

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Кибернетики

Направление подготовки 15.04.05 Конструкторско-технологическое  
обеспечение машиностроительных производств

Кафедра Технологии машиностроения и промышленной робототехники

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Разработка алгоритмов реализации и исследование точности воспроизведения законов динамического нагружения узлов трения вращательного и возвратно-вращательного действия на автоматизированном триботехническом комплексе</b>

УДК 621.891-5:531.38:531.2-021.46

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ51	Федоров Владислав Викторович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Буханченко С.Е	к.т.н.		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Спицын В.В.	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Пустовойтова М.И.	к.х.н.		

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Зав. кафедрой	Вильнин А.Д.			

Томск – 2017 г.

## Запланированные результаты обучения по программе

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
P1	Применять <i>глубокие</i> естественно-научные, математические и инженерные знания для создания <i>нового</i> технологического оборудования и его эксплуатации.	Требования ФГОС ВО (ПК-19, 20) <sup>1</sup> , Критерий 5 АИОР (п. 1.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P2	Применять <i>глубокие знания</i> в области современных методов проектирования и технологий машиностроительного производства для решения <i>междисциплинарных</i> инженерных задач	Требования ФГОС ВО (ПК-1, ОК-8), Критерий 5 АИОР (пп. 1.1, 1.2), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P3	Ставить и решать <i>инновационные задачи инженерного анализа</i> , связанные с созданием технологических машин и их эксплуатацией, с использованием производственных испытаний, системного анализа, моделирования объектов и процессов машиностроения	Требования ФГОС ВО (ПК-16, ОК-2, 3), Критерий 5 АИОР (пп. 1.2), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P4	<i>Разрабатывать и проектировать</i> новое оборудование и технологические машины и использовать <i>новое</i> оборудование, и инструменты для производства изделий, конкурентоспособных на <i>мировом</i> рынке машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ПК-5, 23, 26), Критерий 5 АИОР (п. 1.3), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P5	Проводить теоретические и экспериментальные <i>исследования</i> при создании современных высокоэффективных машин, технологий производства изделий, материалов, nano технологий.	Требования ФГОС ВО (ПК-21, 24, ОК-4, 6), Критерий 5 АИОР (п. 1.4), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P6	Внедрять, <i>эксплуатировать</i> и обслуживать современные высокотехнологичные линии автоматизированного производства, обеспечивать их <i>высокую эффективность</i> , соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на машиностроительном производстве, выполнять требования по защите окружающей среды	Требования ФГОС ВО (ПК-1, 2, 4, 14, 15, 25), Критерий 5 АИОР (п. 1.5), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

<i>Универсальные компетенции</i>		
P7	Использовать <i>глубокие знания по проектному менеджменту</i> для ведения <i>инновационной инженерной деятельности</i> с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС ВО (ПК-3, 8, 9, 10, 11, 12, 13), Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P8	<i>Активно</i> владеть <i>иностранным языком</i> на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты инновационной инженерной деятельности	Требования ФГОС ВО (ПК-7, ОК-9), Критерий 5 АИОР (п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P9	Эффективно работать индивидуально, в качестве <i>члена и руководителя группы</i> , состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность <i>следовать корпоративной культуре</i> организации	Требования ФГОС ВО (ПК-6, 17, 18, ОК-10), Критерий 5 АИОР (пп. 1.6, 2.3.), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P10	Демонстрировать <i>глубокие знания социальных, этических и культурных аспектов</i> инновационной инженерной деятельности, компетентность в вопросах <i>устойчивого развития</i>	Требования ФГОС ВО (ПК-22, ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп. 2.4, 2.5), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P11	<i>Самостоятельно учиться</i> и непрерывно <i>повышать квалификацию</i> в течение всего периода профессиональной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОК-1, 5), Критерий 5 АИОР (2.6), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»



Институт *Кибернетики*  
Направление подготовки *15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»*  
Кафедра *«Автоматизация и роботизация в машиностроении»*

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой

\_\_\_\_\_ С.Е. Буханченко

### ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ51	Федоров Владислав Викторович

Тема работы:

*Разработка алгоритмов реализации и исследование точности воспроизведения законов динамического нагружения узлов трения вращательного и возвратно-вращательного действия на автоматизированном триботехническом комплексе*

Утверждена приказом директора

699/с от 04.02.2016

Срок сдачи студентом выполненной работы:

10.06.2017

### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<b>Исходные данные к работе</b>	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Прототип - автоматизированный триботехнический комплекс.</li><li>2. Нагружение трибосопряжения: динамическое силовое и скоростное.</li><li>3. Типы силового нагружения трибосопряжений: поступательный электромеханический или электромагнитный.</li><li>4. Режим работы системы нагружения трибосопряжения – статический и циклический переменный (знакопеременный) по произвольному закону во времени.</li></ol>
---------------------------------	---

	<ol style="list-style-type: none"> <li>5. Типы скоростного нагружения трибосопряжений: вращательный и возвратно-вращательный (качательный) от сервопривода.</li> <li>6. Режим работы привода вращения контртела – статический, циклический переменный и знакопеременный по произвольному закону во времени.</li> <li>7. Усилие нормального нагружения – 0...2000 Н;</li> <li>8. Частота вращения контртела – <math>\pm 3000</math> об/мин.</li> <li>9. Крутящий момент – 0...1,3 Нм.</li> </ol>
<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b></p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Аналитический обзор законов нагружения трибосопряжений современных технических систем.</li> <li>2. Разработка технического задания на выполнение научно-исследовательской работы.</li> <li>3. Построение математической модели систем скоростного и силового нагружения трибосопряжения комплекса и ее исследование.</li> <li>4. Разработка программного обеспечения для симуляции законов скоростного и силового нагружения трибосопряжения комплекса.</li> <li>5. Проектирование и изготовление систем скоростного и силового нагружения комплекса.</li> <li>6. Исследование точности воспроизведения законов динамического скоростного и силового нагружения при вращательном и возвратно-вращательном действии.</li> <li>7. Разработка алгоритма и методики реализации режимов скоростного и силового нагружения трибосопряжения на автоматизированном триботехническом комплексе.</li> <li>8. Испытание трибосопряжения при различных режимах нагружения на автоматизированном триботехническом комплексе.</li> <li>9. Сравнительный анализ теоретических и практических результатов испытаний.</li> </ol>
<p><b>Перечень графического материала</b></p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Аналитический обзор скоростного и силового нагружений трибосопряжений современных технических систем.</li> <li>2. Принципиальная схема и внешний вид автоматизированного триботехнического комплекса.</li> <li>3. Сборочный чертеж рабочей камеры с системами скоростного и силового нагружения трибосопряжения.</li> <li>4. Математическая модель систем скоростного и силового нагружения трибосопряжения автоматизированного триботехнического комплекса.</li> <li>5. Внешний вид и логическая структура программного обеспечения для симуляции законов скоростного и силового нагружения трибосопряжения комплекса.</li> </ol>

	6. Графические зависимости исследования точности воспроизведения законов динамического скоростного и силового нагружения при вращательном и возвратно-вращательном действии. 7. Алгоритм и методика реализации режимов скоростного и силового нагружения трибосопряжения на автоматизированном триботехническом комплексе. 8. Сравнительный анализ теоретических и практических результатов испытаний. 9. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение. 10. Социальная ответственность.
--	--

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Спицын В.В., доцент кафедры менеджмента
Социальная ответственность	Пустовойтова Марина Игоревна, к.х.н

**Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:**

Математическое моделирование узла динамического нагружения

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	13.10.2015
---	------------

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Зав. кафедрой	Буханченко С.Е.	к.т.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ51	Федоров Владислав Викторович		

## **Реферат**

Выпускная квалификационная работа содержит 165 с., 67 рисунков, 30 таблиц, 29 источников, 5 приложений

*Ключевые слова:* .

Объектом исследования является система динамического (скоростного и силового) нагружения

Предметом исследования является кинематика и динамика системы динамического нагружения.

*Цель работы* – повышение достоверности триботехнических испытаний конструкционных материалов и смазочных сред, проводимых на триботехнических устройствах испытания, посредством обеспечения требуемого закона нагружения исполнительного органа при его определенном угловом положении в механизме при вращательном или возвратно-вращательном движениях при наличии внешнего силового динамического нагружения.

## **Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки**

ШВП – шарико-винтовая передача.

КПД – коэффициент полезного действия.

ТНВД – топливный насос высокого давления.

НМТ – нижняя мертвая точка.

ВНМТ – верхняя мертвая точка.

ДВС – двигатель внутреннего сгорания.

НИР – научно-исследовательская работа.

ЭД – электродвигатель.

SWOT анализ – S- сильные стороны, W – слабые стороны, O - возможности, T- угрозы.

НИР – научно-исследовательская работа.

