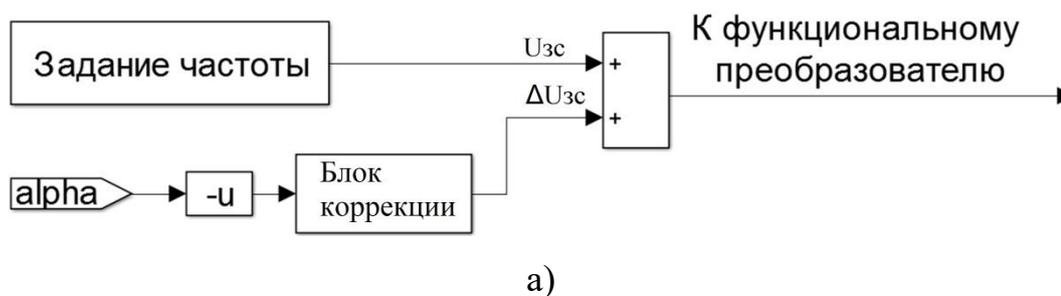
максимальное значения коэффициента демпфирования (коэффициент обратной связи по углу отклонения), полученные в процессе наладки системы.

Выражение (3.5) позволяет рассчитать коэффициент обратной связи в системе демпфирования колебаний на основании значения периода колебаний груза. При реализации данной системы предусматривается ограничение коэффициента в пределах  $K_{min} \div K_{max}$  для увеличения надежности работы системы, а также начало работы с нулевым коэффициентом демпфирования.

Особенностью проектируемой системы является ее универсальность и широкая применимость практически в любой системе частотно-регулируемого электропривода. Для организации работы системы необходимо только наличие промышленного интерфейса в составе преобразователя частоты или дополнительных аналоговых входов, имеющих функцию изменения величины задания скорости. Система не предусматривает изменения внутренней структуры организации системы управления скоростью электропривода, а также не требует применения дополнительных регуляторов (например, ПИД-регулятора).

### 3.3. Компьютерная модель усовершенствованной СУЭП

Компьютерная модель системы демпфирования колебаний подвешенного груза разработана на основании структурной схемы на рисунке 3.10 и алгоритма на рисунке 3.14 и представляет собой узел дополнительного задания скорости (рисунок 3.16). Данный узел моделирует изменение коэффициента обратной связи по углу отклонения  $k_{o\alpha}$  системы демпфирования колебаний груза согласно алгоритму, представленному на рисунке 3.14.



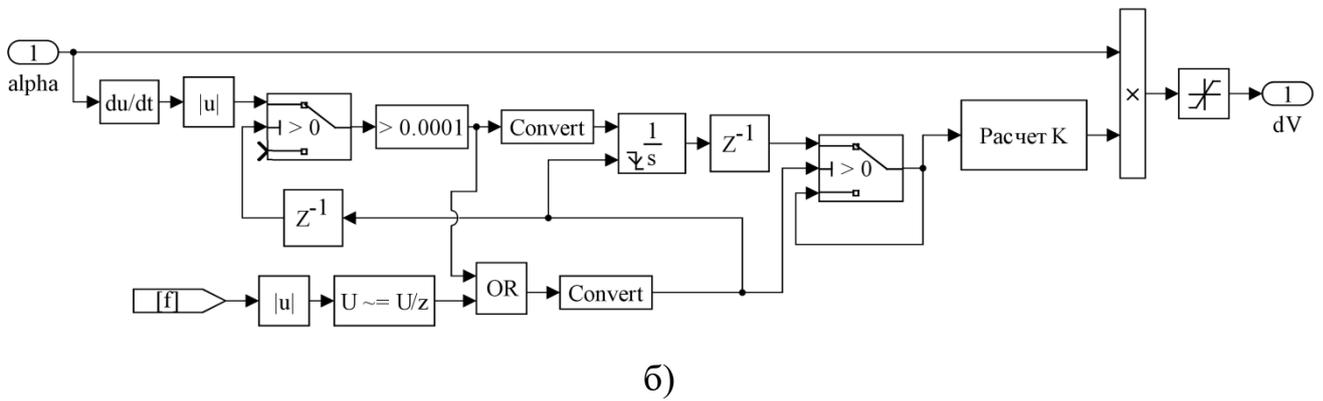


Рисунок 3.16 – Узел компьютерной модели мостового крана, моделирующий работу системы демпфирования колебаний груза: а) дополнительный сигнал к заданию скорости; б) содержимое блока «Корректор»

Компьютерная модель блока системы демпфирования колебаний для расчета коэффициента  $k_{0\alpha}$  имеет логические и аналоговые элементы. Расчет  $k_{0\alpha}$  начинается только в момент времени изменения сигнала задания скорости  $f$  (интервалы пуска и торможения механизма) и продолжается до момента времени, пока угловая скорость груза  $d\alpha/dt$  не достигнет нулевого значения. За указанный период времени формируется сигнал логической единицы, который интегрируется с постоянной времени интегрирования, равной 1 с. Когда заканчивается период определения  $k_{0\alpha}$ , на входе блока интегрирования формируется сигнал логического нуля и интегрирование заканчивается. Таким образом, величина на выходе интегратора содержит значение времени от момента изменения скорости механизма до момента достижения скорости груза нулевого значения, т.е.  $1/4$  периода колебаний груза. Это значение сохраняется и увеличивается в 4 раза для определения величины полного периода колебаний. Далее, согласно выражению (3.5), определяется коэффициент демпфирования и прибавляется к величине сигнала задания скорости, пропорционально отклонению груза. Для удобства моделирования, блок «Расчет  $k_{0\alpha}$ » модели представлен в виде диалогового окна (рисунок 3.17) с возможностью ввода дополнительных параметров [98] для расчета коэффициента  $k_{0\alpha}$ .

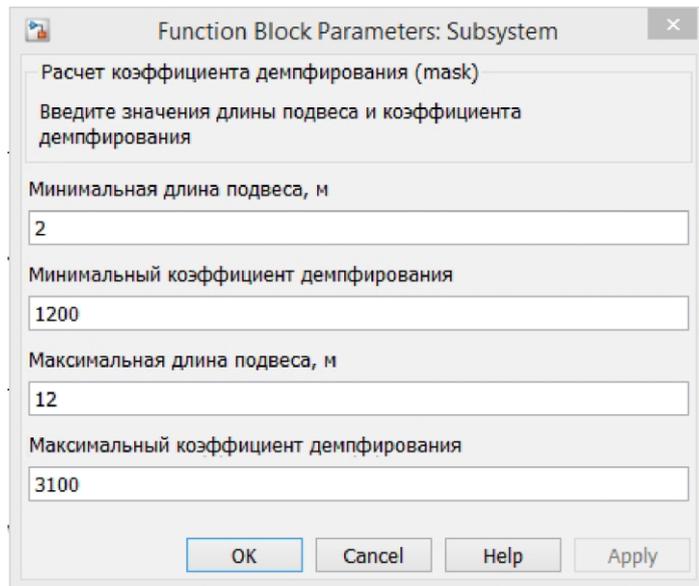


Рисунок 3.17 – Диалоговое окно блока «Расчет  $k_{o\alpha}$ » модели

Сигнал отклонения груза от вертикальной оси  $\alpha$  имеет размерность радиан. Фильтрованное значение сигнала умножается на коэффициент  $k_{o\alpha}$ , который влияет на степень демпфирования колебаний. Значение сигнала с выхода регулятора вычитается из сигнала задания скорости после выхода задатчика интенсивности. Сигнал задания скорости имеет в системе электропривода ПЧ-АД, как правило, размерность в Герцах, а значения изменяются от 0 до 50 Гц. Для системы электропривода механизма передвижения не характерна работа во второй зоне регулирования, поэтому максимальная величина задания скорости ограничена значением 50 Гц.

Значит, для демпфирования колебаний груза, сигнал выхода регулятора должен влиять на скорость электропривода во всем диапазоне изменения задания, т.е. от 0 до 50 Гц. Если принять максимальный угол отклонения груза от вертикального положения величиной  $\alpha_{max}$  градусов, то коэффициент  $k_{o\alpha_{max}}$  определится:

$$k_{o\alpha_{max}} = \frac{50}{\alpha_{max}\pi/180} \quad (3.6)$$

Для случая, смоделированного на рисунке 2.24 максимальный угол отклонения груза при движении тележки составляет 1,7 градуса, соответственно, применяя СУЭП для демпфирования колебаний груза, коэффициент будет лежать

в пределах  $k_{o\alpha max} = 1685$ . Максимальное значение коэффициента  $k_{o\alpha}$  сильно уменьшит темпы разгона и торможения, а минимальное значение регулятора никак не будет влиять на демпфирование колебаний. Поэтому, необходимо опытным путем в процессе наладки подбирать коэффициент  $k_{o\alpha}$ , добиваясь уменьшения длительности и амплитуды колебаний.

### 3.4. Моделирование работы усовершенствованной СУЭП

Для моделирования работы системы электропривода мостового крана принимается кран, технические характеристики которого указаны в таблице 2.3. Для анализа проектируемой системы демпфирования колебаний груза моделируются процессы пуска и торможения механизма передвижения грузовой тележки, причем время пуска и торможения разные для разных моделируемых режимов.

Для анализа работоспособности проектируемой системы смоделированы два процесса работы механизма по трапецеидальной тахограмме.

В первом случае моделируется пуск и торможение системы электропривода механизма передвижения тележки (время пуска и торможения принимаются равными 5 с), длина подвеса принимается равной 20 м (рисунок 3.18).

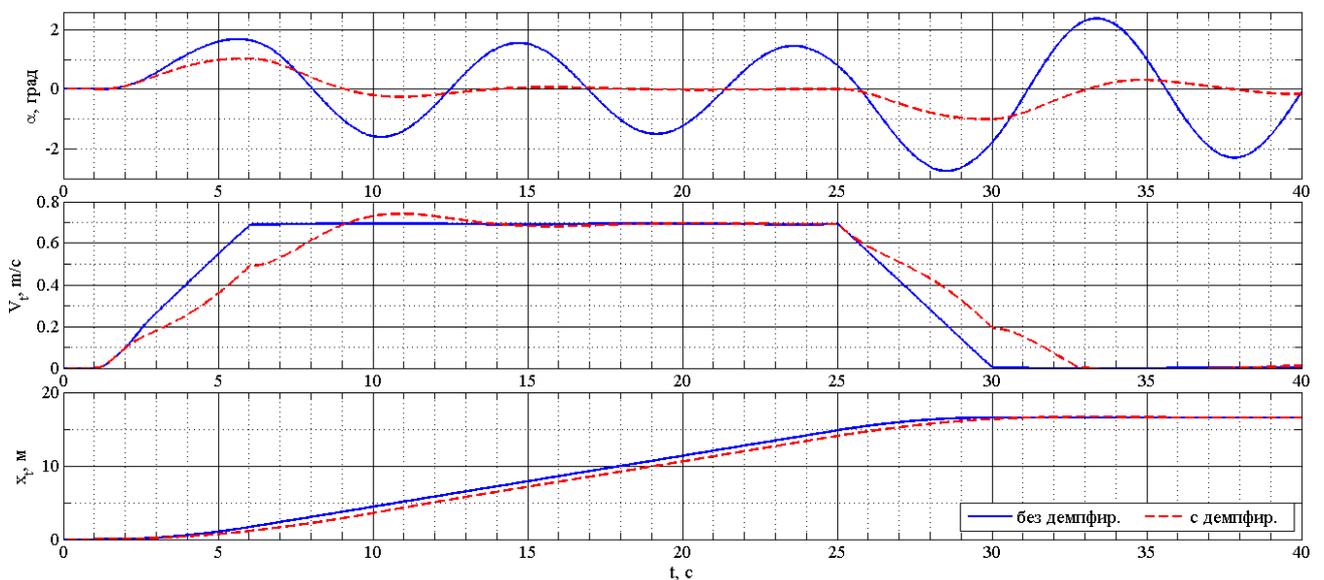


Рисунок 3.18 – Переходные процессы скорости, координаты тележки и отклонения груза

За время работы системы электропривода механизм передвижения тележки проходит путь равный  $x_t = 16$  м, развивая номинальную скорость передвижения  $V_t = 0,66$  м/с. Система кранового электропривода без системы демпфирования колебаний груза приводит к значительным отклонениям груза от вертикального положения. Как видно из графиков на рисунке 3.18 максимальная величина отклонения груза, при работе без системы демпфирования колебаний, составляет  $\alpha = 2,9$  градуса. При длине подвеса равной  $L = 20$  м, величина абсолютного отклонения груза в горизонтальной плоскости достигает 1 м.

Проектируемая система демпфирования колебаний груза позволяет уменьшить амплитуду и длительность колебаний и делает процесс колебаний груза апериодическим или затухающим с большим декрементом затухания (рисунок 3.18). Это достигается путем ограничения ускорения механизма передвижения тележки путем задания определенного профиля скорости.

Разница времени достижения заданных значений скорости достигает 4 секунды, однако процесс гашения колебаний системы без средств демпфирования колебаний занимает гораздо больше времени. Для данного примера время остановки раскачиваний груза при движении тележки составляет ~2 мин.

Увеличение время пуска и торможения, которое возникает при работе усовершенствованной СУЭП влияет на величину динамического момента двигателя, а значит на величину отклонения груза в переходных режимах работы. Может показаться, что этот факт является определяющим при гашении колебаний груза и для решения проблемы колебаний будет достаточным увеличить время пуска и торможения электрического привода без применения дополнительных контуров и систем.

Для проверки возможности гашения колебаний груза без применения усовершенствованной СУЭП, а за счет увеличения времени пуска и торможения механизма передвижения грузовой тележки, смоделированы процессы, в которых обеспечивается одинаковый разгон привода в усовершенствованной и существующей СУЭП (рисунок 3.19). Для этого время пуска и торможения

системы электропривода изменены до значений 9 с, которое примерно равно времени достижения заданной скорости при работе усовершенствованной СУЭП.

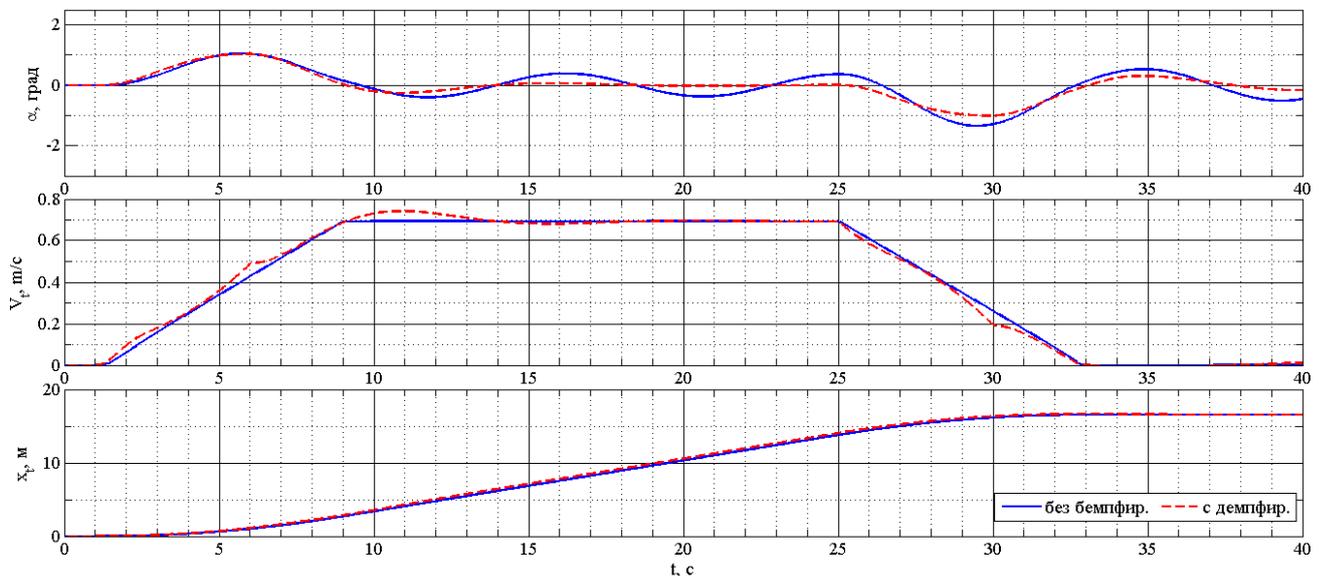


Рисунок 3.19 – Переходные процессы скорости, координаты тележки и отклонения груза при одинаковых темпах разгона привода в усовершенствованной и существующей СУЭП

В целях моделирования всех возможностей современной системы электропривода ПЧ-АД тахограмма задана в виде S-образной характеристики, что также способствует уменьшению динамического момента и рывка, вызывающих качание груза. Переходные процессы скорости и координаты передвижения системы электропривода механизма передвижения тележки мостового крана в существующей и усовершенствованной СУЭП (рисунок 3.19) примерно совпадают, а графики отклонения груза от вертикального положения имеют значительные отличия. В проектируемой системе демпфирования колебаний груза за период разгона качания груза практически прекращаются, в то время как в стандартной системе электропривода с уменьшенными темпами разгона и торможения качания груза продолжают и в установившихся режимах работы. Хотя значения углов отклонения для последнего случая не достигают больших значений (максимальное значение угла отклонения груза в установившемся режиме работы не превышает 1,5 градуса), наличие качаний груза говорит о

невозможности решения проблемы без применения дополнительных способов управления скоростью грузовой тележки мостового крана.