## Оглавление

Запланированные результаты обучения по программе .....	2
ЗАДАНИЕ.....	4
Реферат .....	7
Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки .....	8
Оглавление.....	9
Введение.....	11
Объект и методы исследования .....	13
I. Обзор литературы .....	14
II. Расчеты и аналитика .....	23
1. Конструкторская часть .....	23
1.1. Узел скоростного динамического нагружения.....	23
1.2. Узел силового динамического нагружения .....	29
2. Математическое моделирование узла динамического нагружения .....	43
2.1. Моделирование узла скоростного нагружения .....	44
2.2. Математическое моделирование узла силового нагружения.....	52
2.3. Методика проведения теоретических исследований математической модели .....	62
2.4. Теоретические исследования математической модели .....	63
3. Выводы:.....	70
III. Экспериментальная апробация результатов.....	71
1. Стенд динамического нагружения .....	71
2. Программное обеспечение .....	72
3. Определение параметров системы .....	75
4. Методика проведения эксперимента.....	80
5. Эксперимент .....	80
6. Выводы.....	91
IV. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение .....	92
1. Анализ рынка.....	94
2. Анализ конкурентов.....	94
3. Целевая аудитория .....	95
4. Факторы, оказывающие влияние на проект.....	98
5. Ключевые факторы успеха проекта.....	99
6. Анализ рисков.....	99
7. SWOT – анализ .....	101

8.	Разработка графика проведения научного исследования.....	105
9.	Расчет материальных затрат.....	111
10.	Определение ресурсоэффективности.....	122
V.	Социальная ответственность.....	126
	Введение.....	128
1.	Профессиональная социальная ответственность.....	128
1.1.	Анализ факторов производственного процесса, которые может создать объект исследования.....	128
1.2.	Анализ факторов производственного процесса, которые могут возникнуть в лаборатории при проведении исследований.....	133
2.	Экологическая безопасность.....	137
2.1.	Влияние смазывающих жидкостей на атмосферу.....	137
2.2.	Влияние смазывающих жидкостей на гидросферу.....	137
2.3.	Влияние частиц абразивного износа на литосферу.....	138
3.	Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	138
3.1.	Профилактические мероприятия.....	139
3.2.	Требования пожарной безопасности к путям эвакуации.....	140
3.3.	Последовательность действий при возникновении пожара.....	141
4.	Правовые нормы трудового законодательства.....	143
	Заключение.....	146
	Список публикаций.....	148
	Список использованных источников.....	149
	Приложения.....	152
	Приложение А.....	152
	Приложение А.....	163
	Приложение Б.....	164
	Приложение В.....	165

## **Введение**

Сегодня в процессе эксплуатации узлы современных технических систем большинства машин и механизмов подвержены сложному динамическому нагружению (скоростному, силовому, температурному, вибрационному и т.п.), что приводит к их высокой нагруженности, существенному снижению долговечности и работоспособности [1].

Согласно статистике, 85–90% технических систем выходят из строя по причине износа, который обусловлен возникновением трения между относительно движущимися частями. Как правило, расходы на восстановление изношенных узлов составляют 30%-40% от стоимости новой технической системы.

Примерами таких узлов могут послужить: поршневая система двигателя внутреннего сгорания (ДВС), поршневая система аксиально поршневых насосов, коробки скоростей, редукторы, гребные винты судоходного транспорта, уплотнения подвижных частей, элементы тормозной системы: фередо, тормозной диск.

Решение данной проблемы сводится к созданию современных средств испытания конструкционных материалов и смазочных сред, например, триботехнических, способных с максимальным подобием воспроизводить условия функционирования реальных технических систем.

Сегодня машиностроение сталкивается с проблемой, связанной с ограниченностью существования универсальных систем динамического нагружения, позволяющих воспроизводить режимы работы реальных технических систем.

К сожалению, современные триботехнические устройства испытания далеки от создания реальных условий функционирования технических систем, в силу наличия в их конструкции различных элементов, приводящих к искажению законов скоростного и силового нагружения [2].

Следовательно, для повышения достоверности триботехнических испытаний конструкционных материалов и смазочных сред, проводимых на триботехнических устройствах испытания, необходимо обеспечить требуемый закон

нагружения исполнительного органа при его определенном угловом положении в механизме при вращательном или возвратно-вращательном движениях при наличии внешнего силового динамического нагружения.

## **Объект и методы исследования**

**Объект:** система динамического (скоростного и силового) нагружения узлов трения технических систем машин и механизмов.

**Предмет:** кинематика и динамика системы динамического нагружения узлов трения технических систем машин и механизмов.

**Цель:** Повышение достоверности триботехнических испытаний конструкционных материалов и смазочных сред, проводимых на триботехнических устройствах испытания, посредством обеспечения требуемого закона нагружения исполнительного органа при его определенном угловом положении в механизме при вращательном или возвратно-вращательном движениях при наличии внешнего силового динамического нагружения.

## I. Обзор литературы

В узлах трения реальных технических систем можно выделить два режима (скоростного и силового) нагружения: статический и динамический (рисунок 1).



Рисунок 1. Режимы нагружения

К статическому режиму нагружения можно отнести те законы, при которых нагрузка действует достаточно продолжительное время, а скорость изменения нагрузки значительно меньше скорости распространения деформации.

Статические режимы нагружения можно классифицировать: равнозначный, восходящий и нисходящий законы (рисунок 2).



Рисунок 2. Статические законы нагружения

Для постоянного закона характерно постоянство закона нагружения. В данном типе нагружения нагрузка (скоростная или силовая) во времени по ве-

личине не изменяется. Данный тип нагружения можно встретить в парах трения следующих механизмов: схваты промышленных роботов и гидравлических ножниц и т.д.

Для восходящего (нисходящего) закона нагружения характерно возрастание (убывание) нагрузки от нуля до максимума (от максимума до нуля). Закон изменения нагрузки носит линейный характер и его можно описать линейным уравнением прямой

$$y = kx + b$$

Практическая реализация данных законов нагружения встречается в узлах разгонных и тормозных систем, которые работают по принципу требушета. Применяется в тормозной системе автомобиля ABS, данный закон позволяет предотвратить блокировку и проскальзывания колес автомобиля по дорожному полотну при резком торможении.

Динамический режим нагружения – это режим, при котором входные и выходные величины изменяются во времени, переход системы из одного стабильного состояния в другое.

Данный режим нагружения можно классифицировать на две группы: пульсационный и знакопеременный режимы (рисунок 3).



Рисунок 3. Динамические законы нагружения

Пульсационный режим нагружения – закон при котором амплитуда нагрузки изменяется от начального значения до любого положительного (отрицательного) значения и обратно.

Можно выделить следующие формы сигналов: прямоугольный, пилообразный, гармонический, произвольный (рисунок 4).

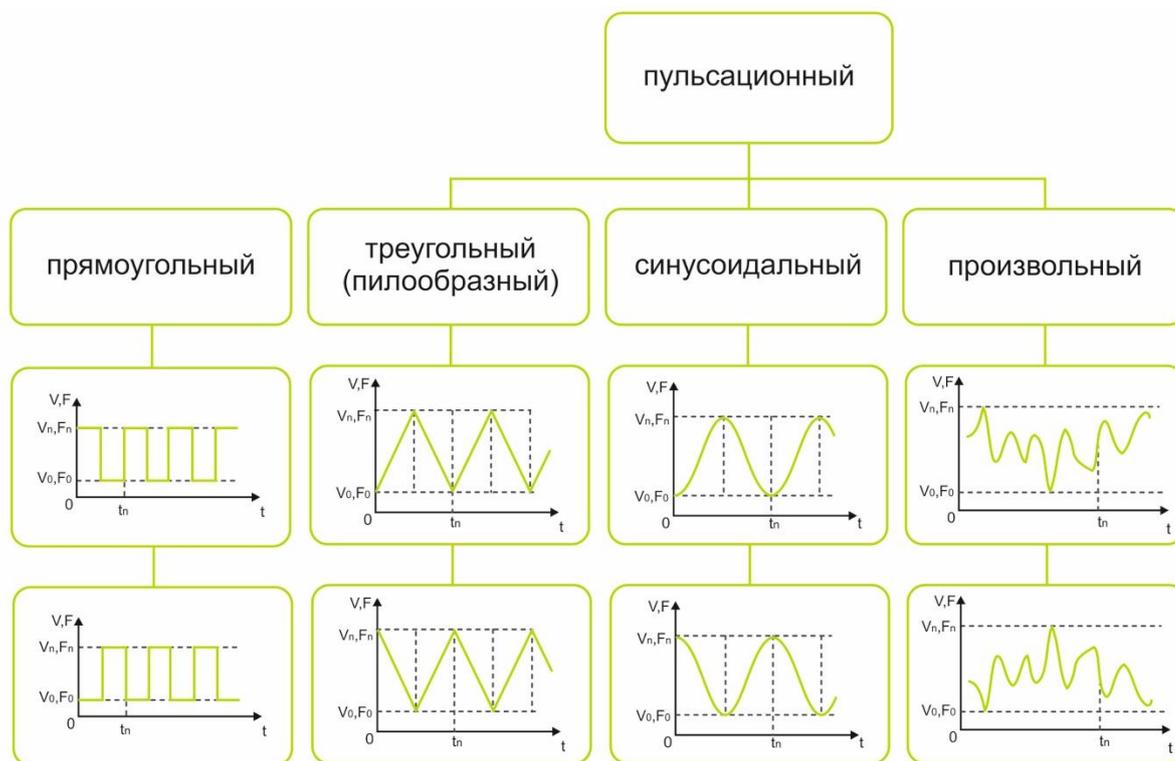


Рисунок 4. Формы сигнала пульсационного закона

Для прямоугольного закона нагружения характерно следующее: изменение амплитуды нагрузки (скоростной или силовой) носит ступенчатый характер с определенной длиной сигнала во времени. Практическая реализация данного закона нагружения находит в узлах трения релейных механизмов.

Для треугольного закона нагружения характерно следующее: данный закон является комбинацией из восходящего и нисходящего законов нагружения. Изменение амплитуды нагрузки носит линейный характер. Практическая реализация данного закона нагружения находит в узлах трения различных кулачковых механизмах.

Гармонический закон нагружения – закон изменения нагрузки по закону синуса или косинуса.

Практическая реализация данного закона нагружения находит в узлах трения различных кулачковых механизмах, в зубчатом зацеплении редукторов и коробок скоростей, в кривошипах шатунных механизмах и т.д.

## Знакопеременный режим:

Знакопеременный режим:— для данного закона характерно знакопеременное изменение амплитуды (скоростной или силовой) нагрузки, закон нагружения находится в положительной и отрицательной плоскости. Формы сигналов знакопеременного закона нагружения приведен на рисунке 5.

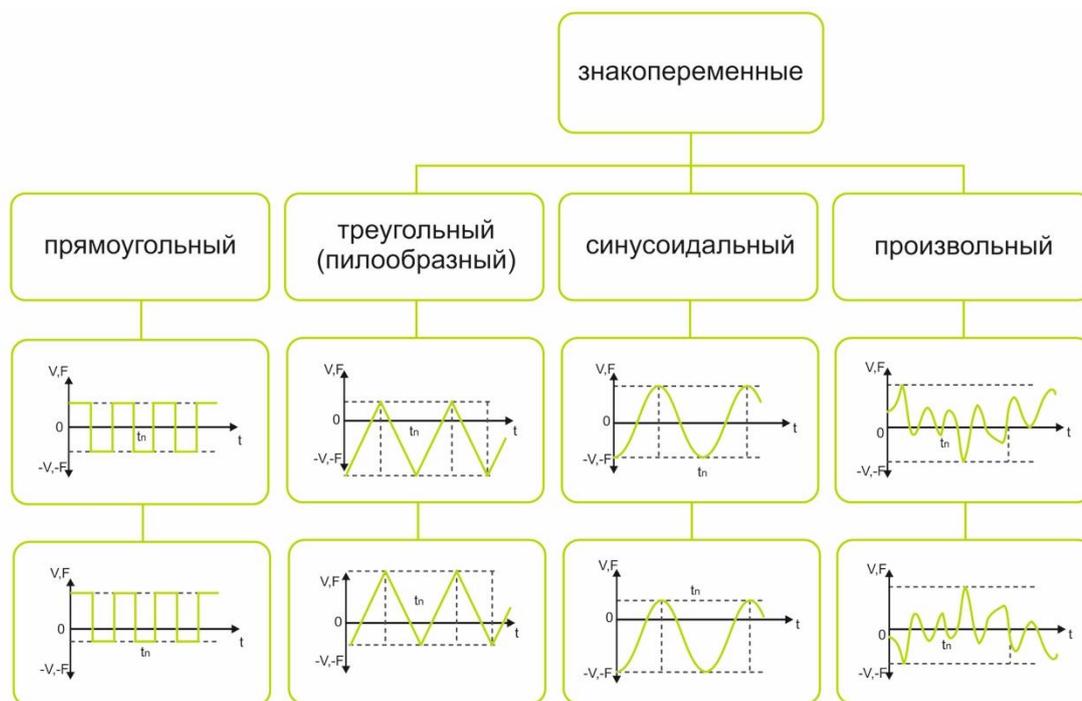


Рисунок 5. Формы сигнала знакопеременного нагружения

В силу того, что современные узлы машин подвержены сложному динамическому нагружению, в механизмах сложно выделить вышеперечисленные законы нагружения, это обусловлено конструктивными особенностями и режимами управления. Чаще всего встречаются комбинации выше перечисленных законов, которые формируют блочный режим нагружения.

Наиболее нагруженные пары трения встречаются в узлах дизельного двигателя внутреннего сгорания. К таким узлам, например, можно отнести: топливную, газораспределительную и поршневую системы.

Рассмотрим конструкцию рядного топливного насоса высокого давления (рис.6). На газораспределительном валу закреплен кулачек 7, при повороте вала кулачек перемещает плунжер 4. Для возвратного поступательного движения

плунжера установлена пружина 5. Ролик на плунжере позволяет снизить силу трения, заменив трение скольжение на трение качение.

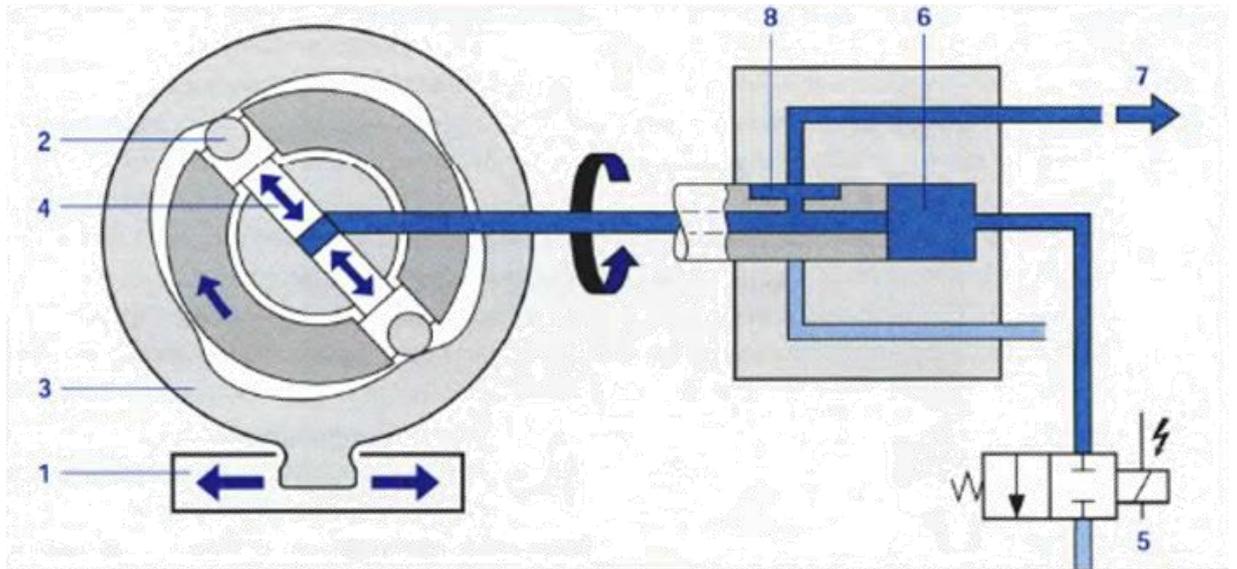


Рисунок 6. Принцип работы рядного ТНВД

1 Регулировка момента впрыскивания сдвигом кулачковой шайбы 2. Ролик 3. Кулачковая шайба 4. Радиальный плунжер 5. Электромагнитный клапан высокого давления 6. Камера высокого давления 7. Подача топлива к форсунке 8. Распределительный паз

Закон работы кулачкового механизма ТНВД дизельного двигателя приведен на рисунке 7.

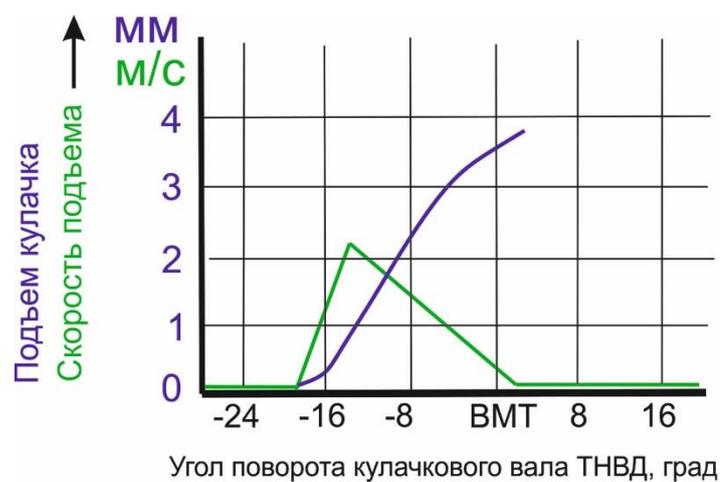


Рисунок 7. Закон кулачкового механизма ТНВД

Закон изменения амплитуды скорости протекает по форме треугольника, с более яркой выраженной разгонной характеристикой, необходимой для создания необходимого давления в камере сгорания.