Для сокращения времени разгона с активной системой демпфирования колебаний подвешенного груза мостового крана имеется возможность увеличения темпа задания скорости, а усовершенствованная СУЭП автоматически изменит этот темп. Таким образом, можно получить такой переходный процесс, который будет повторять работу стандартной системы электропривода грузовой тележки (время разгона, время торможения, время достижения конечной координаты), но без раскачиваний груза (рисунок 3.20). На графике представлены переходные процессы при темпе разгона и торможения 4 с.

Увеличение темпа разгона при работе системы демпфирования колебаний подвешенного груза позволяет сократить время разгона и торможения системы электропривода механизма передвижения тележки, уменьшить амплитуду раскачиваний, а также сделать процесс качания груза затухающим с большим декрементом затухания, что влияет на точность останова груза и позиционирование.

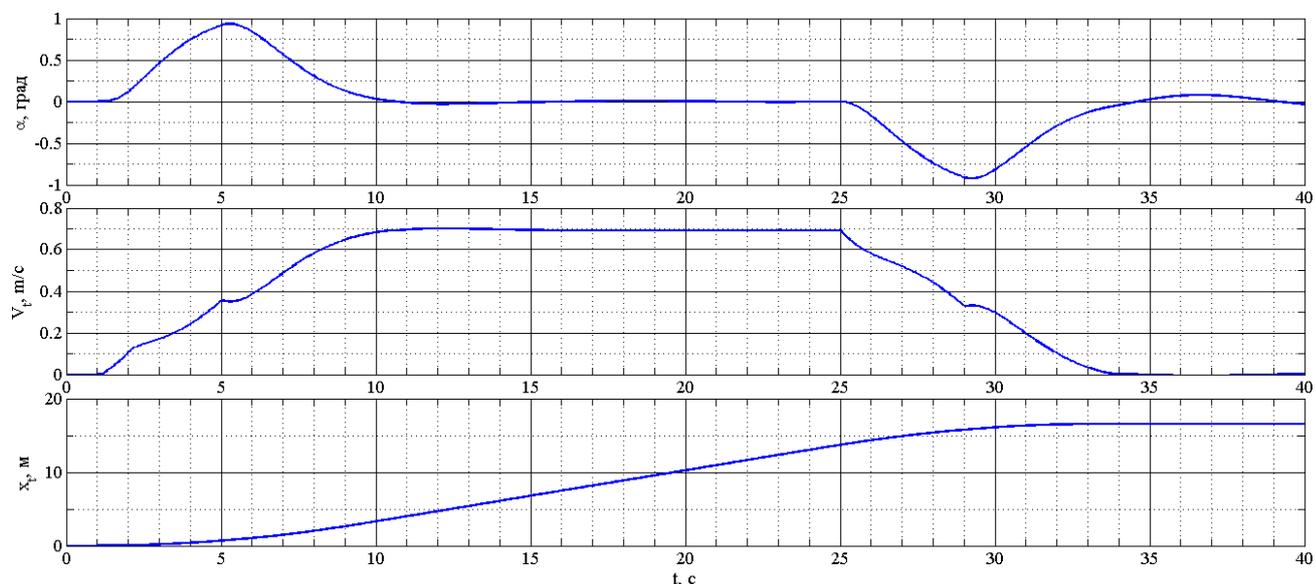


Рисунок 3.20 – Переходные процессы скорости, координаты тележки и отклонения груза при увеличении темпа разгона привода в усовершенствованная СУЭП

Особенностью работы проектируемой системы демпфирования колебаний груза является наличие активного канала воздействия на скорость системы электропривода. На рисунке 3.21 представлены графики переходных процессов скорости и координаты тележки, при нулевом задании скорости привода и ненулевом значении угла отклонения подвеса.

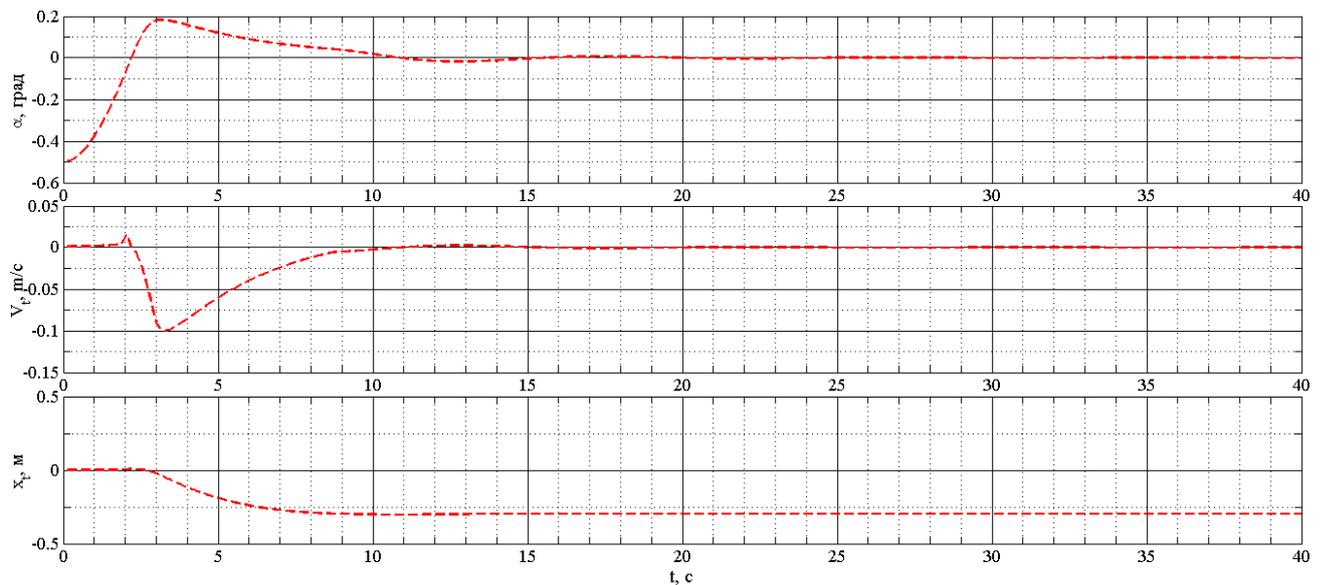


Рисунок 3.21 – Переходные процессы скорости и координаты тележки при принудительном отклонении груза от вертикального положения

На рисунке 3.21 смоделирован режим форсированного выведения системы подвеса из вертикального положения, что характерно, например, при наезде грузом на какие-либо препятствия на пути его траектории. Система электропривода реагирует на такие условия заданием на скорость, и тележка проходит некоторое расстояние, чтобы уравновесить положение груза.

Усовершенствованная СУЭП для демпфирования колебаний подвешенного груза обладает еще одной возможностью. При выведении подвешенного груза из состояния равновесия (вертикального положения) система обрабатывает такой режим путем передвижения механизма таким образом, чтобы установить новое положение равновесия. Если груз тянуть внешней силой, обеспечивая какой-либо угол отклонения, то механизм передвижения будет следовать за грузом (рисунок 3.22).

На примере показан процесс разгона электропривода механизма передвижения и следование механизма за отклоненным грузом.

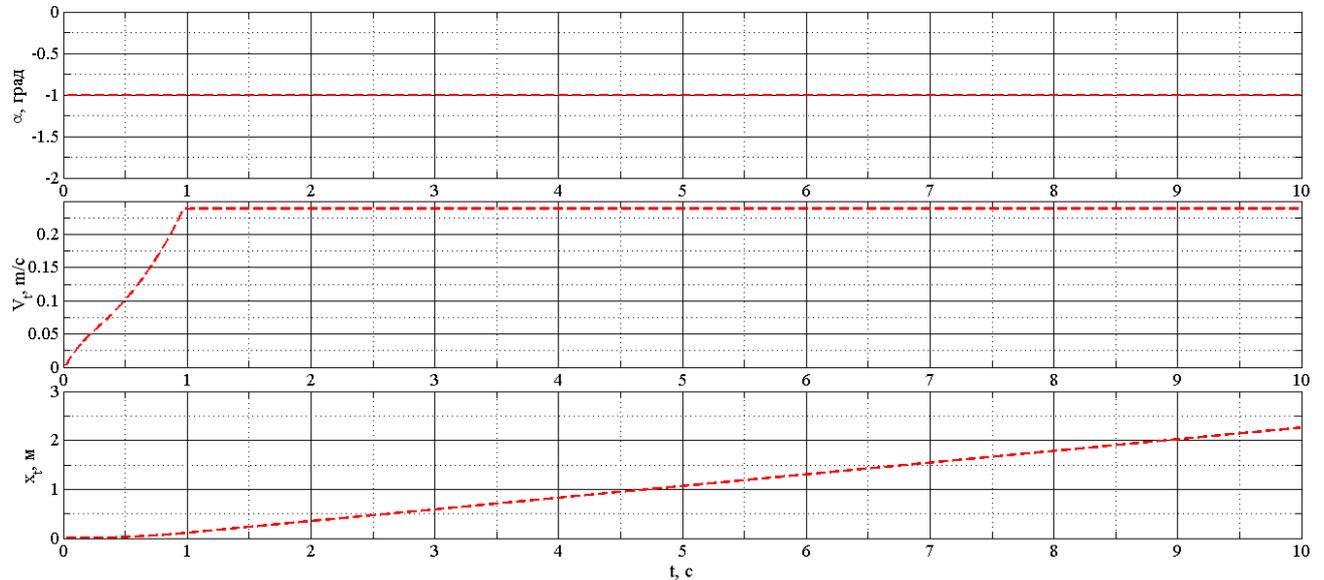


Рисунок 3.22 – Переходные процессы скорости и координаты тележки при постоянном выведении груза из состояния равновесия внешней силой

В качестве примера представлены графики переходных процессов скорости и координаты (рисунок 3.23) электропривода механизма передвижения мостового крана (моста). В данном случае моделируется пуск и торможение привода за время 6 с, длина подвеса принимается равной 5 м.

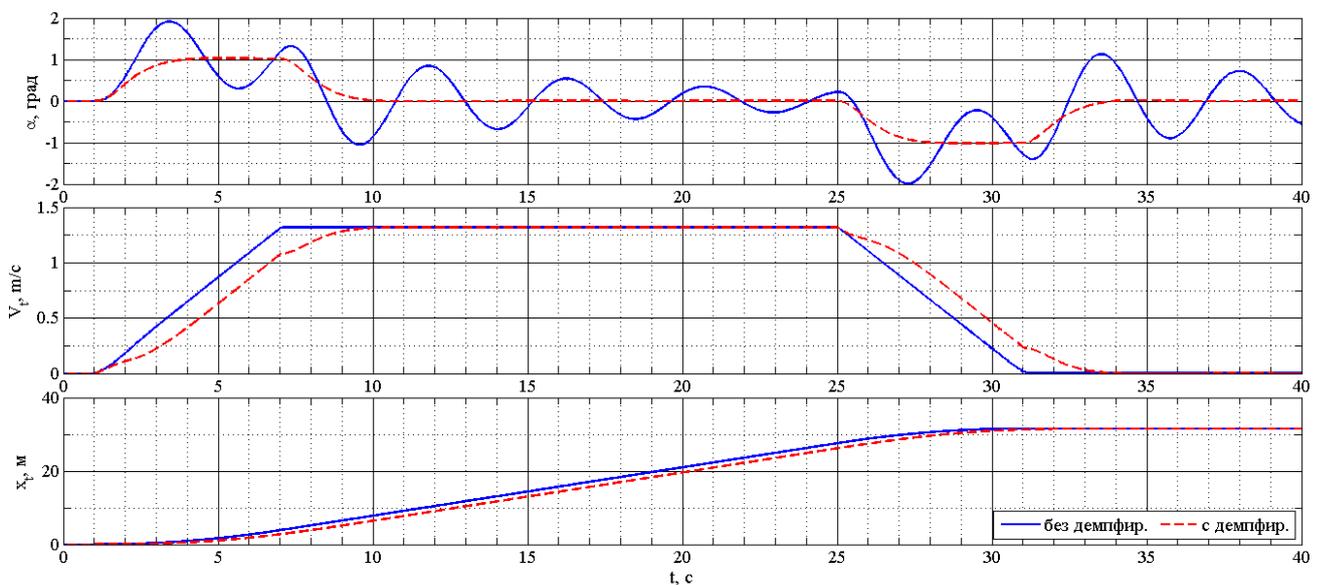


Рисунок 3.23 – Переходные процессы скорости и координаты крана (моста) и отклонения груза

Не менее важной задачей при работе с подъемно-транспортными механизмами является задача позиционирования груза. Часто используется режим работы двух механизмов передвижения одновременно, и тележка с подвешенным грузом движется в двухмерной плоскости. Усовершенствованная СУЭП позволяет поддерживать постоянство положения груза под движущимся механизмом передвижения для данного случая в статических режимах работы, но дает небольшую ошибку регулирования в динамических режимах (рисунок 3.24).

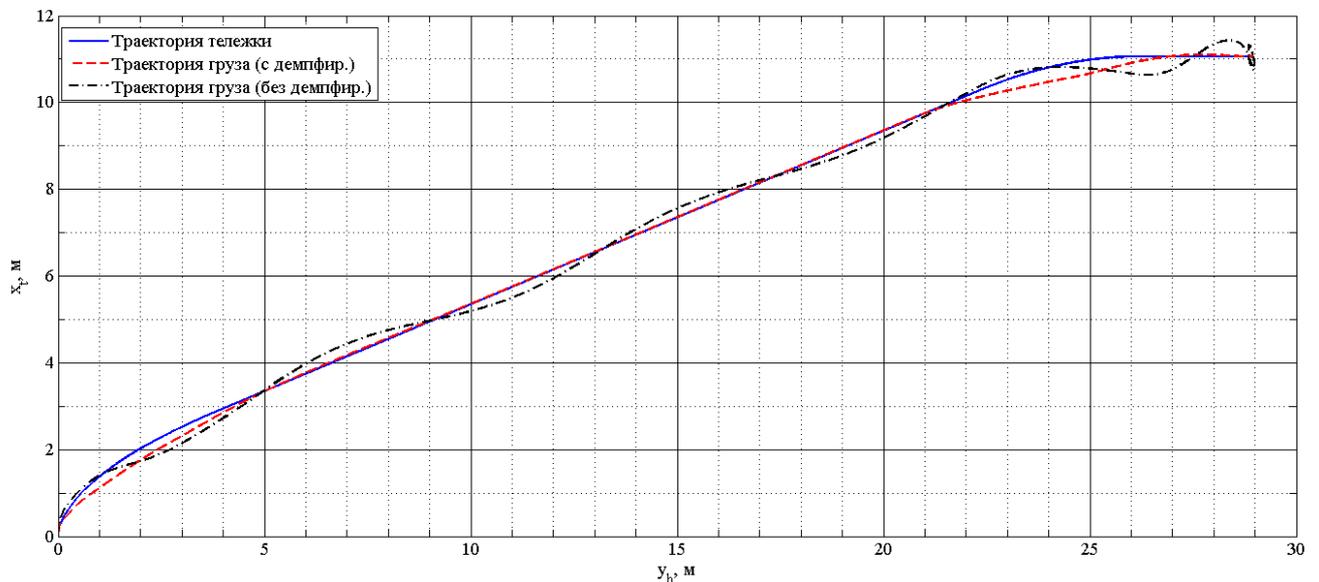


Рисунок 3.24 – Траектории передвижения грузовой тележки и груза

### 3.5. Моделирование работы системы определения коэффициента обратной связи по углу отклонения груза усовершенствованной СУЭП

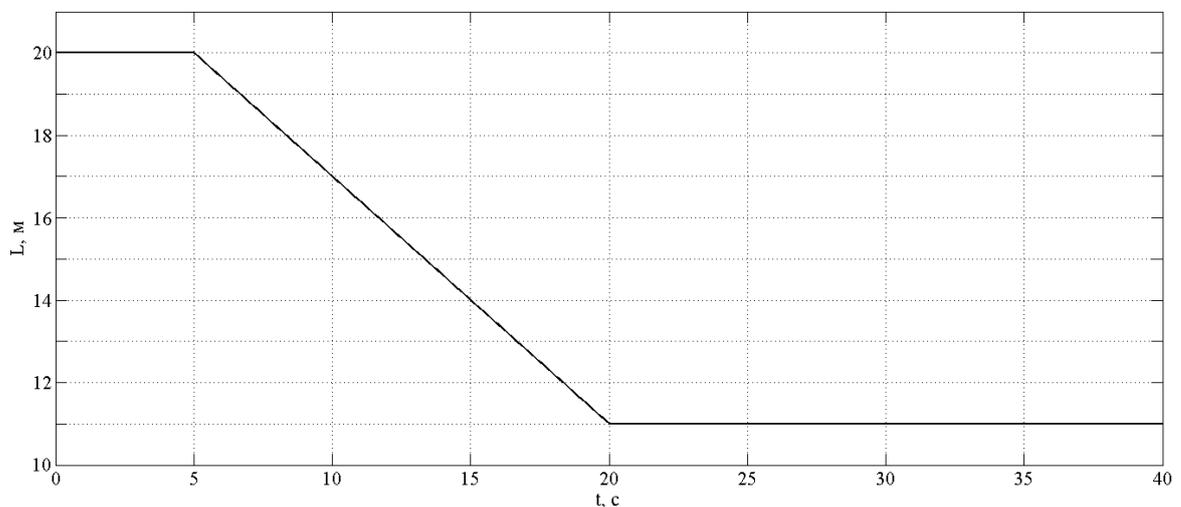
Моделирование работы усовершенствованной СУЭП для демпфирования колебаний подвешенного груза [90], представленное в п. 3.4. выполняется для режимов работы мостового крана, когда при движении механизма передвижения механизм подъема груза не работает, т.е. длина подвеса во всех режимах одинаковая. Однако, даже при постоянном значении длины подвеса при настройке на определенный коэффициент  $k_{o\alpha}$ , данная система не обеспечит необходимого качества регулирования при работе с другой длиной подвеса. Единственным правильным решением для удовлетворения потребности в демпфировании

колебаний груза во всех режимах работы мостового крана является изменение коэффициента обратной связи по углу отклонения груза в процессе работы в функции длины подвеса механизма подъема.

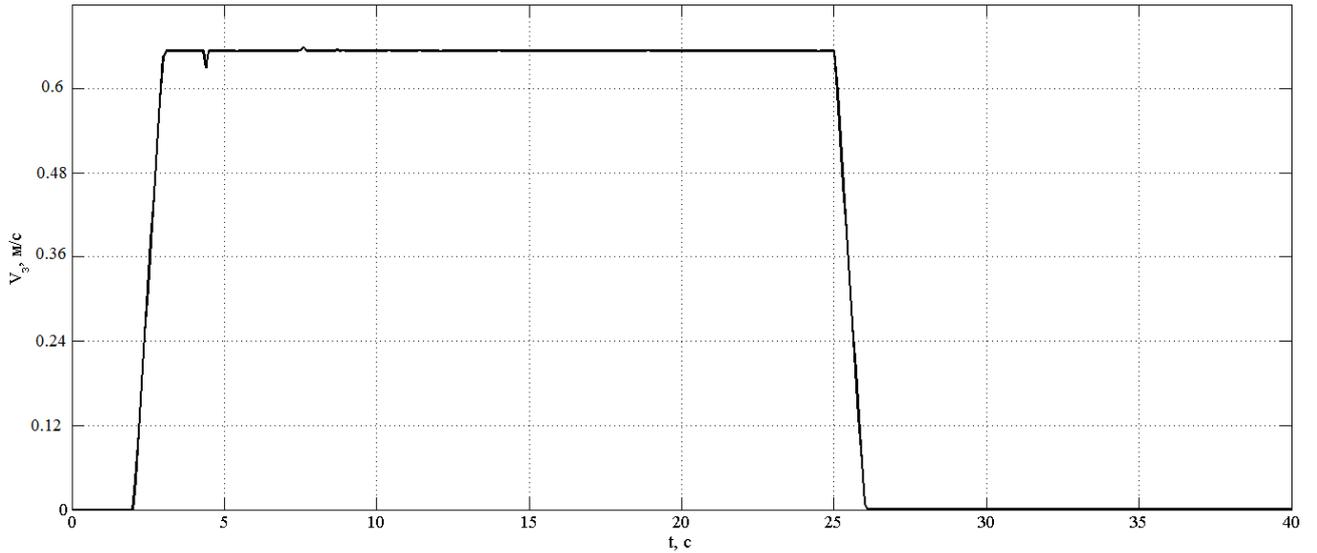
Для проверки работы алгоритма определения коэффициента  $k_{o\alpha}$  груза моделируется процесс одновременной работы двух механизмов: подъема и передвижения грузовой тележки. Временная диаграмма изменения длины подвеса и задания скорости механизма представлена на рисунке 3.25. Для моделирования используются характеристики грейферного крана, указанные в таблице 2.3.

Настройка усовершенствованной СУЭП начинается с проведения двух предварительных запусков механизма: с минимально и максимально возможными длинами подвеса. При моделировании принимаются за минимальную длину подвеса значение  $l_{min} = 11$  м, максимальная длина подвеса принимает значение  $l_{max} = 20$  м. Для каждой указанной величины вручную выполняется подбор оптимального коэффициента  $k_{o\alpha}$  и все данные заносятся в диалоговое окно блока расчета  $k_{o\alpha}$  (рисунок 3.17). После окончания настройки коэффициентов включается усовершенствованная СУЭП для демпфирования колебаний подвешенного груза.

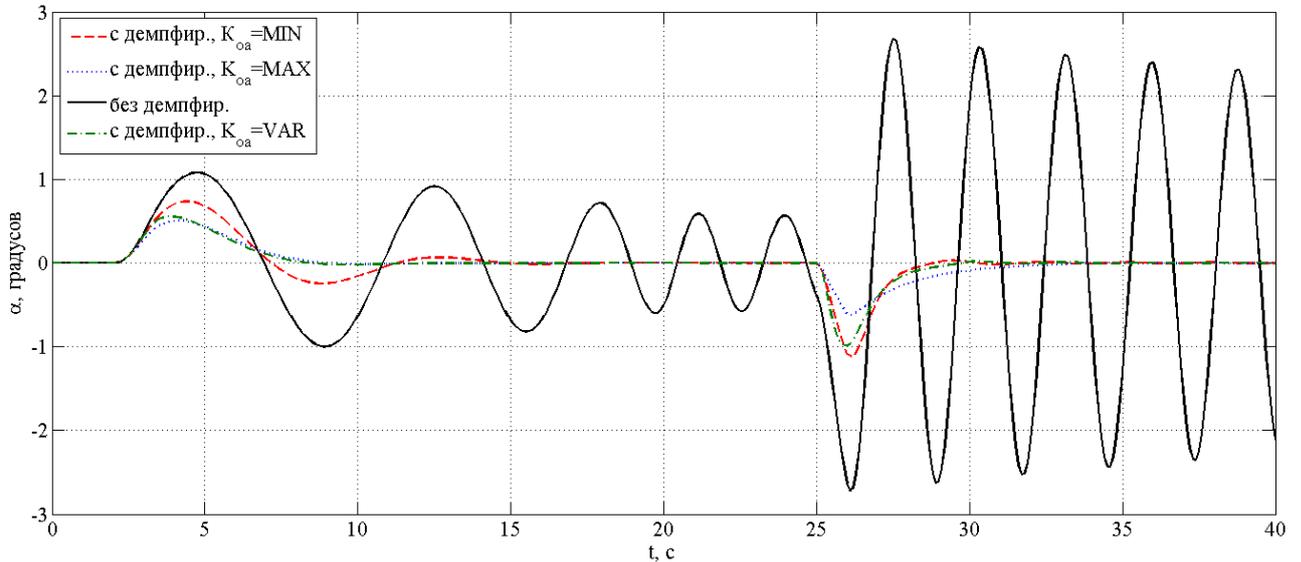
Работа механизма передвижения моделируется таким образом, что в момент пуска механизма длина подвеса имеет максимальное значение, а к моменту ее торможения и останова длина подвеса имеет минимальное значение. Переходные процессы угла отклонения представлены на рисунке 3.25.



а)



б)



в)

Рисунок 3.25 – Переходные процессы работы усовершенствованной СУЭП с алгоритмом определения коэффициента обратной связи по углу отклонения груза: а) длина подвеса; б) скорость механизма; в) угол отклонения груза

На графике на рисунке 3.25 представлены переходные процессы угла отклонения груза для следующих случаев:

- работа существующей СУЭП (без демпфирования);
- работа усовершенствованной СУЭП с минимальным коэффициентом  $K_{oa}$  (с демпфированием,  $K_{oa}=MIN$ );
- работа усовершенствованной СУЭП с максимальным коэффициентом  $K_{oa}$  (с демпфированием,  $K_{oa}=MAX$ );

- работа усовершенствованной СУЭП с изменяющимся коэффициентом  $K_{o\alpha}$  (с демпфированием,  $K_{o\alpha} = \text{VAR}$ );

Кривая изменения угла отклонения груза в существующей СУЭП имеет выраженные гармонические слабозатухающие колебания, для данного варианта моделирования максимальный угол отклонения достигает значения 2,6 градусов при длине подвеса 11 м. В период времени 0 – 25 с видно изменение периода колебаний груза из-за изменения длины подвеса.

Особый интерес представляют две кривые изменения угла отклонения груза в усовершенствованной СУЭП при минимальном (с демпфированием,  $K_{o\alpha} = \text{MIN}$ ) и максимальном (с демпфированием,  $K_{o\alpha} = \text{MAX}$ ) значениях коэффициента  $k_{o\alpha}$ . Как видно из рисунка 3.25, система работоспособна при постоянном коэффициенте  $k_{o\alpha}$  даже с изменяющейся длиной подвеса. Для случая с минимальным коэффициентом происходит полное демпфирование колебаний груза за полупериод колебаний только при минимальной длине подвеса. Для случая с максимальной длиной подвеса колебания компенсируются только за 3 полупериода колебаний, т.е. в 3 раза дольше. При значении максимального коэффициента  $k_{o\alpha}$  для максимальной длины подвеса происходит полное демпфирование колебаний за один полупериод колебаний, а для малой длины подвеса также за один полупериод, но процесс имеет очень затянутый характер.

Лучшие результаты моделирования имеет кривая угла отклонения груза в усовершенствованной СУЭП с работой алгоритма расчета коэффициента  $k_{o\alpha}$  в функции длины подвеса (с демпфированием,  $K_{o\alpha} = \text{VAR}$ ). При каждом изменении величины задания скорости механизма рассчитывается новый коэффициент  $k_{o\alpha}$  (рисунок 3.26).

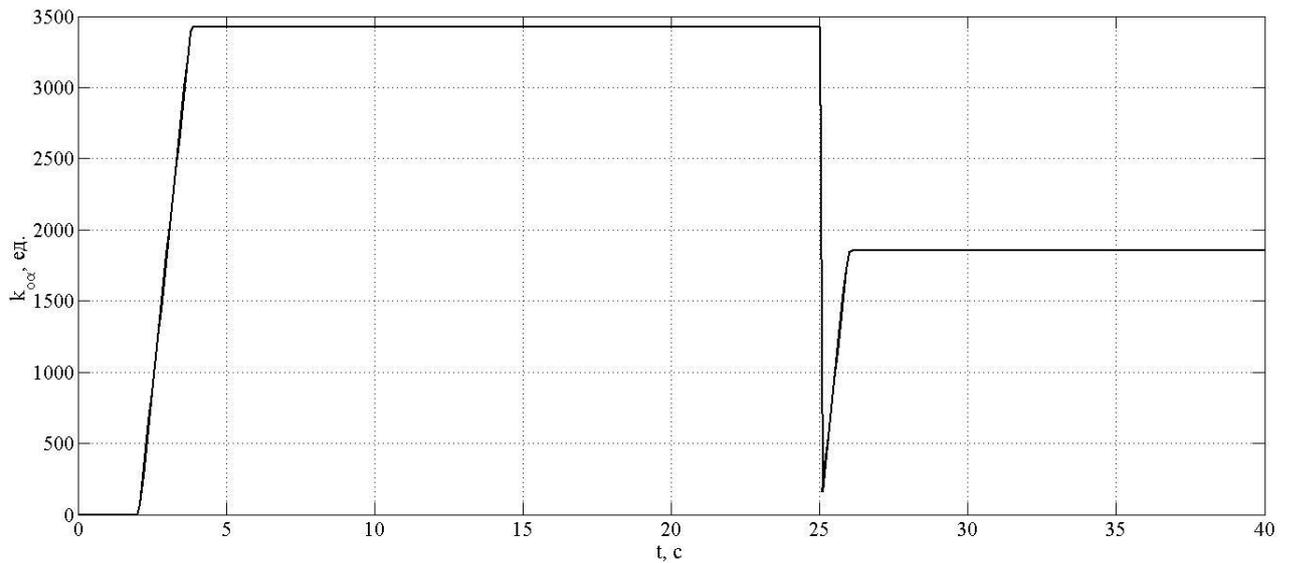


Рисунок 3.26 – Расчет коэффициента обратной связи по углу отклонения груза в усовершенствованной СУЭП

В моменты времени, соответствующие началам процессов пуска и торможения механизма передвижения (2с и 25 с) начинается расчет коэффициента  $k_{0\alpha}$  с нулевого значения. Для максимальной длины подвеса программа рассчитала максимальный коэффициент и для минимальной величины подвеса соответственно минимальный коэффициент  $k_{0\alpha}$ . Переходный процесс угла отклонения груза (рисунок 3.25), полученные в усовершенствованной СУЭП с переменным коэффициентом  $k_{0\alpha}$ , имеет минимальное время переходных процессов при полном демпфировании колебаний груза.

### 3.6. Выводы по главе

В данной главе выполнен анализ возможных способов реализации усовершенствованной СУЭП для демпфирования колебаний подвешенного груза с прямым измерением угла отклонения груза. Выбрана система с жесткой отрицательной обратной связью по углу отклонения груза, которая охватывает всю систему и действует на величину задания скорости системы электропривода механизма передвижения. Данный вариант реализации системы управления позволяет увеличить коэффициент демпфирования механических колебаний груза.

Результаты компьютерного моделирования указывают на необходимость изменения коэффициента  $k_{0\alpha}$  в канале обратной связи по углу отклонения груза.

Время пуска и торможения в системах механизмов передвижения мостового крана меньше величин периода собственных колебаний груза. При реализации выбранной системы управления учитываются только статические режимы работы механизмов передвижения мостового крана. На основании данного заключения сделан вывод, что коэффициент в канале обратной связи по углу отклонения груза зависит от длины подвеса груза.

Разработан алгоритм определения коэффициента  $k_{o\alpha}$  в канале обратной связи по углу отклонения груза. Алгоритм основан на измерении величины отклонения груза и на параметрах, полученных при пуско-наладочных работах. Алгоритм позволяет за  $1/4$  периода собственных колебаний груза определить длину подвеса, на основании которой рассчитывается коэффициент обратной связи.

На компьютерной модели мостового крана исследована работа обратной связи по углу отклонения с разработанным алгоритмом расчета коэффициента  $k_{o\alpha}$ . Переходные процессы, полученные в результате моделирования, указывают на работоспособность усовершенствованной СУЭП и на возможность технической реализации системы на реальном оборудовании. Настройка коэффициента  $k_{o\alpha}$  в звене обратной связи по углу отклонения позволяет получить разные показатели качества регулирования угла отклонения груза.