На рисунке 8 приведен закон перемещения плунжера ТНВД с системой предварительного впрыска топлива в цилиндр.

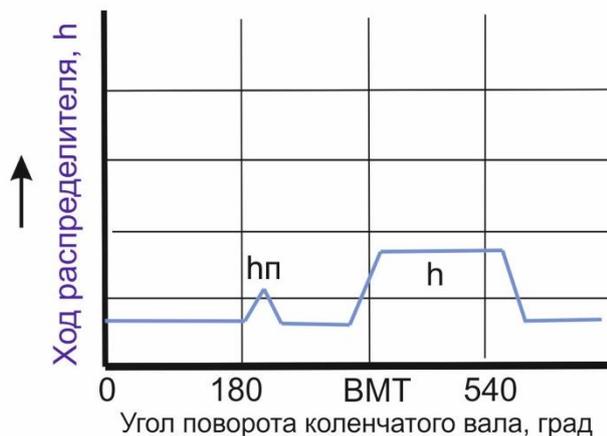


Рисунок 8. Закон перемещения плунжера ТНВД

Система предварительного впрыска топлива обуславливает наличие блочного закона нагружения кулачкового механизма.

Аналогичным образом устроена газораспределительная система бензинового ДВС (рисунок 9). Вращательное движение кулачка преобразуется в линейное возвратно-поступательное движение клапана посредством коромысла и пружины сжатия.



Рисунок 9. Газораспределительная система ДВС

В поршневой системе дизельного и бензинового ДВС самыми нагруженными узлами являются вкладыши коленчатого вала (рисунок 10). Вкладыши являются подшипниками скольжения, на которых установлен шатун.

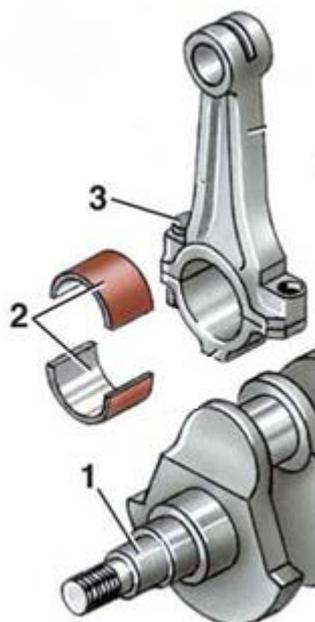


Рисунок 10. Поршневая система ДВС

1 – коленчатый вал, 2 – подшипник скольжения (вкладыши), 3 – шатун.

Рассмотрим принцип работы поршневой системы ДВС на примере кинематической схемы (рисунок 11).

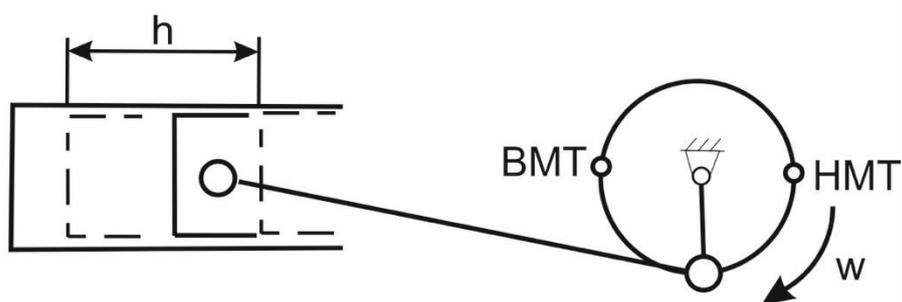


Рисунок 11. Кинематическая схема поршневой системы ДВС

1 – поршень, 2 – коленчатый вал, 3 – шатун, 4 – цилиндр

Вращение коленчатого вала 2 преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня 1 через шатун 3. Рабочий ход поршня определяется двумя мертвыми точками.

На диаграмме 12 приведена зависимость изменения скорости перемещения поршня от давления в цилиндре.

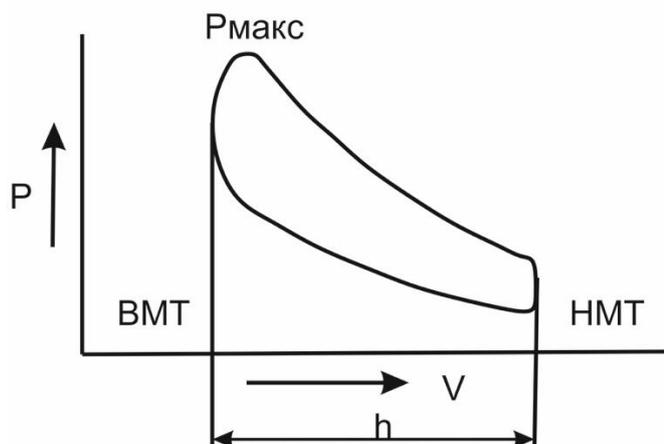


Рисунок 12. Диаграмма работы ДВС:

ВМТ – верхняя мертвая точка, НМТ – нижняя мертвая точка,  $\alpha$  – момент зажигания.

Зависимость изменения давления от угла поворота коленчатого вала приведена на рисунке 13.

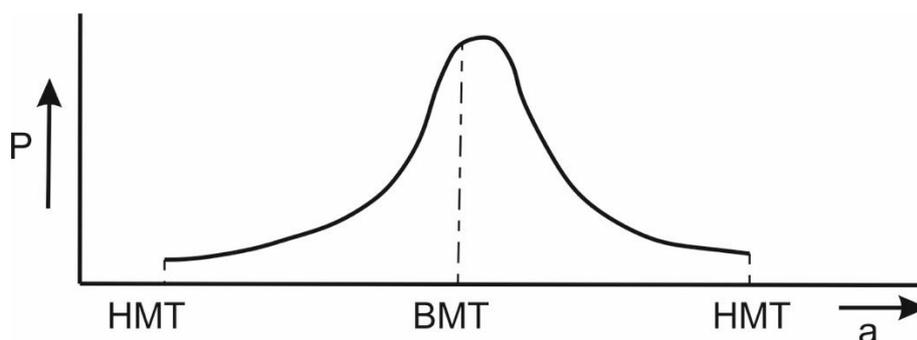


Рисунок 13. Диаграмма давления поршневой системы ДВС:

ВМТ – верхняя мертвая точка, НМТ – нижняя мертвая точка,  $\alpha$  – момент зажигания.

Согласно рабочему циклу ДВС видно, что в верхней мертвой точке действует самое большое давление на поршень (детонация топлива). В следствие чего в данный момент на поршень действует наибольшая осевая сила, которая передается на шатун, установленный на подшипниках скольжения. Эпюра распределения напряжений в подшипнике скольжения приведена на рисунке 14.

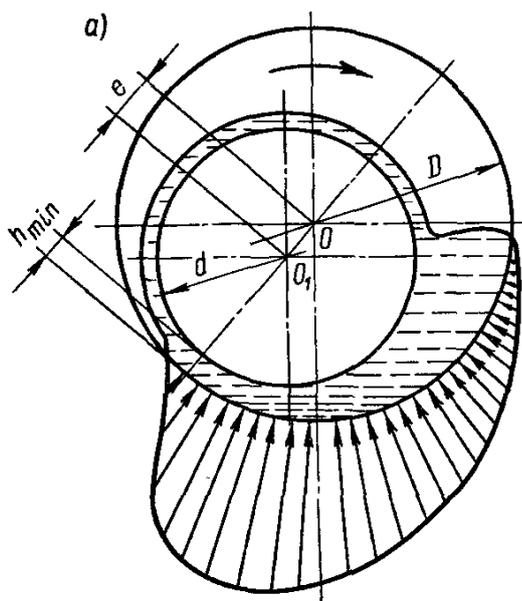


Рисунок 14. Эпюра напряжений в подшипнике скольжения

Согласно рабочему циклу ДВС момент трения в подшипнике скольжения изменяется согласно ниже приведенному закону (рисунок 15).

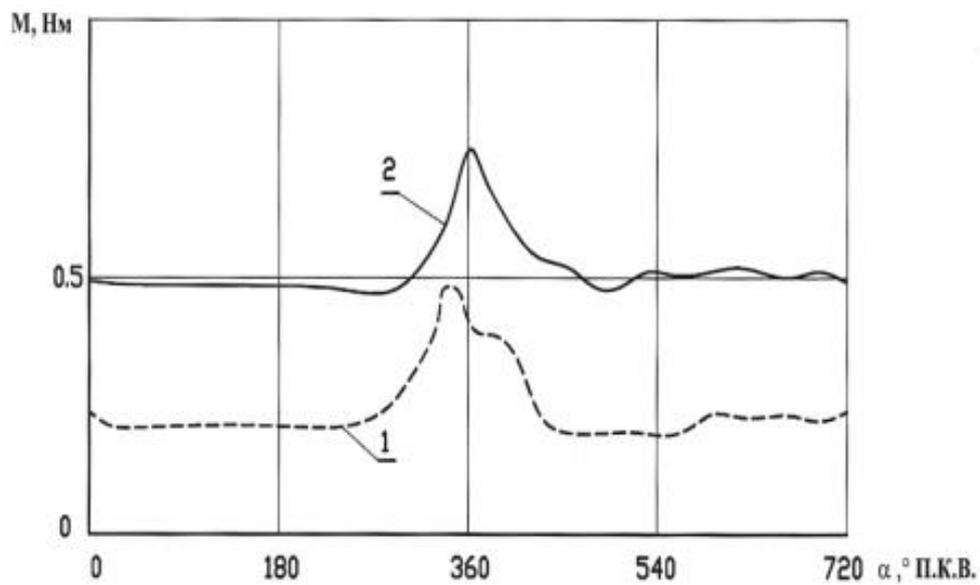


Рисунок 15. Диаграмма момента трения в подшипнике скольжения.