## ГЛАВА 4. РЕАЛИЗАЦИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ СУЭП МОСТОВОГО КРАНА ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕШЕННОГО ГРУЗА

В данной главе рассматривается реализация прототипа системы демпфирования колебаний груза мостового крана. В основе системы лежит датчик отклонения угла груза, который реализуется на вибрационном MEMS гироскопе. Это устройство измеряет угол наклона подвеса по двум горизонтальным осям движения механизмов передвижения.

Прототип аппаратной части системы состоит из двух компонентов: датчик угла, который крепится на подвесе груза (например, на крюк), и ответная часть, которая встраивается в существующую систему электропривода. Две составляющие связаны между собой беспроводным протоколом передачи данных. Для реализации всей системы, в т.ч. программной части, необходимо наличие программируемого промышленного контроллера.

### 4.1. Аппаратная реализация датчика угла отклонения груза

Реализация системы демпфирования колебаний груза при работе мостового крана разделяется на две задачи: разработка датчика угла отклонения груза; разработка системы управления, которая аппаратно связана с существующей или проектируемой системой электропривода.

Основой датчика отклонения груза является гироскоп MPU-9250 (InvenSense Inc., США) (рисунок 4.1), его технические характеристики представлены в таблице 4.1.

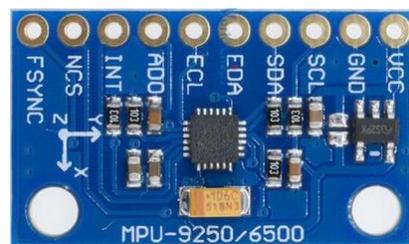


Рисунок 4.1 – Общий вид гироскопа MPU-9250

Данное устройство представляет собой многокристальный модуль с встроенным 3-осевым гироскопом, 3-осевым акселерометром и 3-осевым магнитометром. Измеренные величины передаются по шине I<sup>2</sup>C или по последовательному интерфейсу SPI в цифровом виде с выхода 16-разрядного аналого-цифрового преобразователя (АЦП).

Таблица 4.1 – Технические данные гироскопа для реализации датчика отклонения груза

Параметр	Единицы измерения	Значения
Тип		MPU-9250
Программно устанавливаемая чувствительность гироскопа	°/с	±250
		±500
		±1000
		±2000
Разрядность встроенного АЦП	бит	16
Программный встроенный фильтр	Гц	5 - 250
Потребляемый ток в рабочем режиме	мА	3,2
Потребляемый ток в режиме энергосбережения	мкА	8
Напряжение питания	В	2,4 – 3,6
Размеры корпуса	мм	3x3x1

Для обработки измеренных значений гироскопа применяется 32-разрядный ARM® микроконтроллер STM32F103C8T6 (STMicroelectronics N.V., Швейцария) (рисунок 4.2), технические характеристики которого приведены в таблице 4.2.

При помощи представленного микроконтроллера настраивается цифровой канал обмена информацией последовательного интерфейса SPI, устанавливается чувствительность гироскопа путем записи определенных битов в регистры гироскопа и настраивается встроенный высокочастотный фильтр. Микроконтроллер инициирует обмен по последовательному интерфейсу,

масштабирует считываемые значения углов по двум горизонтальным осям и записывает эти значения в WiFi модуль для отправки через беспроводной интерфейс передачи данных.



Рисунок 4.2 – Общий вид микроконтроллера STM32F103C8T6

Таблица 4.2 – Технические данные микроконтроллера для реализации датчика отклонения груза

Параметр	Единицы измерения	Значения
Тип		STM2F103C8T6
Разрядность	бит	32
Тактовая частота	МГц	72
Кол-во программируемых входов/выходов	шт.	37
Объем Flash памяти	кбайт	64
Объем SRAM	кбайт	20
Разрядность АЦП/ЦАП	бит	12
Напряжение питания	В	2 – 3,6
Диапазон рабочих температур	°С	-40 - +85

Для создания канала передачи измеренной информации применяется WiFi модуль ESP8266 производителя Espressif, общий вид представлен на рисунке 4.3. Основные характеристики модуля представлены в таблице 4.3.

Для программирования указанного модуля используется язык AT-команд. Один и тот же модуль может работать в режиме точки доступа, в режиме станции или в обоих режимах одновременно. Поддерживает несколько типов шифрования.

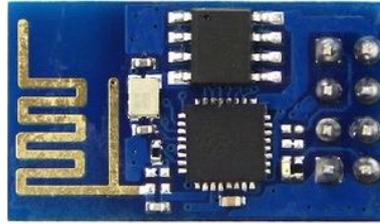
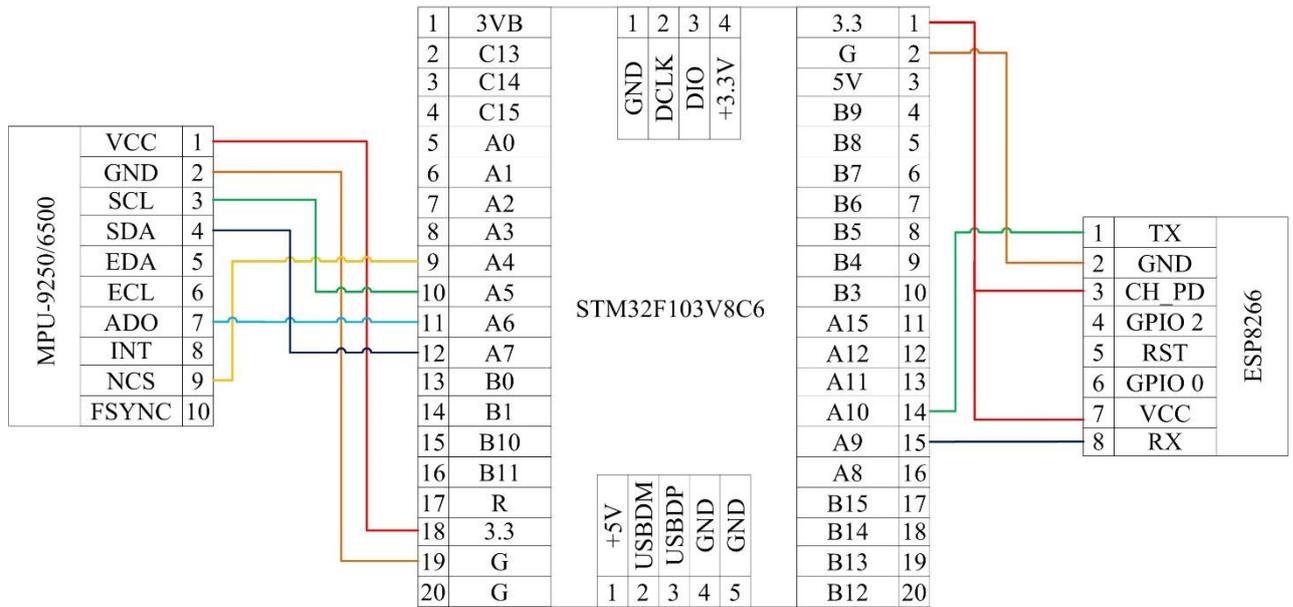


Рисунок 4.3 – Общий вид модуля ESP8266

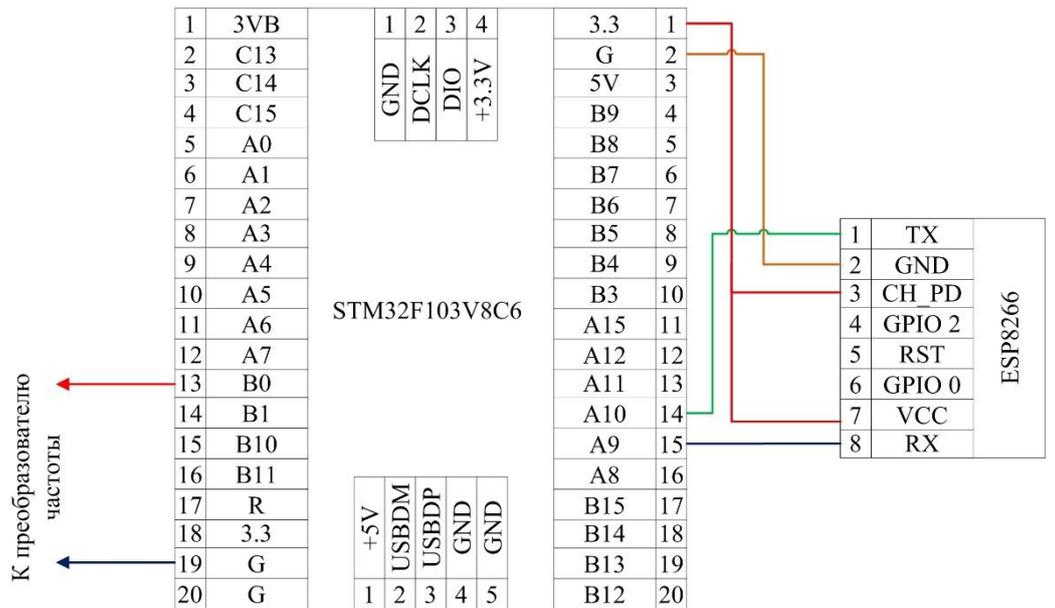
Таблица 4.3 – Технические данные модуля Wi-Fi связи

Параметр	Единицы измерения	Значения
Тип		ESP8266
Тип процессора		Tensilica Xtensa L106
Тактовая частота процессора	МГц	80
Разрядность процессора	бит	32
Стандарт Wi-Fi связи		IEEE 802.11 b/g/n
Максимальное кол-во портов ввода/вывода		11
Интерфейсы		– SPI – I <sup>2</sup> C – UART
Напряжение питания	В	2,2 – 3,6
Потребление в режиме передачи	мА	215
Потребление в режиме приема	мА	100
Потребление в режиме ожидания	мА	70

Принципиальная схема датчика угла отклонения груза представлена на рисунке 4.4.



а)



б)

Рисунок 4.4 – Принципиальная схема: а) датчика отклонения груза от вертикального положения; б) приёмника сигнала

В общем виде датчик угла отклонения груза имеет вид, представленный на рисунке 4.5

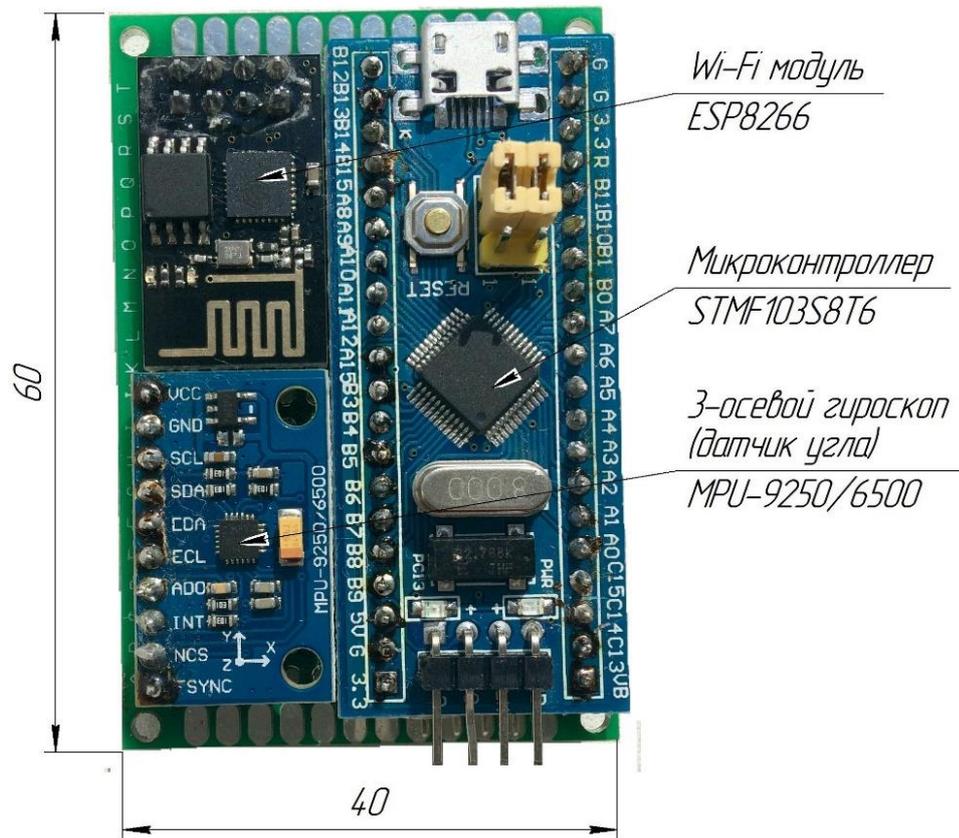


Рисунок 4.5 – Общий вид датчика отклонения груза

## 4.2. Описание лабораторной установки

Исследование и техническая реализация усовершенствованной СУЭП мостового крана для демпфирования колебаний подвешенного груза выполняются на базе производственной площадки Общества с ограниченной ответственностью «Производственное объединение Привод-Автоматика» (г. Магнитогорск). Лабораторная установка представляет собой кран-балку (рисунок 4.6) с системой электропривода «преобразователь частоты – асинхронный двигатель». Основные параметры используемой кран-балки представлены в таблице 4.4

Таблица 4.4 – Основные параметры лабораторной установки (кран-балки)

Параметр	Единицы измерения	Значения
Грузоподъемность	т	1
Длина пролета	м	5,5

## Продолжение таблицы 4.4

Параметр	Единицы измерения	Значения
Высота подъема	м	2,5
Скорость подъема тележки 1	м/с	0,02
Скорость подъема тележки 2	м/с	0,08
Скорость передвижения крана	м/с	0,25
Скорость передвижения тележек	м/с	0,25

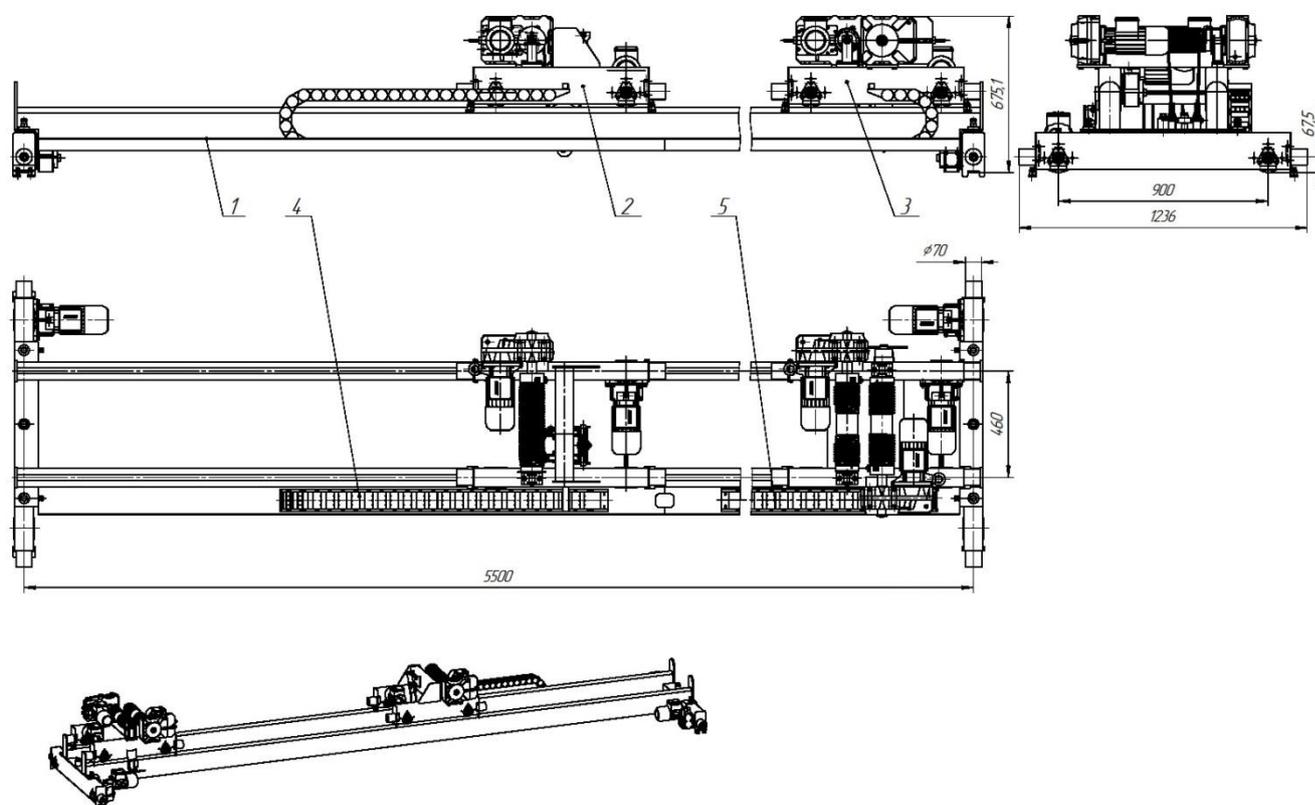


Рисунок 4.6 – Общий вид лабораторной установки

Указанная лабораторная установка имеет в своем составе 2 типа мотор-редукторов типа BF06-74/D06LA4-TF-S/E003B9HA и BF20-64R/D07LA4-TF-S/E003B9HA. Технические характеристики электротехнического оборудования машин представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Характеристики электротехнического оборудования лабораторной установки