## II. Расчеты и аналитика

### 1. Конструкторская часть

#### 1.1. Узел скоростного динамического нагружения

##### *Кинематический расчет*

Расчетная схема привода главного движения приведена на рисунке 16.

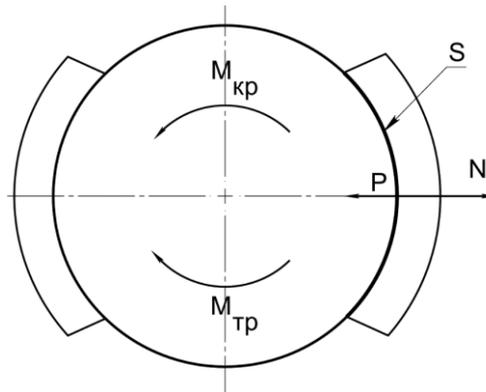


Рисунок 16. Расчетная схема привода главного движения

Известно что:

$$N = P \cdot S; \quad (2.1)$$

где  $N$  – нормальная сила, Н;

$P$  – давление на рабочее тело,  $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ ;

$S$  – площадь соприкосновения колодки с рабочим телом,  $\text{см}^2$ .

$$F_{\text{тр}} = N \cdot \mu; \quad (2.2)$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сила трения, Н;

$N$  – нормальная сила, Н;

$\mu$  – коэффициент трения.

$$M_{\text{кр}} = F_{\text{тр}} \cdot R; \quad (2.3)$$

где  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент, Н · м;

$F_{\text{тр}}$  – сила трения, Н;

$R$  – радиус рабочего тела, м.

$$v = \frac{D \cdot n \cdot \pi}{1000}; \quad (2.4)$$

где  $v$  – линейная скорость,  $\frac{м}{с}$ ;

$D$  – диаметр рабочего тела, м;

$\pi$  – число  $\pi = 3,14$ .

Исходные данные для расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные

Параметр	Величина	Значение		Единицы измерения
		min	max	
Коэффициент трения	$\mu$	0,05		–
Диаметр контртела	$D$	30	50	мм
Площадь колодки	$S$	0,5	1	см <sup>2</sup>
Давление на колодках	$P$	30	60	МПа

Используя формулы (2.1), (2.2), (2.3), определим крутящий момент на электродвигателе.

Согласно (2.1) определим нормальную силу  $N$ :

$$N = P \cdot S;$$

$$N_1 = P_{min} \cdot S_{min} = 30 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 10^{-4} = 1500 \text{ Н};$$

$$N_2 = P_{min} \cdot S_{max} = 30 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-4} = 3000 \text{ Н};$$

$$N_3 = P_{max} \cdot S_{min} = 60 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 10^{-4} = 3000 \text{ Н};$$

$$N_4 = P_{max} \cdot S_{max} = 60 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-4} = 6000 \text{ Н};$$

Согласно (2.2) определим силу трения:

$$F_{тр} = N \cdot \mu;$$

$$F_{тр1} = 1500 \cdot 0,05 = 75 \text{ Н};$$

$$F_{тр2} = 3000 \cdot 0,05 = 150 \text{ Н};$$

$$F_{тр3} = 3000 \cdot 0,05 = 150 \text{ Н};$$

$$F_{тр4} = 6000 \cdot 0,05 = 300 \text{ Н};$$

Согласно (2.3) определим момент трения (момент кручения):

$$M_{кр} = F_{тр} \cdot R;$$

$$M_{кр} = 75 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 1,13 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{кр} = 150 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 2,25 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кр} = 150 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 3,75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{кр} = 300 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 7,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

На рисунке 17 приведена зависимость изменения момента трения от нормальной силы при разных площадях контактирующих поверхностей.

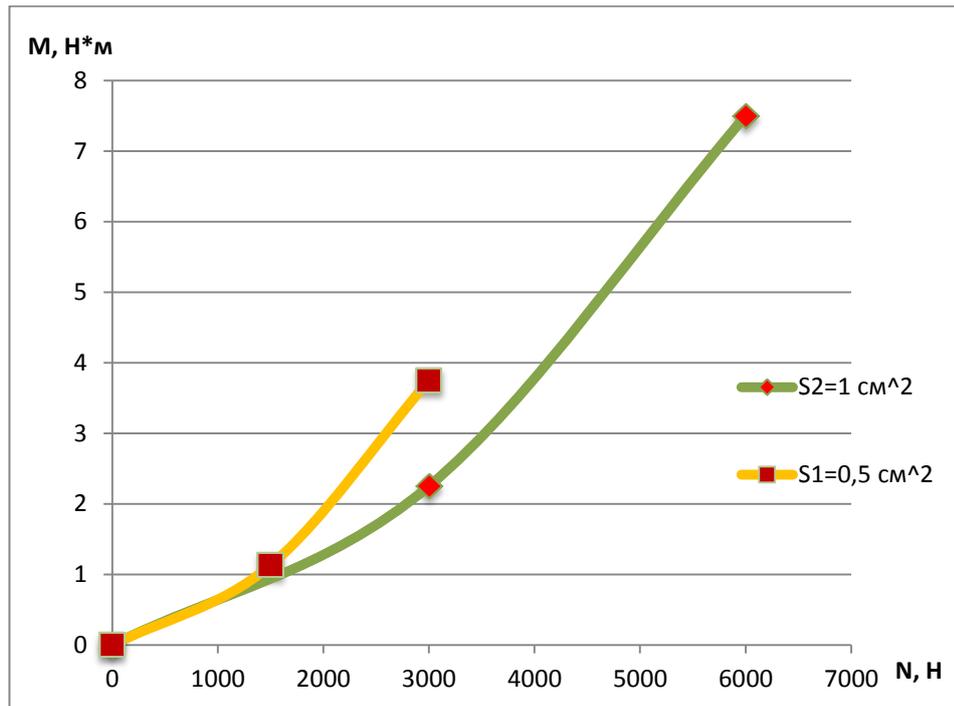


Рисунок 17. Зависимость момента трения от нормальной силы при разных площадях колодки

По результатам расчета выберем электродвигатель привода главного движения.

Данные для проверочного расчета приведены в таблице 2.

Таблица 2. Данные для проверочного расчета

Параметр	Величина	Значение	Единицы измерения
Коэффициент трения	$\mu$	0,05	–
Диаметр контртела	D	30	мм
Площадь колодки	S	0,5	см <sup>2</sup>
Частота вращения ЭД.	n	3000	$\frac{\text{об}}{\text{м}}$
Крутящий момент ЭД	M	1,3	Н · м

Используя формулы (2.1), (2.2), (2.3) и данные из таблицы 2 определим нормальную силу и давление на колодки нагружения.

Из (1.3) выразим силу трения:

$$F_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{R}; \quad (2.5)$$

$$F_{\text{тр}} = \frac{1,3}{15 \cdot 10^{-3}} = 86,6 \text{ Н.}$$

Из (2) выразим нормальную силу:

$$N = \frac{F_{\text{тр}}}{\mu}; \quad (2.6)$$

$$N = \frac{86,6}{0,05} = 1733 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Из (1) выразим давление, действующее на колодку:

$$P = \frac{N}{S}; \quad (2.7)$$

$$P = \frac{1733}{0,5 \cdot 10^{-4}} = 34,6 \text{ МПа.}$$

Кинематическая схема узла скоростного нагружения приведена на рисунке 18.

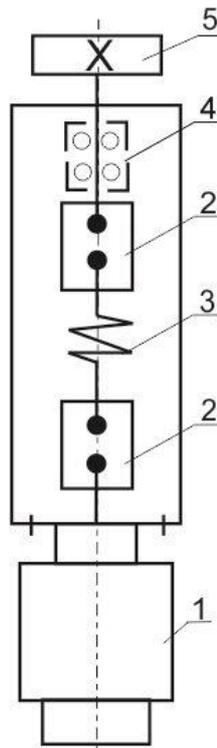


Рисунок 18. Кинематическая схема узла скоростного нагружения:

1 – электродвигатель, 2 – соединительная муфта, 3 – упругий элемент (торсион), 4 – подшипниковая опора, 5 – исполнительный орган (контртело).

Крутящий момент от электродвигателя 1 передается на исполнительный орган 5, через жесткие соединительные муфты 2 и упругий элемент 3. Регистрация крутящего момента осуществляется посредством упругого элемента 3, который скручивается под действием нагрузки на исполнительный орган 5.

Согласно выше приведенным расчетам, выбран привод главного движения Panasonic MSME042S1D, драйвер управления приводом Panasonic MBDHT2510. Характеристики электродвигателя и привода приведены в приложении А.

Регистрация крутящего момента осуществляется посредством датчика крутящего момента ТИЛКОМ–20.

В подшипниковой опоре установлены два радиально-упорных подшипника SKF

Сборочный чертеж узла скоростного динамического нагружения (рисунки 19,20) приведен в приложении А

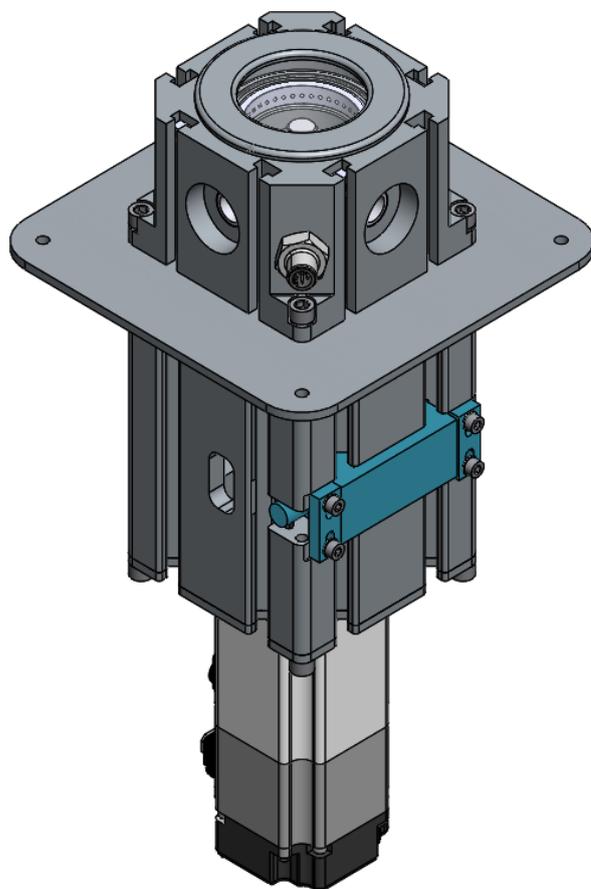


Рисунок 19

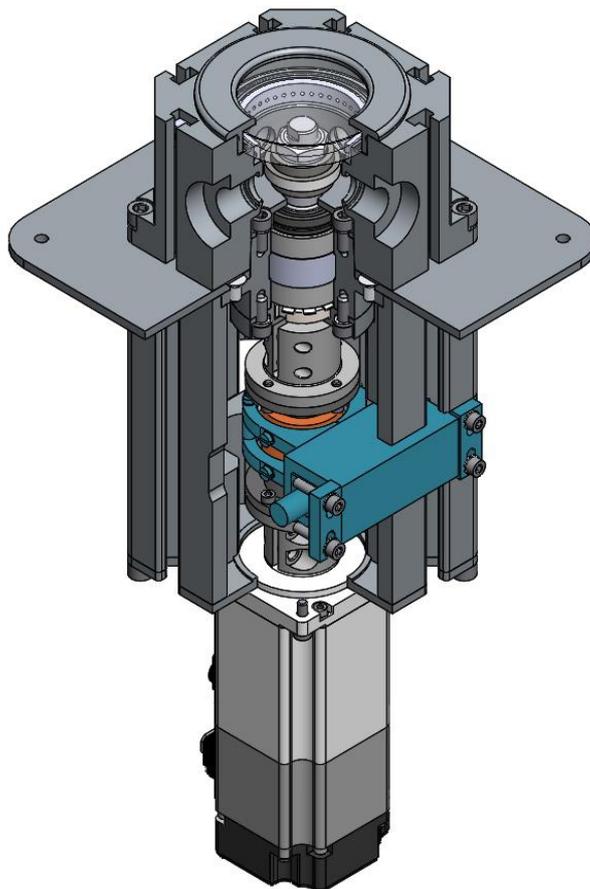


Рисунок 20.

## 1.2. Узел силового динамического нагружения

### 1.2.1. Кинематический расчет

Согласно техническому заданию необходимо разработать электромеханический узел силового динамического нагружения трибосопряжений. По результатам литературного обзора была предложена кинематическая схема электромеханического узла силового динамического нагружения (рисунке 21).

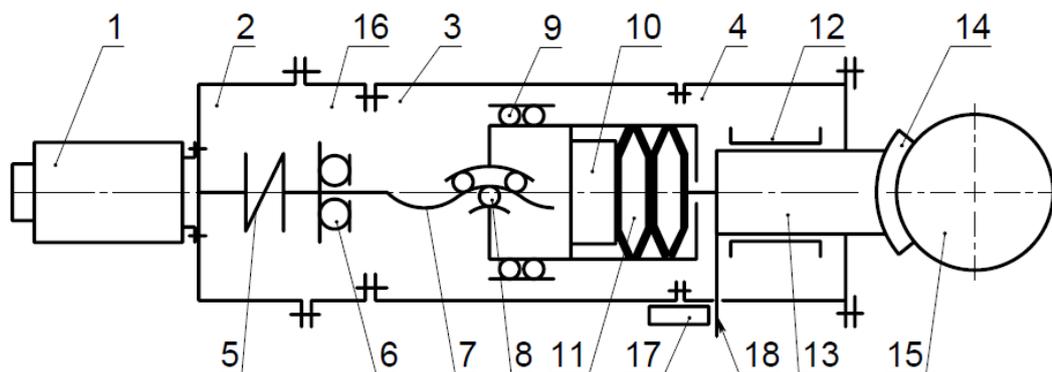


Рисунок 21. Кинематическая схема узла силового динамического нагружения:

1 – электродвигатель; 2 – стакан; 3 – корпус; 4 – фланец; 5 – муфта предохранительная; 6 – подшипник упорный; 7 – ходовой винт ШВП; 8 – гайка ШВП; 9 – подшипник линейный; 10 – тензодатчик; 11 – блок тарельчатых пружин; 12 – цилиндр; 13 – плунжер; 14 – колодка нагружения; 15 – контртело; 16 – опора подшипниковая; 17 – индуктивный датчик линейного перемещения; 18 – пластина.

Компоновочная схема электромеханического узла силового динамического нагружения приведена на рисунке 22.

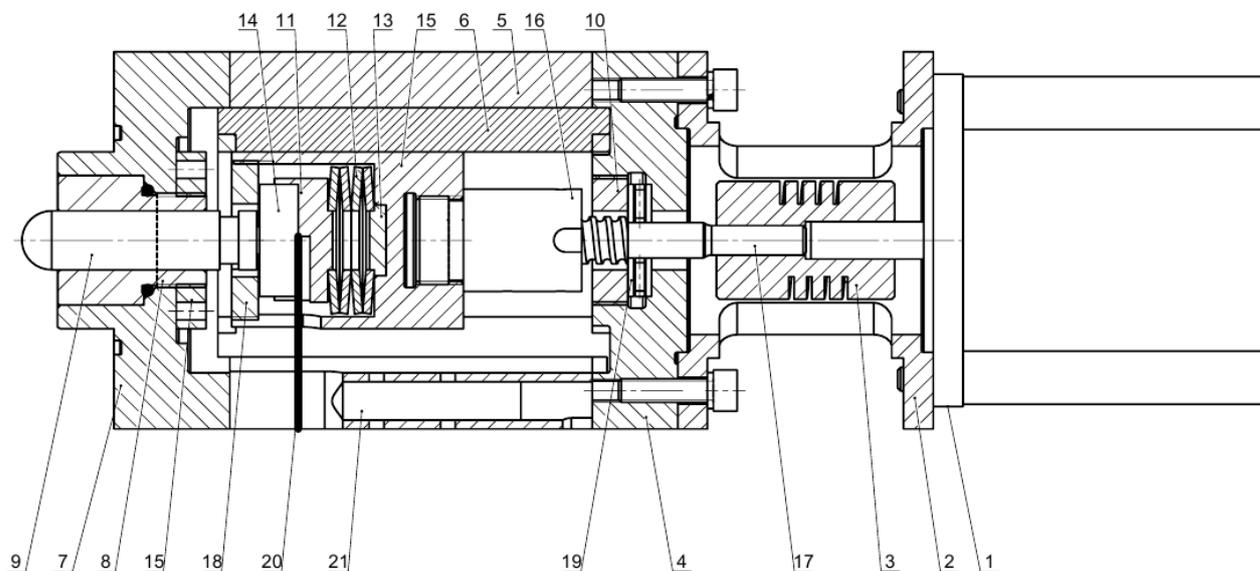


Рисунок 22. Компоновочная схема электромеханического узла силового динамического нагружения трибосопряжения:

1 – электродвигатель; 2 – стакан; 3 – муфта предохранительная; 4 – опора подшипниковая; 5 – корпус; 6 – подшипник линейный; 7 – фланец; 8 – цилиндр; 9 – плунжер; 10, 18 – гайка прижимная; 11, 13 – шайба центрирующая; 12 – блок тарельчатых пружин; 14 – тензодатчик; 15 – втулка промежуточная; 16 – гайка ШВП; 17 – винт ШВП; 19 – подшипник; 20 – пластина; 21 – индуктивный датчик расстояния.