Параметр	Единицы измерения	Значения
<b>Мотор-редуктор механизмов подъема</b>		
Тип	BF20-64R/D07LA4-TF-S/E003B9HA	
Количество на кране	шт.	2
Мощность двигателя	кВт	0,3
Номинальное напряжение двигателя	В	400
Номинальный ток двигателя	А	1,3
Номинальная скорость двигателя	об/мин	1350
Коэффициент мощности	-	0,62
Класс изоляции	-	F
Режим работы	-	S3 – 40%
Исполнение редуктора	-	плоский цилиндрический
Передаточное число редуктора	-	87,31
Скорость выходного вала	об/мин	15,5
Дополнительные характеристики	-	<ul style="list-style-type: none"> <li>– пригоден для использования с ПЧ;</li> <li>– однодисковый тормоз с пружинами;</li> <li>– термисторы двигателя</li> </ul>
<b>Мотор-редуктор механизмов передвижения</b>		
Тип	BF06-74/D06LA4-TF-S/E003B9HA	
Количество на кране	шт.	4
Мощность двигателя	кВт	0,18

Продолжение таблицы 4.5

Параметр	Единицы измерения	Значения
Номинальное напряжение двигателя	В	400
Номинальный ток двигателя	А	0,63
Номинальная скорость двигателя	об/мин	1350
Коэффициент мощности	-	0,7
Класс изоляции	-	F
Режим работы	-	S3 – 40%
Исполнение редуктора	-	плоский цилиндрический
Передаточное число редуктора	-	37,69
Скорость выходного вала	об/мин	36
Дополнительные характеристики	-	<ul style="list-style-type: none"> <li>– пригодный для использования с ПЧ;</li> <li>– однодисковый тормоз с пружинами;</li> <li>– термисторы двигателя</li> </ul>

### 4.3. Интеграция в существующую систему управления

Применение усовершенствованной СУЭП мостового крана для демпфирования колебаний подвешенного груза возможно только в системе частотно-регулируемого кранового электропривода с встроенными или дополнительными интерфейсами промышленных сетей. Также реализация проектируемой системы требует наличия программируемого контроллера (ПЛК), который является составной частью систем управления крановыми электроприводами.

Лабораторная установка, описанная выше, включает в себя систему электропривода на базе преобразователей частоты фирмы Schneider Electric

(Франция) серии Altivar71 (таблица 4.6). Каждый преобразователь частоты лабораторной установки имеет по два промышленных интерфейса (CANopen, Ethernet). Программируемый контроллер Modicon M251 (Schneider Electric) служит для управления и защиты лабораторной установки.

Таблица 4.6 – Состав системы электропривода лабораторной установки

Параметр	Единицы измерения	Значения
<b>Механизм подъема</b>		
Тип преобразователя частоты (ПЧ)		Altivar71
Номинальная мощность ПЧ	кВт	0,75
Номинальное напряжение ПЧ	В	380 - 480
Номинальная частота ПЧ	Гц	50
Дополнительные возможности		<ul style="list-style-type: none"> <li>– карта энкодера;</li> <li>– Ethernet порт;</li> <li>– CANopen порт</li> </ul>
<b>Механизм передвижения крана</b>		
Тип преобразователя частоты (ПЧ)		Altivar71
Номинальная мощность ПЧ	кВт	0,75
Номинальное напряжение ПЧ	В	380 - 480
Номинальная частота ПЧ	Гц	50
Дополнительные возможности		<ul style="list-style-type: none"> <li>– карта энкодера;</li> <li>– Ethernet порт;</li> <li>– CANopen порт</li> </ul>
<b>Механизм передвижения тележки</b>		
Тип преобразователя частоты (ПЧ)		Altivar71
Номинальная мощность ПЧ	кВт	0,75
Номинальное напряжение ПЧ	В	380 - 480

Продолжение таблицы 4.6

Параметр	Единицы измерения	Значения
Номинальная частота ПЧ	Гц	50
Дополнительные возможности		<ul style="list-style-type: none"> <li>– карта энкодера;</li> <li>– Ethernet порт;</li> <li>– CANopen порт</li> </ul>

Для организации усовершенствованной СУЭП применяется способ изменения скорости привода передвижения в функции угла отклонения груза путем суммирования или вычитания дополнительной величины задания скорости (рисунок 3.10). Для этого используется управление по промышленной шине CANopen программируемым логическим контроллером Modicon M251 (таблица 4.7).

Таблица 4.7 – Технические характеристики контроллера в системе электропривода установки

Параметр	Единицы измерения	Значения
Тип ПЛК		Modicon M251
Количество модулей расширения		7
Напряжение питания	В	20,4 – 28,8
Размер памяти	Мбайт	8/64
Минимальное время выполнения инструкции	мс	0,3
Интерфейсы		<ul style="list-style-type: none"> <li>- RS232/485</li> <li>- RJ45 разъем для Ethernet</li> <li>- SUB-D 9 разъем для CANopen</li> </ul>

Все представленные выше узлы и устройства объединяются в единую систему, функциональная схема которой представлена на рисунке 4.7.

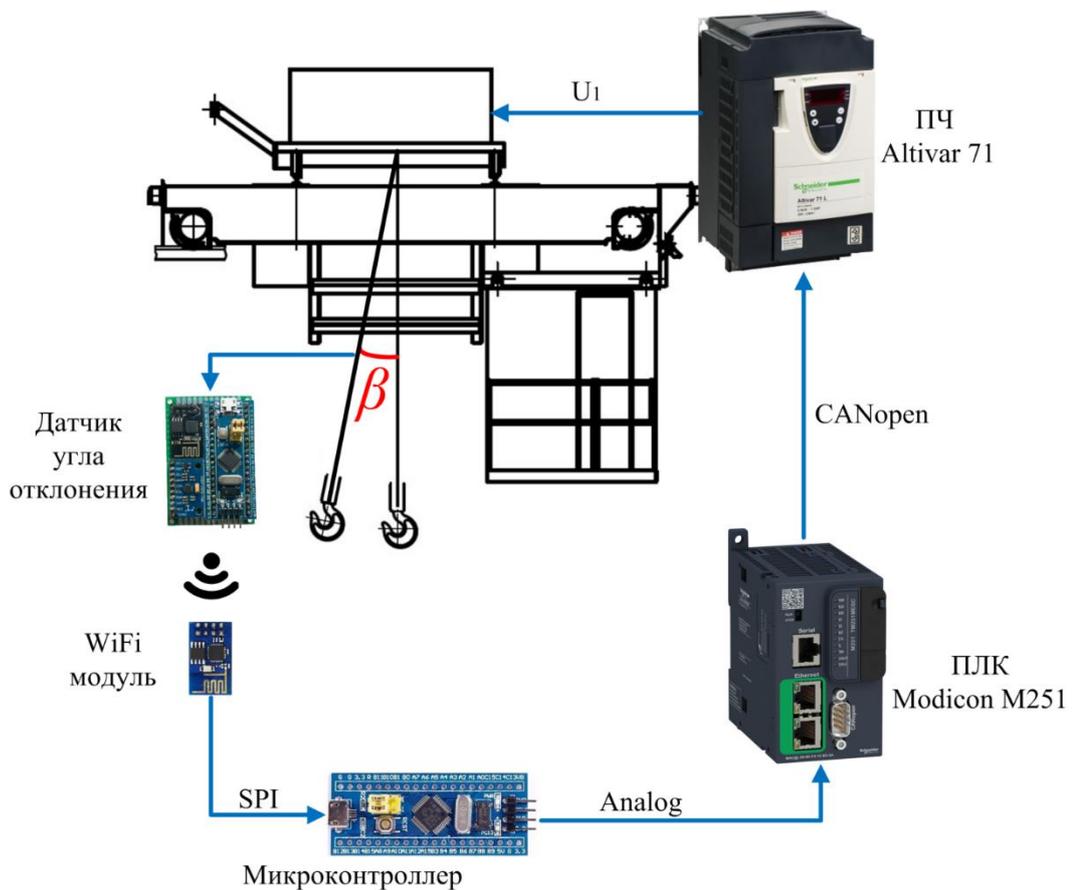


Рисунок 4.7 – Функциональная схема организации связи системы

#### 4.4. Достоверность компьютерной модели мостового крана

Целью опыта, который описывается в данном разделе, является сравнительный анализ экспериментальных и смоделированных процессов. В результате исследований были получены реальные переходные процессы скорости и угла отклонения лабораторной установки, которая имеет подробное описание в главе 4. На данной лабораторной установке применяется реализованный датчик отклонения угла, однако на данном этапе он не участвует в реализации усовершенствованной СУЭП, а служит только для измерения угла отклонения груза в существующей системе электропривода.

Сравнение результатов моделирования и лабораторных исследований производилось путем параметрирования компьютерной модели мостового крана, а именно заданием всех весов механизмов лабораторной установки и скоростей движения и выбором параметров паспортных данных и схемы замещения

электродвигателей механизмов. Опыт производился на механизме передвижения грузовой тележки лабораторной установки.

Результаты моделирования и осциллографирования переходных процессов при работе мостового крана представлены на рисунке 4.8.

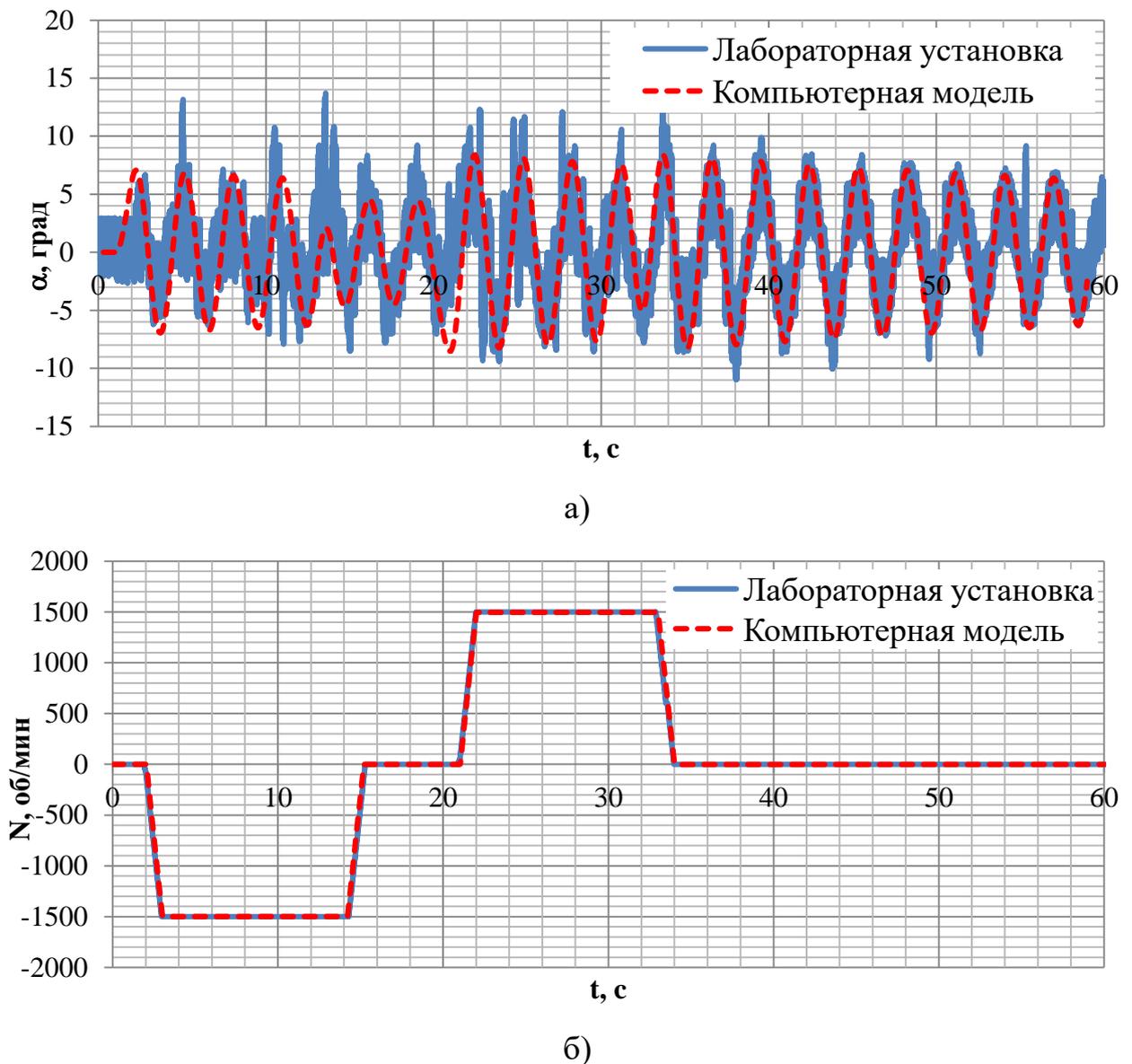


Рисунок 4.8– Сравнение результатов моделирования и лабораторных данных:  
а) угол отклонения груза от вертикальной оси; б) частота вращения двигателя  
механизма передвижения тележки.

Начальными условиями при моделировании принимаются одинаковые величины и темпы задания скорости тележки, т.е. время разгона и торможения, работа на установившейся скорости, время реверса и заданные значения скорости.

Кривые частоты вращения двигателя передвижения грузовой тележки полностью повторили друг друга.

Кривая изменения угла отклонения груза на основе экспериментальных данных имеет некоторый уровень шума, но также имеет явно выраженную гармоническую затухающую составляющую, которая совпадает с кривой, полученной на компьютерной модели. Несовпадения экспериментальных и смоделированных кривых в процессе работы мостового крана обусловлены многими механическими возмущениями, которые не учитываются в компьютерной модели, такие как проскальзывание колес тележки, неровности на подтележечных путях, особенности работы полиспаста и др.