Электродвигатель 1 через предохранительную муфту 3 передает крутящий момент на шарико-винтовую передачу (соединение винта ШВП 17 с гайкой ШВП 16), в результате чего вращательное движение преобразуется в поступательное, а крутящий момент – в осевую нагрузку. Гайка ШВП (16) передает осевую нагрузку на плунжер 9 через втулку промежуточную 15, тензодатчик 14, шайбу центрирующую 13, блок тарельчатых пружин 12, шайбу центрирующую 11. Регистрация линейного перемещения плунжера осуществляется индуктивным датчиком линейного перемещения 21 через пластину 22, жестко соединенную с плунжером 9.

Эквивалентная динамическая нагрузка при переменной линейной нагрузке и постоянной частотой определяется по формуле:

$$F_{\text{э}} = \frac{F_{\text{min}} \cdot f_{p1} + (F_{\text{max}} \cdot f_{p2}) \cdot 2}{3}; \quad (2.8)$$

где  $F_{\text{э}}$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

$F_{\text{min}}$  – минимальная сила, Н;

$F_{\text{max}}$  – максимальная сила, Н;

$f_{p1}, f_{p2}$ , – коэффициент загруженности.

Примем коэффициенты  $f_{p1}, f_{p2}$ , равными 1,5, так как нагружение неравномерное и присутствуют незначительные вибрации [8].

$$F_{\text{э}} = \frac{0 \cdot 1,5 + (2000 \cdot 1,5) \cdot 2}{3} = 2000 \text{ (Н)}.$$

Определим коэффициент полезного действия (КПД) шарико винтовой передачи преобразующей вращательное движение в поступательное по формуле:

$$h = \frac{1 - \mu \cdot \tan \alpha}{1 + \mu / \tan \alpha}; \quad (2.9)$$

где  $h$  – коэффициент полезного действия;

$\mu$  – коэффициент трения (0,01–,003);

$\alpha$  – угол опережения, град..

Угол опережения определим по формуле:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{P}{\pi \cdot d_2}; \quad (2.10)$$

где  $P$  – шаг ШВП, мм;

$d_2$  – средний диаметр ШВП, мм.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{2,5}{\pi \cdot 7,2} = 6,2^\circ$$

$$h = \frac{1 - 0,01 \cdot \tan 6,2}{1 + 0,01 / \tan 6,2} = 0,94$$

Рассчитаем крутящий момент на двигателе по формуле:

$$M_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{э}} \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot h}; \quad (2.11)$$

где  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент на валу привода, Н · м; и  
 $F_{\text{э}}$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;  
 $h$  – КПД механизма.

$$h = h_{\text{ШВП}} + h_{\text{п}} + h_{\text{лп}} + h_{\text{пл}}; \quad (2.12)$$

где  $h_{\text{ШВП}}$  – КПД шарико-винтовой передачи;  
 $h_{\text{п}}$  – КПД упорного подшипника [9];  
 $h_{\text{лп}}$  – КПД линейного подшипника [9];  
 $h_{\text{пл}}$  – КПД плунжерной пары.

КПД плунжерной пары рассчитаем как:

$$h_{\text{пл}} = \frac{F_1}{F_0} \quad (2.13)$$

где  $F_1$  – сила с учетом потерь на трение, Н;  
 $F_0$  – сила без учета трения, Н.

$$F_1 = F_0 - F_{\text{Т}} \quad (2.14)$$

где  $F_{\text{Т}}$  – сила трения, Н;

$$F_{\text{Т}} = \mu \cdot N \quad (2.15)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения в плунжерной паре;  
 $N$  – нормальная сила, Н.

$$N = m \cdot g \quad (2.16)$$

где  $m$  – масса плунжера, кг;  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Масса плунжера  $m = 0,02$  кг; коэффициент трения  $\mu = 0,005$ .

$$N = 0,02 \cdot 9,81 = 1,96 \text{ Н};$$

$$F_T = 1,96 \cdot 0,005 = 0,0009 \text{ Н}$$

$$F_T = 1,96 \cdot 0,005 = 0,0009 \text{ Н}$$

$$F_1 = 2000 - 0,0009 = 1999,99 \text{ Н}$$

$$h_{\text{пл}} = \frac{1999,99}{2000} = 0,999$$

$$h = 0,94 \cdot 0,995 \cdot 0,995 \cdot 0,999 = 0,93$$

$$M_{\text{кр}} = \frac{2000 \cdot 2,5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,93} = 0,86 (\text{Н} \cdot \text{м})$$

По полученным расчетным данным был осуществлен подбор электродвигателя. Был выбран шаговый электродвигатель FL57STH56-2804A (рис.2.5) и ШВП Hiwin. Технические характеристики двигателя приведены в таблице 3.

Таблица 3. Технические характеристики электродвигателя

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы измерения
Крутящий момент	$M_{\text{кр}}$	12,6	Кг/см
Рабочий ток	$I_p$	2,8	А
Момент инерции ротора	$J_p$	300	г/см <sup>2</sup>
Сопротивление	$R_{\phi}$	0,9	Ом
Индуктивность	$E$	2,5	мГн
Длина	$L$	56	мм

## Расчет пружин сжатия

По условию технического задания, необходимо обеспечить усилие прижатия плунжера к колодкам с усилием 2000 Н, расстояние перемещения плунжера 2мм.

Согласно ГОСТ 3057-90 [17]выберем ряд тарельчатых пружин, удовлетворяющих требованиям линейного перемещения и создаваемого усилия:

1. Тарельчатая пружина 1-1-2-25x10x0,55x1,4 Хим. Оке. Прм. ГОСТ3057–90.
2. Тарельчатая пружина 1-2-2-25x10x0,55x 1,4 Хим.Оке. Прм. ГОСТ3057–90.
3. Тарельчатая пружина 1-2-2-25x10x0,6x1,4 Хим. Оке. Прм. ГОСТ3057–90.

На рисунке 23 приведен эскиз тарельчатой пружины.

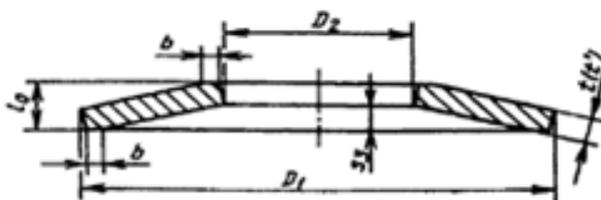


Рисунок 23. Эскиз тарельчатой пружины

Параметры тарельчатых пружин приведены в таблице 2.4.

Таблица 4 – Параметры тарельчатых пружин

$F_3$	$D_1$ , мм	$D_2$ , мм	$t$ , мм	$l_0$ , мм	$S$ , мм	$F(S)$ , Н				$m$ , кг
						0,2 $\cdot S$	0,4 $\cdot S$	0,6 $\cdot S$	0,8 $\cdot S$	
2800	25	10	1,4	1,95	0,55	648	1253	1825	2375	0,0045
3150	25	10	1,4	1,95	0,55	696	1345	1960	2552	0,0045
2240	25	10	1,2	1,8	0,6	508	964	1381	1773	0,0038

где  $F_3$  – сила, Н;

$D_1$  – наружный диаметр пружины, мм;

$D_2$  – внутренний диаметр пружины, мм;

$t$  – толщина пружины, мм;

$l_0$  – высота пружины, мм;

$S$  – максимальная деформация пружины, мм;

$F(S)$  – сила при деформации, Н;

$m$  – масса пружины, кг.

Согласно таблице 2.4 видно, что характеристики тарельчатой пружины 1-1-2-25x10x0,55x являются оптимальными.

- При отношении  $S/t < 0,6$  характеристика «сила-деформация» линейная.
- При отношении  $S/t \geq 0,6$  характеристика «сила-деформация» нелинейная.

$$S/t = \frac{0,55}{1,4} = 0,39$$

Характеристика «сила-деформация» линейна.

Кинематический расчет тарельчатых пружин осуществлен согласно [17]. При последовательной сборке (рисунок 24) пружин перемещение будет зависеть от количества пружин, а сила будет зависеть от силы, создаваемой одной пружиной.