Наиболее правильным будет выполнить анализ достоверности компьютерной модели на участке переходных процессов во время торможения и наложения тормозов, чтобы исключить дополнительные возмущающие воздействия, указанные выше. С этой целью выделен участок из рисунка 4.8, соответствующий работе на установившейся скорости с последующим торможением и отключением двигателя (рисунок 4.9):

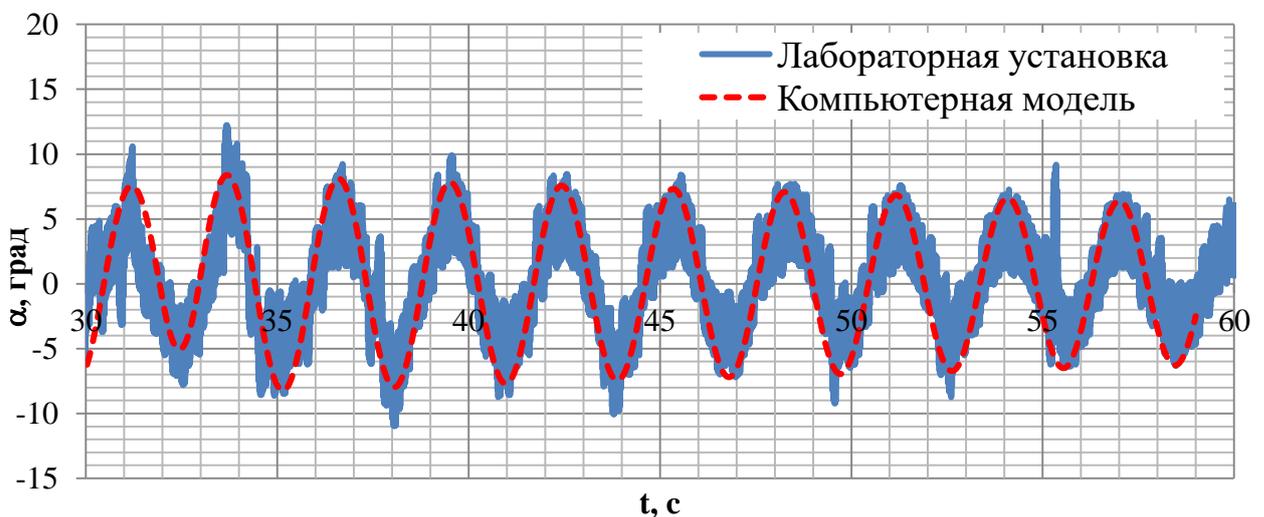


Рисунок 4.9– Сравнение результатов моделирования и лабораторных данных на участке торможения двигателя

На указанном участке осциллограмм компьютерная модель мостового крана имеет максимальное совпадение с экспериментальными данными, т.к. экспериментальная установка обладает минимальным числом внешних, не

учтенных в модели, возмущений. Для данного промежутка времени и участка осциллограммы коэффициент корреляции экспериментальных и смоделированных данных составляет  $R = 82,1\%$ .

#### **4.5. Работа и исследование усовершенствованной СУЭП**

При работе лабораторной установки, как и мостового крана, возникают колебания подвешенного груза. Для сравнения результатов работы установки с существующей и усовершенствованной СУЭП были выполнены тестовые пуски механизма передвижения тележки. В первом случае рассматривалась работа существующей СУЭП. Опыт содержит два этапа работы механизма с интервалами пуска и торможения за время 1 с, разгон осуществляется до синхронной скорости 1500 об/мин (рисунок 4.10). На момент окончания тестового запуска механизма амплитуда колебаний груза составляет 1,6 градуса. Логарифмический декремент затухания колебаний составляет 0,072.

В усовершенствованной СУЭП получены переходные процессы частоты вращения двигателя и угла отклонения груза (рисунок 4.12). Данный опыт осуществляется при заданной скорости вращения двигателя 1500 об/мин. На момент окончания опыта величина угла отклонения груза составляет 0,6 градуса, что в 2,7 раза меньше по сравнению с предыдущим опытом. Логарифмический декремент затухания в данном опыте составляет 0,55. Сравнение результатов опыта представлены в таблице 4.8.

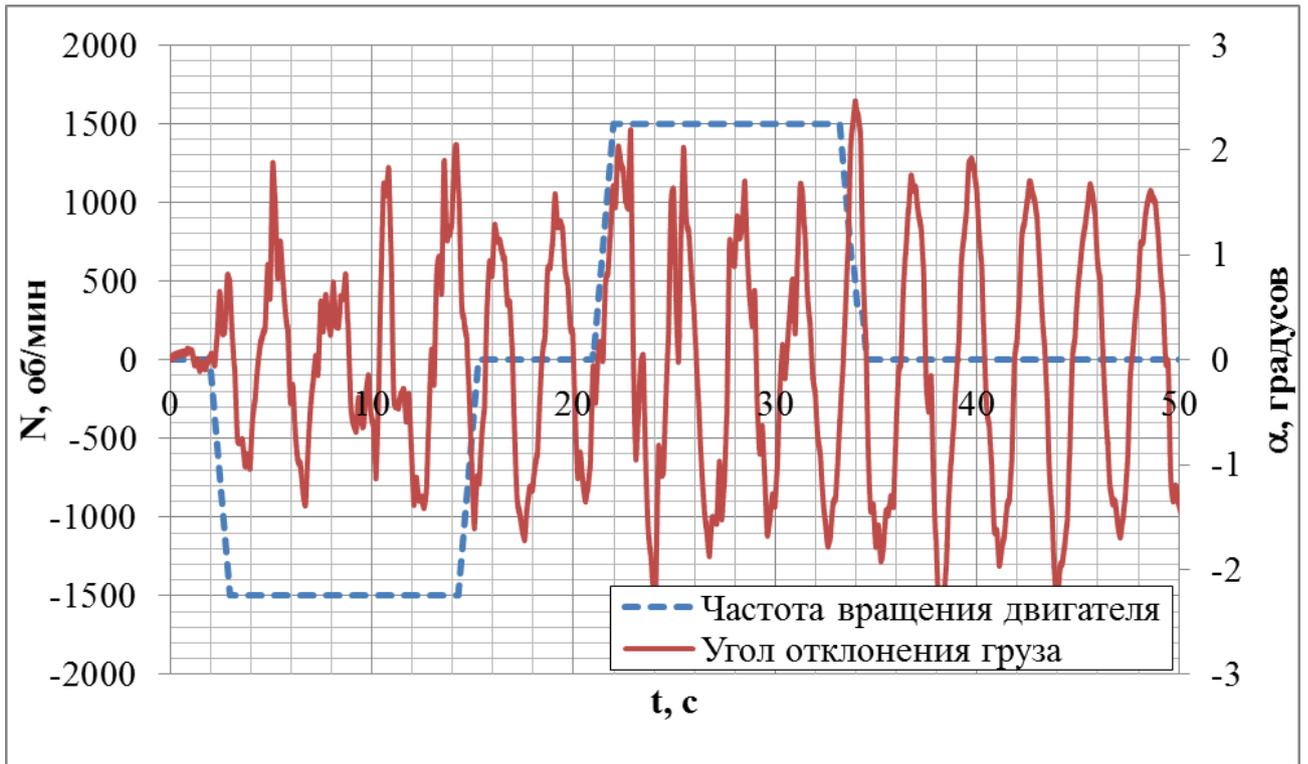


Рисунок 4.10 – Переходные процессы скорости и угла отклонения груза в существующей СУЭП

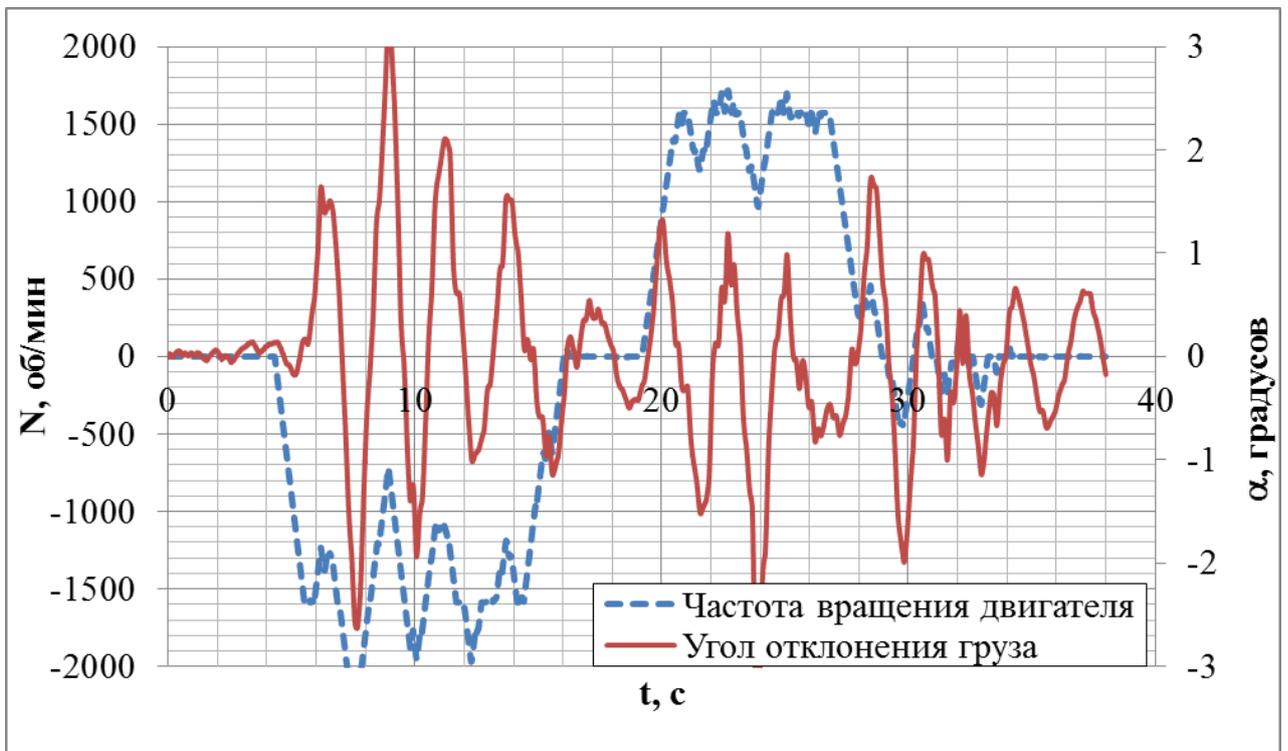


Рисунок 4.11 – Переходные процессы скорости и угла отклонения груза в усовершенствованной СУЭП

Таблица 4.8 – Сравнительные показатели, полученные при выполнении эксперимента

Показатель	Ед. измерения	Величина		Изменение
		АР=ВЫКЛ	АР=ВКЛ	
Амплитуда остаточных колебаний груза через 10 секунд после остановки механизма	градусов	1,6	0,6	-270%
Логарифмический декремент затухания	-	0,072	0,55	+760%

В усовершенствованной СУЭП можно увеличить рабочие скорости механизмов передвижения мостового крана. Это не рекомендуется делать в существующей системе электропривода, т.к. при проектировании крана предусмотрен запас механической мощности для определенной скорости передвижения. На лабораторной установке производится опыт с повышением рабочей скорости в усовершенствованной СУЭП. Данный опыт осуществляется при заданной скорости вращения двигателя 2100 об/мин, что соответствует значению заданной частоты преобразователя 70 Гц (рисунок 4.12). На момент окончания осциллографирования величина угла отклонения груза не превышает 0,6 градусов. Таким образом, учет результатов работы усовершенствованной СУЭП на этапе проектирования и конструирования мостового крана позволяет увеличивать рабочие скорости передвижения механизма.

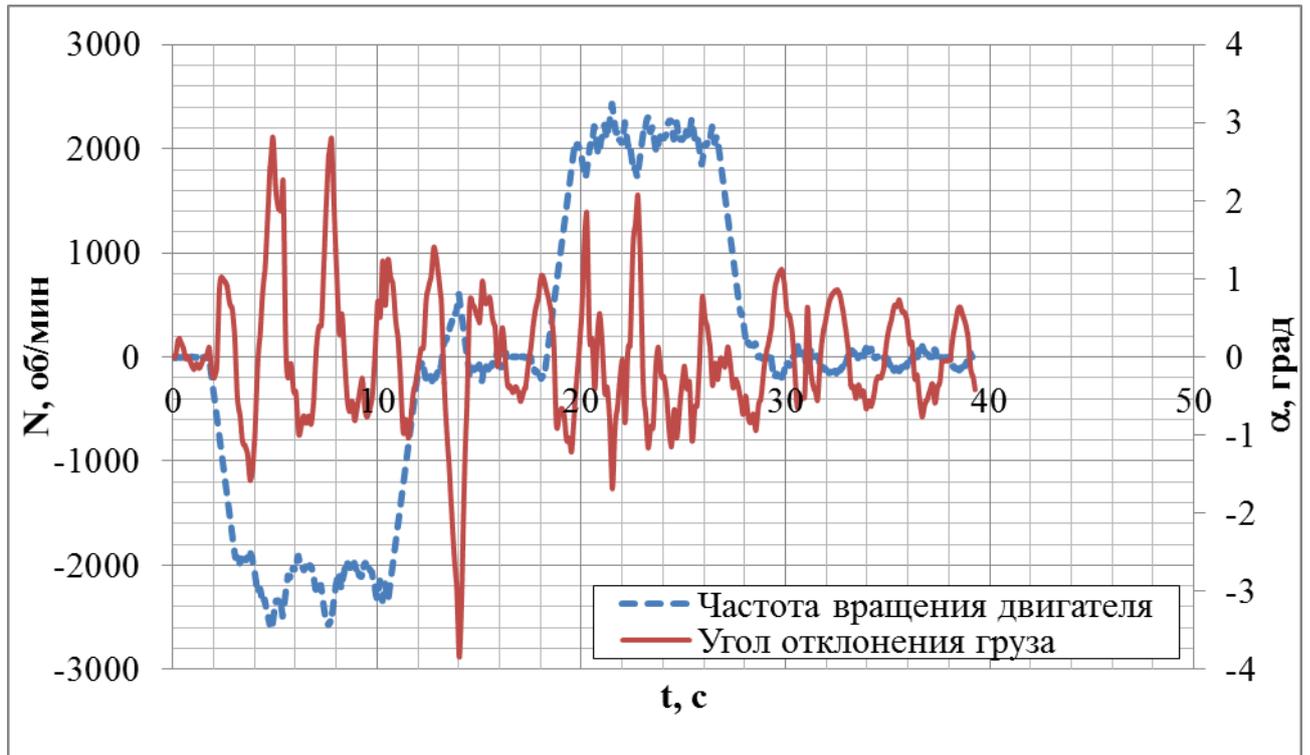


Рисунок 4.12 – Переходные процессы скорости и угла отклонения груза в усовершенствованной СУЭП на повышенной скорости механизма передвижения

Одной из важных задач усовершенствованной СУЭП является обеспечение точного позиционирования груза во время остановки механизма передвижения. Эта процедура должна производиться за минимально возможное время для увеличения производительности работы крана. Для анализа работы усовершенствованной СУЭП для обеспечения указанного выше режима работы проведен сравнительный анализ двух переходных процессов угла отклонения (рисунок 4.13, 4.14). Один процесс происходит в существующей системе электропривода лабораторной установки, другой в усовершенствованной СУЭП.

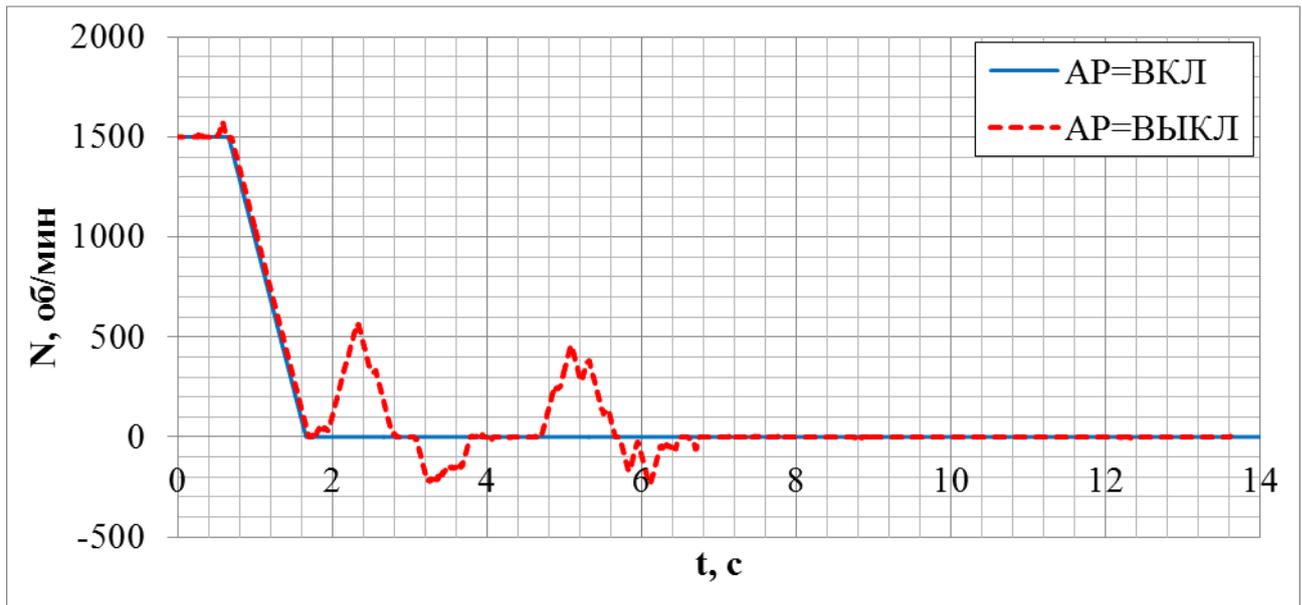


Рисунок 4.13 – Переходные процессы скорости механизма передвижения в процессе торможения в существующей и усовершенствованной СУЭП

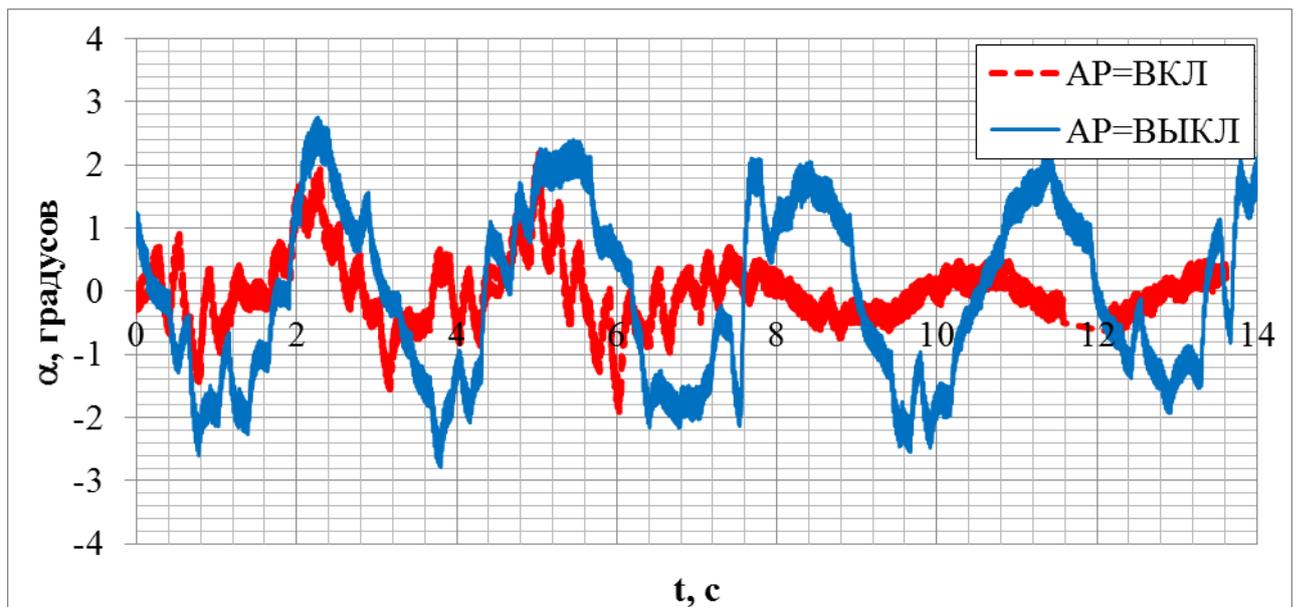


Рисунок 4.14 – Переходные процессы угла отклонения груза в процессе торможения в существующей и усовершенствованной СУЭП

Усовершенствованная СУЭП мостового крана для демпфирования колебаний подвешенного груза действует на скорость механизма передвижения до определённой зоны нечувствительности угла отклонения. Если действующее значение угла отклонения больше выставленного при наладке порога срабатывания, то усовершенствованная СУЭП влияет на привод механизма

передвижения даже при нулевой заданной скорости (рисунок 4.13). При этом достигается большой декремент затухания раскачиваний груза. В момент окончания процесса торможения механизма (при нулевом задании скорости) значение угла отклонения груза для двух рассматриваемых систем примерно одинаковое и составляет 2-3 градуса. Через 10 секунд после окончательной остановки механизма передвижения амплитуда колебаний груза в усовершенствованной СУЭП в 4 раза меньше амплитуды колебаний в существующей системе (0.5 градуса и 2 градуса соответственно). При длине подвеса лабораторной установки 2,5 м абсолютное отклонение груза в проектируемой системе по горизонтальной оси в момент времени 10-12 секунд (рисунок 4.14) составляет 2 см, тогда как в существующей системе это значение составляет 9 см. Это указывает на возможность применения усовершенствованной СУЭП для операций быстрого и точного позиционирования груза.

#### **4.6. Выводы по главе.**

В данной главе описывается разработка и исследование аппаратной части усовершенствованной СУЭП. В основе системы лежит 3-осевой вибрационный MEMS-гироскоп. Измеряемые данные обрабатываются микроконтроллером и передаются посредством беспроводной сети в принимающий модуль, интегрированный в существующую систему электропривода.

С помощью аппаратной части системы получены переходные процессы угла отклонения груза на реальном кране. Параметры данного крана заложены в компьютерную модель мостового крана и рассматривается работа крана с существующей СУЭП. Сравнительный анализ смоделированных и реальных переходных процессов указывает на адекватность работы компьютерной модели.

Усовершенствованная СУЭП позволяет увеличить логарифмический декремент затухания колебаний груза в 7,6 раза для используемого типа крана. Тестовые запуски производились для механизма передвижения грузовой тележки. Демпфирование колебаний груза выполняется также при одновременной работе

механизмов передвижения крана и грузовой тележки. Усовершенствованная СУЭП имеет два канала воздействия по двум осям колебаний груза независимо друг от друга.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения работы получены следующие результаты:

1. Электромеханические системы механизмов передвижения с подвешенным грузом нужно рассматривать как двухмассовые системы с жесткими механизмом и гибким подвесом, т.к. частоты собственных колебаний упругих элементов и подвешенного груза отличаются более чем в 10 раз, что исключает влияние одного вида колебаний на другой.
2. Разработана математическая модель мостового крана с подвешенным грузом с учетом изменения длины подвеса при формировании дополнительных нагрузок на механизмы передвижения тележки и крана со стороны груза.
3. Разработана компьютерная модель мостового крана, которая включает в себя перекрестные связи между механизмами подъема, передвижения тележки и крана и системы электроприводов. Это позволяет исследовать переходные процессы формирования дополнительной статической нагрузки в электромеханической системе электропривода механизмов передвижения с учетом изменения длины подвеса в статических и динамических режимах работы.
4. Разработанная усовершенствованная система управления для демпфирования колебаний груза построена на применении корректирующей обратной связи по углу отклонения груза. Обратная связь имеет структуру пропорционального звена с изменяющимся коэффициентом усиления в зависимости от длины подвеса, которая определяется косвенным способом на основании данных от датчика угла отклонения груза.
5. Главным звеном аппаратно-программного комплекса для реализации обратной связи по углу отклонения груза является 3-осевой вибрационный MEMS-гироскоп с независимым электропитанием. Обработка сигналов осуществляется микроконтроллером, который посредством беспроводной

связи Wi-Fi передает результаты измерения гироскопа в усовершенствованную систему электропривода крана для коррекции скорости в функции угла отклонения груза.

6. Промышленные испытания доказали работоспособность усовершенствованной СУЭП. Логарифмический декремент затухания колебаний системы подвеса груза при работе усовершенствованной СУЭП превышает аналогичный показатель существующей системы в 7,6 раза.

7. Результаты работы внедрены и применяются в ООО «Производственное объединение Привод-Автоматика», г. Магнитогорск.

8. Усовершенствованная СУЭП механизма передвижения для демпфирования колебаний подвешенного груза может применяться не только на мостовых кранах, но и на других подъемно-транспортных механизмах, повышая производительность каждой единицы технологического процесса за счет возможностей точного позиционирования груза и уменьшения времени успокоения раскачиваний груза. Другим перспективным направлением развития данной темы и предложенного способа является разработка подъемно-транспортных механизмов с увеличенными скоростями передвижения груза.

### Список литературы

1. Абрамович, И. И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник / И. И. Абрамович, В. Н. Березин, А. Г. Яуре. — М.: Машиностроение, 1989. — 360 с: ил.
2. Александров, М.П. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
3. Александров, М.П. Справочник по кранам. В 2-х томах / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин. - М.: Машиностроение, 1988. - 536 с.
4. Алексеев, Ю.В. Крановое электрооборудование: Справочник /Ю.В. Алексеев, А.П. Богословский, Е.М. Певзнер и др.; Под ред. А.А. Рабиновича. – М.: Энергия, 1979. – 240 с., ил.
5. Ануфриев, И. Е. MATLAB 7 / И.Е. Ануфриев, А.Б. Смирнов, Е.Н. Смиронова. - СПб.: БХВ-Петербург, 2005. - 1104 с.: ил.
6. Анучин, А.С. Системы управления электроприводов. Учебник для вузов / А.С. Анучин. - М.: Издательский дом МЭИ, 2015. -373. с.
7. Балашов, В. П. Боковые силы в кранах мостового типа в периоды пуска и торможения / В.П. Балашов // Тр. ВНИИПТмаша. 1970. - Вып. 5 (100). - С. 45-59.
8. Балашов, В.П. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов: Учебник для техникумов / В.П. Балашов. — М.: Машиностроение, 1987. — 384 с.
9. Балашов, В.П. Исследование динамических характеристик металлоконструкций мостовых кранов / В.П. Балашов // Тр. ВНИИПТмаша. 1969. - Вып. 7 (94). Исследование крановых металлоконструкций. - С. 91-127.
10. Балашов, В. П. Нагрузки кранов мостового типа при раздельном приводе механизма передвижения / В.П. Балашов // Тр. ВНИИПТмаша. 1970. - Вып. 1 (96). Надежность подъемно-транспортных машин. - С. 96-103.

11. Белов, М.П. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов. Учебник для высших учебных заведений / М.П. Белов, А.Д. Новиков, Л.Н. Рассудов. — 3-е изд. — М.: Академия, 2007. — 576 с.
12. Бортяков, Д.Е. Специальные грузоподъемные машины. Лебедки: Учеб. пособие / Д.Е. Бортяков, А.Н. Орлов. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2005. 64 с.
13. Брускин, Д.Э. Электрические машины: Учебник для вузов / Д.Э. Брускин, А.Е. Зорохович, В.С. Хвостов. - М.: Высшая школа, 1987.
14. Буйвис, Е.Д. Совершенствование адаптивной системы управления электроприводами механизмов передвижения подъемно-транспортных машин: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.09.03 / Буйвис Евгений Дмитриевич. - Воронеж, 2001. – 206 с.
15. Вайнсон А.А. Крановые грузозахватные устройства / А.А. Вайнсон, А.Ф. Андреев. - «Машиностроение». 1982.
16. Вешеневский, С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешеневский. - М.: Энергия, 1977,-431 с.
17. Виноградов, А.Б. Векторное управление электроприводами переменного тока. ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина» / А.Б. Виноградов. - Иваново: ИГЭУ, 2008. - 98 с.
18. Вольдек, А.И. Электрические машины. Машины переменного тока: Учебник для вузов / А.И. Вольдек, В.В. Попов. – СПб.: Питер, 2010. – 350 с.: ил.
19. Воронов, Е.В. Разработка программно-аппаратного комплекса машинного зрения для определения положения крановых механизмов / Е.В. Воронов, С.С. Енин, Е.Я. Омельченко // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: тезисы докладов 77-й международной НТК. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2019. Т.1.С. 260.
20. Воронов, А.А. Теория автоматического управления / Под ред. А.А. Воронова. Ч I, II. – Высшая школа, 1986. – 362, 382 с.
21. Герасимьяк, Р. П. Тиристорный электропривод для кранов / Р.П. Герасимьяк. - М.: Энергия, 1978. — 111 с.

22. Герасимьяк, Р. П. Электроприводы крановых механизмов. Системы электропривода и методы расчета / Р. П. Герасимьяк, В. А. Параил. - М.: Энергия, 1970. - 134 с.
23. Герман-Галкин, С.Г. Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0. текст / С.Г. Герман-Галкин. - СПб.: КОРОНА принт, 2001. - 320 с.
24. Горемыкин, Е.В. Электрооборудование промышленности: В 3-х частях. Ч. 2. Промышленный электропривод: Учебное пособие / Е.В. Горемыкин. – Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2005. – 288с.
25. ГОСТ 1575-81 Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров. - М.: Издательство стандартов, 1987.
26. ГОСТ 25546-82 Краны грузоподъемные. Режимы работы. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2002.
27. ГОСТ 25835-83 Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы. - М.: Стандартиформ, 2010.
28. ГОСТ 6627-74 Крюки однорогие. Заготовки. Типы. Конструкция и размеры. - М.: Издательство стандартов, 1993.
29. ГОСТ 6711-81 Краны мостовые электрические общего назначения грузоподъемностью от 80 до 500 т. Основные параметры и размеры. – М.: Издательство стандартов, 1985.
30. Додонов, Б.П. Грузоподъемные и транспортные устройства / Б.П. Додонов, В.А. Лифанов. – Москва: «Машиностроение», 1990.
31. Дорф, Р., Бишоп Р. Современные системы управления. Пер. с англ. Б. И. Копылова / Р. Дорф, Р. Бишоп. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2002. – 832 с.
32. Дьяконов, В.П. MATLAB анализ, идентификация и моделирование систем. Специальный справочник текст. / В.П. Дьяконов, В.А. Круглов // СПб.: Питер, 2002. 448 с.

- 33.Егоров, В.П. Цифровое моделирование систем электропривода / В.П. Егоров, О.В. Корженевский-Яковлев. - Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1986.- 168 с.
- 34.Енин, С.С. Компьютерная модель механизмов мостового крана / С.С. Енин, Е.Я. Омельченко, А.В. Белый // Свидетельство о гос. рег. программы для ЭВМ РФ № 2019612016; правообладатель ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»; ОБ ПБТ 2019. №2-2019
- 35.Енин, С.С. Описание движения механизмов мостового крана уравнениями Лагранжа II рода / С.С. Енин, Е.Я. Омельченко, А.В. Белый, Н.В. Фомин // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им Г.И. Носова. Т.15. - №3. - 2017.
- 36.Енин, С.С. Система компенсации раскачивания груза мостового крана / С.С. Енин // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: тезисы докладов 76-й международной НТК. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2018. Т.1.С. 338.
- 37.Ерофеев, А.А. Теория автоматического управления: Учебник для вузов / А.А. Ерофеев. - СПб.: Политехника, 2008. - 302 с.
- 38.Иванов-Смоленский, А.В. Электрические машины ; учебник для вузов, В двух томах. Том 1 / А.В. Иванов-Смоленский — 3-е изд., стереот. — М.: Издательский дом МЭИ, 2006. — 652 с: ил.
- 39.Ким, Д.П. Теория автоматического управления. Т. 1. Линейные системы. 2-е изд., испр.и доп. / Д.П. Ким. - М.: Физматлит, 2010. - 312 с.
- 40.Коврыжкин, А.А. Система управления мостовым краном, построенная с учетом систем демпфирования колебаний груза и ограничения перекоса моста // диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.09.03 / Коврыжкин Андрей Александрович. - Воронеж, 2011. – 180 с.
- 41.Коновалов, Б.И. Теория автоматического управления: Учебное пособие. 4-е изд., стер / Б.И. Коновалов, Ю.М. Лебедев. - СПб.: Лань, 2016. - 224 с.

42. Козярук, А.Е. Современные частотно-регулируемые электроприводы. Часть 1 / А.Е. Козярук, В.В. Рудаков. - СПб: Санкт-Петербургская Электротехническая Компания. 2005. - 88 с.
43. Копылов, И.П. Математическое моделирование электрических машин / И.П. Копылов. - М.: Высшая школа, 1987. - 248 с.
44. Копылов, И.П. Справочник по электрическим машинам: В двух томах. Том 1 / Под общей редакцией И. П. Копылова и Б. К. Клокова. – Москва: Энергоатомиздат, 1988.
45. Копылов, И.П. Справочник по электрическим машинам: В двух томах. Том 2 / Под общей редакцией И. П. Копылова и Б. К. Клокова. – Москва: Энергоатомиздат, 1989.
46. Копылов, И.П. Электрические машины: Учеб. для вузов / И.П. Копылов. – 2-е изд., перераб. – М.: Высш. шк.; Логос; 2000. – 607 с.
47. Костенко, М.П., Пиотровский Л.М. Электрические машины. В 2-х ч. Ч. 2. – Машины переменного тока. Учебник для студентов высш. техн. учеб. заведений / М.П. Костенко, Л.М. Пиотровский. - изд. 3-е, перераб. Л.: «Энергия», 1973.
48. Кравчик, А. Э. Выбор и применение асинхронных двигателей / А. Э. Кравчик, Э. К. Стребильцкий, М. М. Шлаф. – М.: Энергоатомиздат. 1987. – 96 с
49. Лимонов, Л.Г. Автоматизированный электропривод промышленных механизмов / Л.Г. Лимонов. - Харьков: Изд-во "ФОРТ", 2009. - 272 с.
50. Лобов, Н.А. Динамика грузоподъемных машин текст / Н.А. Лобов. - М.: Машиностроение, 1987. 160 с.
51. Лобов, Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути текст / Н.А. Лобов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана 2003. - 230 с.
52. Масандилов, Л.Б. Электропривод подъемных кранов / Л.Б. Масандилов. – М.: Изд-во МЭИ, 1998. – 100 с.
53. Масандилов, Л. Б. Регулирование частоты вращения асинхронных двигателей / Л.Б. Масандилов, В.В. Москаленко. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергия, 1978. - 96 с.

54. Мещеряков, В.Н. Динамика электромеханических систем подъёмно-транспортных механизмов с асинхронным электроприводом. Монография текст / В.Н. Мещеряков. - Липецк. ЛГТУ, 2002. - 120 с.
55. Омельченко, Е.Я. Динамическая математическая модель системы «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» с векторным регулированием координат / Е.Я. Омельченко, С.С. Енин, В.О. Танич, А.Б. Лымарь // Свидетельство о гос. рег. программы для ЭВМ РФ № 2015614458; правообладатель ФГБОУ ВПО «МГТУ»; ОБ ПБТ 2015. №5(103)
56. Омельченко, Е.Я. Механические характеристики крановых электроприводов с несимметричными сопротивлениями в цепи ротора / Е.Я. Омельченко, Р.Р. Сулейманов, С.С. Енин, А.А. Полетавкин // Труды VIII Международной (XIX Всероссийской) конференции по автоматизированному электроприводу АЭП 2014, г. Саранск, 2014. Т.1С.488-491.
57. Омельченко, Е.Я. Характеристики крановых электроприводов с несимметричными сопротивлениями в цепи ротора / Е.Я. Омельченко, Р.Р. Сулейманов, С.С. Енин, А.А. Полетавкин // Электрооборудование: эксплуатация и ремонт. 2014. №4. С. 19-25. (рецензируемое издание № 2189).
58. Омельченко, Е.Я. Энергоэффективные испытательные стенды для электродвигателей / Е.Я. Омельченко, А.В. Белый, С.С. Енин, Н.В. Фомин // Электротехнические комплексы и системы Издательство: Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова (Магнитогорск). 2018. №3(40), С. 12-19. (Перечень ВАК по состоянию на 30.11.2018 г. № 2271)
59. Певзнер, Е.М. Современные тенденции и перспективы развития кранового электропривода переменного тока / Е.М. Певзнер, Е.В. Попов // Сборник трудов двенадцатой научно-технической конференции «Электроприводы переменного тока» ЭПТ-01, 2001.
60. Певзнер, Е.М. Эксплуатация крановых тиристорных электроприводов / Е.М. Певзнер, А.Г. Яуре. - М.: Энергоатомиздат, 1991.
61. Подчукаев, В.А. Теория автоматического управления (аналитические методы) / В.А. Подчукаев. - М.: Физматлит, 2005. - 392 с.

62. Проектирование электроприводов крановых механизмов. Техническая коллекция Schneider Electric. Выпуск №12. 2009.
63. Пупков, К.А. Методы классической и современной теории автоматического управления: Учебник в 5-и т.; 2-е изд., перераб. и доп. Т.1: Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления / Под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егупова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 656 с., ил.
64. Рапутов, Б.М. Электрооборудование кранов металлургических предприятий / Б.М. Рапутов. - М.: Металлургия, 1990. 272 с.
65. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ: В 2-х томах. Т.1. – Издание 4-е, переработанное и дополненное (ротапринтное). М. 1993. 187 с., ил.
66. Сандлер, А.С. Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями / А.С. Сандлер, Р.С. Сарбатов. - М.: Энергия, 1974.
67. Сериков, С.А. Оптимальная адаптивная система управления электроприводами подвесных конвейеров: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.09.03 / Сериков Сергей Александрович. - Липецк, 2004. – 236 с.
68. Красовский, А.А. Справочник по теории автоматического управления / Под ред. А.А. Красовского. – М.: Наука, 1987. – 712 с.
69. Соколовский, Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием / Г.Г. Соколовский - М.: Академия, 2006. - с.
70. Сыромятников И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных двигателей / И.А. Соколовский. - М.-Л., Госэнергоиздат, 1963. 582 с. с черт. и ил.
71. Терехов, А.М. Устройство для успокоения раскачивания груза на портовых порталных кранах: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.22.19 / Терехов Андрей Михайлович. - Москва, 2003. – 155 с.

72. Терехов, В.М. Системы управления электроприводов. Учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.М. Терехов, О.И. Осипов; под ред. В.М. Терехова. 2-е изд. — М.: Издательский центр «Академия», 2006. — 304 с.
73. Усынин, Ю.С. Системы управления электроприводов: учеб. пособие / Ю.С. Усынин. - 2-е изд., испр. и доп. - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. 328 с.
74. Филлипс, Ч. Системы управления с обратной связью / Ч. Филлипс, Р. Харбор. - М.: Лаб. базовых знаний, 2001.
75. Черных, И.В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink / И.В. Черных. - 1-е изд. – 2007. - 288 стр.
76. Чичкарев, Е.А. Компьютерная математика с Maxima: Руководство для школьников и студентов / Е. А. Чичкарев. — М.: ALT Linux, 2009. — 233 с. : ил.
77. Шрейнер, Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты / Р.Т. Шрейнер. - Екатеринбург: УРО РАН, 2000 г. - 654 стр.
78. Яуре А.Г., Певзнер Е.М. Крановый электропривод: Справочник. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 344 с.: ил.
79. ABB drives, Crane control and safety with the ACS880 industrial drives [Электронный ресурс]. Режим доступа: [https://library.e.abb.com/public/9f4ec89f17334805938b6851896a5119/Crane\\_control\\_and\\_safety\\_with\\_the\\_ACS880\\_industrial\\_drives.pdf](https://library.e.abb.com/public/9f4ec89f17334805938b6851896a5119/Crane_control_and_safety_with_the_ACS880_industrial_drives.pdf), 2015 (accessed 01.12.16).
80. Abdel-Rahman, E.M. Dynamics and control of cranes: a review / E.M. Abdel-Rahman, A.H. Nayfeh, Z.N. Masoud // J Vib Control 9(7), 2003. - 863–908
81. Backstrand, J.E. (1992). The Application of Adjustable Frequency Drives to Electric Overhead Cranes, Industry Applications Society Annual Meeting / J.E. Backstrand // Conf. Rec. 1992 IEEE 4-9 Oct. 1992, vol.2, pp.1986 – 1991.
82. Bhatia, A. Overview of Electric Overhead Traveling (Eot) Cranes / A. Bhatia. Createspace Independent Pub, Sep 27, 2014 - Technology & Engineering - 202 p.
83. Bose, B.K. Power electronics and AC drives / B.K. Bose // Englewood Cliffs, NJ, Prentice-Hall, 1986. - 416 p.

84. Broer, H.W. Handbook of Dynamical Systems / H.W. Broer/ - Vol. 3 - North-Holland, 2010.
85. Camotion Thinking Machines, Motion control for industry [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.camotion.com/SOLUTIONS/CRANECONTROL/EXPERTOPERATOR/tabid/507/Default.aspx>, 2016 (accessed 01.12.16)
86. Dorf, C.R. Modern control systems / C.R. Dorf, R.H. Bishop. - 1998.
87. Enin, S.S. Crane Anti-Sway Control System Algorithm / S.S. Enin, E. Y. Omelchenko and I. Maksimov. // 2019 IEEE Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice (PEAMI), Magnitogorsk, Russia, 2019, pp. 54-58.
88. Enin, S.S. Crane Anti-Sway Control System with Sway Angle Feedback / S.S. Enin; E.Y. Omelchenko; A.V. Belyi // 2018 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), Moscow, Russia, 2018, pp. 1-5.
89. Enin, S.S. Overhead Crane Computer Model / S.S. Enin, E.Y. Omelchenko, A.V. Belyi, N.V. Fomin // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2018, Vol. 327, Is. 022028
90. Higham, D. J. MATLAB guide / D.J. Higham, N.J. Higham – Siam, 2016. – Т. 150.
91. Hubert, C.I. Electric machines / C.I. Hubert. - Prentice Hall, 1990.
92. Kim, Y. S. Anti-sway control of container cranes: inclinometer, observer, and state feedback / Y.S. Kim, K.S. Hong, S.K. Sul // International Journal of Control, Automation, and Systems, 2004. – pp. 435-449.
93. Konecranes, Dynapilot sway control system [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.konecranes.com/resources/video-library/dynapilot-sway-control-system>, 2016 (accessed 01.12.16).
94. Kothari, D.P. Electric machines / D.P. Kothari, I.J. Nagrath. - Tata McGraw-Hill Education, 2004.
95. Kulwiec, R. Cranes for overhead handling / R. Kulwiec // Plant Engineering, 29 (1983), pp. 34-46

96. Liyana, R. Control strategies for crane systems: A comprehensive review / R. Liyana, Z. Mohamed, M.A. Auwalu, H.I. Jaafar, I. M. Lazim // *Mechanical Systems and Signal Processing*. Volume 95, 2017. P. 1-23.
97. Magnetek Material Handling, Crane anti sway control system [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.magnetekmh.com/Material>, 2016 (accessed 01.12.16).
98. Moore H. MATLAB for Engineers / H. Moore. – Pearson, 2017.
99. Nasar, S.A. Handbook of electric machines / S.A. Nasar. - New York: Mcgraw-hill, 1987.
100. Par Systems, Anti sway crane controls [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.par.com/technologies/crane-controls/anti-sway/>, 2016 (accessed 01.12.16).
101. Qian, D. Crane Mathematic Model. Hierarchical Sliding Mode Control for Under-actuated Cranes / D. Qian, Y. Jianqiang // Springer, Berlin, Heidelberg, 2016. - 51-66.
102. RISI Technology Channels, Konecranes introduces new sway control system for overhead lifting equipment [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://technology.risiinfo.com/logistics/north-america/konecranes-introduces-new-sway-control-system-overhead-lifting-equipment>, 2010 (accessed 01.12.16).
103. Sarma, M.S. Electric machines: Steady-state theory and dynamic performance / M.S. Sarma. - St. Paul: West, 1994.
104. Siemens, SIMOCRANE sway control [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://w3.siemens.com/mcms/mc-solutions/en/mechanical-engineering/crane-solutions/simocrane/advanced-technology/sway-control-systems/pages/sway-control-systems.aspx>, 2016 (accessed 01.12.16).
105. Smart Crane, AntiswayComplete [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.smartcrane.com/SmartCrane/AntiswayComplete.html>, 2015 (accessed 01.12.16).

106. Verschoof, I.J. Cranes - design, practice, and maintenance / I.J. Verschoof. - Professional Engineering Publishing Limited London and Bury St Edmunds, UK. 349 p.
107. Zhengyan, Z. Dynamics model and dynamic simulation of overhead crane load swing systems based on the ADAMS / Z. Zhengyan, C. Dingfang, F. Min // 2008 9th International Conference on Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design, 2008. – p. 484 – 487.
108. Weaver W.M. Crane Handbook / W.M. Weaver. - Whitting Corporation, Harvey, Illinois (1979)

**Приложение 1 - Программный код в среде wxMaxima для решения  
дифференциальных уравнений движения механизмов мостового  
крана относительно обобщенных координат**

```
// объявление переменных (обобщенных координат)
depends(z_1,t);
depends(x_t,t);
depends(y_b,t);
depends(alpha,t);
depends(beta,t);

// выражение переменных, используемых в коде, через обобщенные координаты
x_2:x_t-z_1*sin(alpha);
z_2:z_1*cos(alpha);
y_2:y_b-z_1*sin(beta);
z_3:z_1*cos(beta);

// кинетическая энергия каждого механизма
Tz:m_1/2*(diff(z_1,t))^2;
Txt:(m_2)/2*(diff(x_t,t))^2;
Tyb:(m_2+m_3)/2*(diff(y_b,t))^2;
Tx:m_1/2*((diff(x_2,t))^2+(diff(z_2,t))^2);
Ty:m_1/2*((diff(y_2,t))^2+(diff(z_3,t))^2);

// полная кинетическая энергия системы
T:Tz+Txt+Tyb+Tx+Ty;

// выражение обобщенных сил
Q1:-F_1+m_1*g-f_1*signature(diff(z_1,t));
Q2:F_2-f_ox*signature(diff(x_t,t))-m_1*g*sin(alpha);
Q3:F_3-f_oy*signature(diff(y_b,t))-m_1*g*sin(beta);
Q4:-m_1*g*sin(alpha)-b_x*diff(x_2,t);
Q5:-m_1*g*sin(beta)-b_y*diff(y_2,t);
```

## Приложение 1 - Продолжение

// выражение производных кинетической энергии по обобщенным координатам

L1:diff(diff(T,diff(z\_1,t)),t)-diff(T,z\_1);

L2:diff(diff(T,diff(x\_t,t)),t)-diff(T,x\_t);

L3:diff(diff(T,diff(y\_b,t)),t)-diff(T,y\_b);

L4:diff(diff(T,diff(alpha,t)),t)-diff(T,alpha);

L5:diff(diff(T,diff(beta,t)),t)-diff(T,beta);

// запись уравнений Лагранжа

Eq1:L1=Q1;

Eq2:L2=Q2;

Eq3:L3=Q3;

Eq4:L4=Q4;

Eq5:L5=Q5;

// решение и выражение уравнений относительно обобщенных координат

Answer1:trigsimp(solve([(Eq1)], [diff(diff(z\_1,t),t)]));

Answer2:trigsimp(solve([(Eq2)], [diff(diff(x\_t,t),t)]));

Answer3:trigsimp(solve([(Eq3)], [diff(diff(y\_b,t),t)]));

Answer4:trigsimp(solve([(Eq4)], [diff(diff(alpha,t),t)]));

Answer5:trigsimp(solve([(Eq5)], [diff(diff(beta,t),t)]));

## Приложение 2 – Акт внедрения

ООО «Производственное объединение Привод-АВТОМАТИКА»  
Россия, г.Магнитогорск, 455030, ул. Ангарская, 39, (3519) 55-01-95

### Производственное объединение Привод-АВТОМАТИКА

- Системы управления
- Инжиниринг
- Поставка оборудования

Россия  
455030  
г.Магнитогорск  
Ангарская, 39  
  
(3519) 55-01-95  
e-mail : voronin.privod74@bk.ru



Официальный MachineStruxure OEM партнер Schneider Electric



**УТВЕРЖДАЮ:**

Директор ООО «ПО Привод-АВТОМАТИКА»

Е.В. Воронин

« 24 » 2019 г.



### АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Енина С.С.,  
представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы старшего преподавателя кафедры автоматизированного электропривода и мехатроники ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» Енина Сергея Сергеевича используются при разработке систем управления электроприводами мостовых кранов, выполняемых ООО «ПО Привод-АВТОМАТИКА».

По результатам испытаний разработанного аппаратно-программного комплекса системы устранения раскачивания груза приняты к использованию следующие результаты диссертационной работы:

- расчет нагрузок на основе разработанной в диссертационной работе математической модели мостового крана используется при проектировании для выбора пускорегулирующей и защитной электроаппаратуры;
- компьютерная модель мостового крана используется при настройке системы управления электроприводами мостового крана, имеет широкие возможности визуализации результатов вычислений, сокращая время пусконаладочных работ;
- система устранения раскачивания груза мостового крана на основе прямого измерения угла отклонения имеет перспективы развития, обладает преимуществами перед аналогичными системами и будет использоваться в технических решениях ООО «ПО Привод-АВТОМАТИКА» после ряда доработок соискателя совместно со специалистами компании.

Технический директор

\_\_\_\_\_ / Р.Р. Сулейманов/