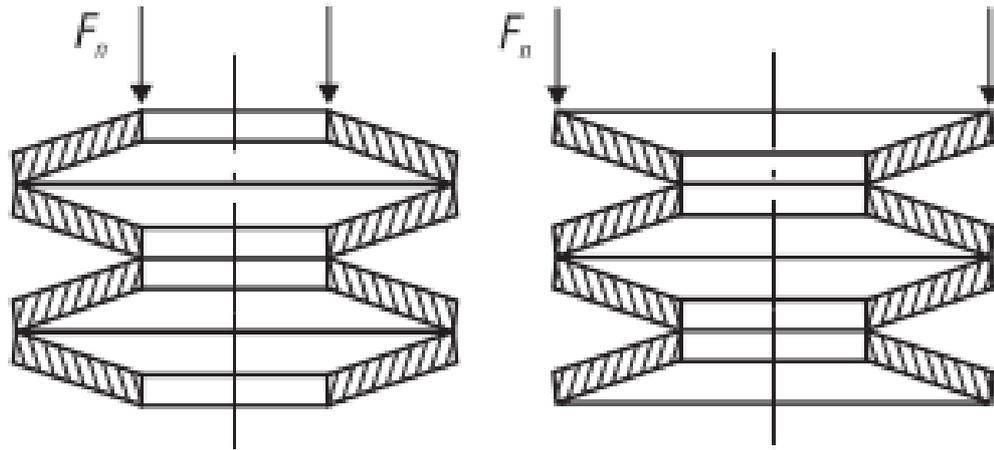


Рисунок 24. Последовательная схема сборки тарельчатых пружин

Зависимость силы от перемещения при последовательной сборке тарельчатых пружин приведена на рисунке 25.

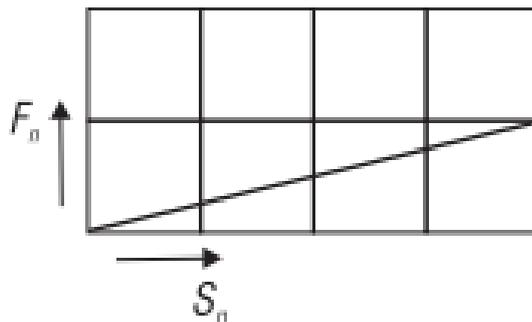


Рисунок 25. Зависимость перемещения от усилия при последовательной сборке

$$F_B = F_3; \quad (2.17)$$

где  $F_B$  – сила, создаваемая блоком пружин при последовательной сборке, Н;

$F_3$  – сила, создаваемая одной пружиной, Н.

$$S_B = n \cdot S_3; \quad (2.18)$$

где  $S_B$  – деформация блока пружин при последовательной сборке, мм;

$S_3$  – деформация одной пружины, мм;

$n$  – количество пружин, входящих в блок при последовательной сборке.

Рассчитаем количество пружин для перемещения 2 мм по формуле:

$$n = \frac{S_B}{S_3}; \quad (2.19)$$

$$n = \frac{2}{0,55} \approx 4 \text{ (шт.)}.$$

На рисунке 26 приведена зависимость перемещения от приложенного усилия.

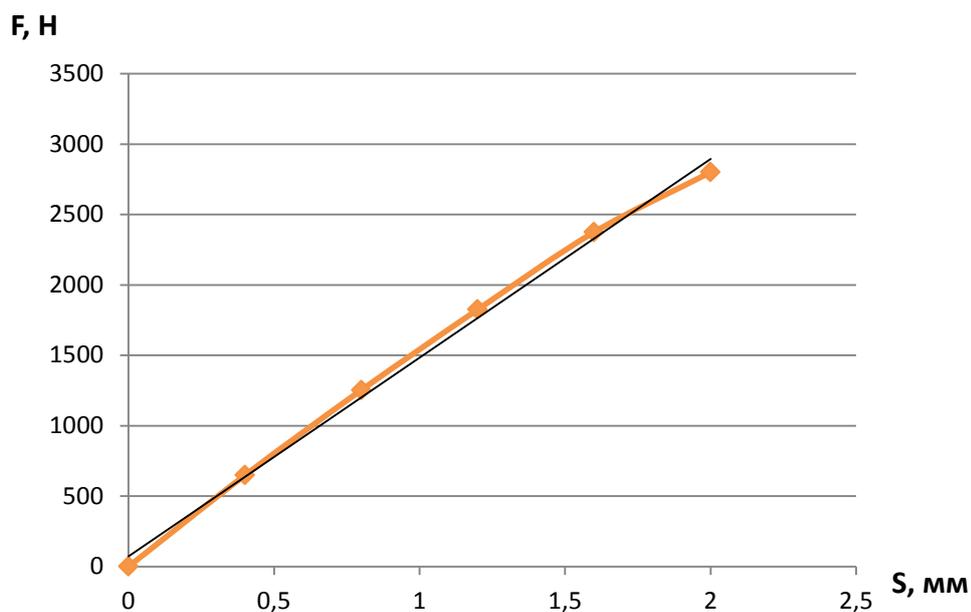


Рисунок 26. – Зависимость перемещения от усилия при последовательной сборке

## Прочностной расчет

### Расчет муфты

В конструкции узла нагружения необходимо предусмотреть установку соединительной муфты, соединяющую вал шагового электродвигателя с ходовым винтом. Соединительная муфта обеспечивает передачу крутящего момента от шагового электродвигателя к ходовому винту.

Исходные данные приведены в таблице 2.5.

Таблица 5– Исходные данные для расчета муфты

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы измерения
Крутящий момент	$M_{кр}$	0,86	Н · м
Коэффициент трения	$f$	0,15	–
Диаметр головки винта	$D$	$5,5 \cdot 10^{-3}$	м
Диаметр отверстия под винт	$d$	$3,4 \cdot 10^{-3}$	м

Согласно расчетам привода главного движения выберем муфту DR – 20– 5 – 6.

Расчет момента затягивания, приложенного к стягивающим винтам муфты определим согласно [13]:

$$M_3 = M_B + M_T; \quad (2.20)$$

где  $M_3$ – момент затяжки приложенный к ключу, Н · м;

$M_B$  – момент затягивания винта, Н · м;

$M_T$ – момент трения на торце винта, Н · м.

$$M_B = F \cdot (0,5 \cdot d_{cp} \cdot \tan(\beta + \rho)); \quad (2.21)$$

где  $M_B$  – момент затягивания винта, Н · м;

$F$  – осевая сила, создавая винтом, Н;

$d_{cp}$  – средний диаметр резьбы винта, мм;

$\beta$  – угол подъема винтовой линии, град.

$\rho$  – угол трения резьбовой пары, град. [9].

$$\beta \approx 2^\circ 30'; \quad \rho \approx 8^\circ 40';$$

$$M_T = \frac{f \cdot (D^3 - d^3)}{3 \cdot (D^2 - d^2)}; \quad (2.22)$$

где  $f$ – коэффициент трения на торце винта;

$D$  – диаметр головки винта, м;

$d$  – диаметр отверстия под болт, м.

Осевую силу  $F$ , создаваемую винтом найдем согласно:

$$F = \frac{s \cdot M_{\text{кр}}}{r \cdot f}; \quad (2.23)$$

где  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент передаваемый электродвигателем, Н · м;

$s$  – коэффициент запаса;

$r$  – радиус приложения силы, м;

$f$  – коэффициент трения фрикционной пары вал–муфта.

Коэффициент трения  $f$  фрикционной пары «сталь – алюминий» равен 0,61.

Коэффициент запаса  $S$  определим согласно [13]:

$$s = K_p \cdot K_B; \quad (2.24)$$

где  $K_p$  – коэффициент режима работы муфты;

$K_B$  – коэффициент безопасности муфты.

Режим работы муфты является неравномерным следовательно коэффициент работы  $K_p = 1,2$  [13]

Коэффициент безопасности зависит от степени поломки, от которой зависит работоспособность механизма. Выход из строя соединительной муфты приводит к остановке механизма нагружения, следовательно  $K_B = 1$  [13]

$$s = 1,2 \cdot 1 = 1,2$$

$$F = \frac{1,2 \cdot 0,86}{6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,61} = 282 \text{ Н.}$$

$$M_B = 282 \cdot (0,5 \cdot 2,68 \cdot 10^{-3} \cdot \tan(2^\circ 30' + 8^\circ 40')) = 0,076 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_T = \frac{0,15 \cdot (0,0055^3 - 0,0034^3)}{3 \cdot (0,0055^2 - 0,0034^2)} = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$M_3 = 760 \cdot 10^{-4} + 3,4 \cdot 10^{-4} = 763,4 \cdot 10^{-4} \approx 0,073 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

## Расчет плунжерной пары на герметичность

В процессе работы узла на торцевое уплотнение узла действует избыточное давление со стороны испытательной камеры. Избыточное давление может достигать 10 технических атмосфер.

Применение в качестве уплотнения подвижного соединения резиновых манжет невозможно, так как резиновые манжеты обладают значительным коэффициентом трения, что сказывается на быстродействии и точности системы нагружения.

Оптимальным вариантом торцевого уплотнения является плунжерная пара. Плунжерная пара выполняет не только функцию герметичного уплотнения, но и шток плунжера осуществляет передачу осевого усилия. Плунжерная пара имеет меньший коэффициент трения по сравнению с резиновой манжетой, что ведет к повышению быстродействия и точности системы.

Уплотнение осуществляется за счет зазора между плунжером и цилиндром. Зазор в плунжерной паре составляет порядка 3 мкм. Минимальный коэффициент трения обусловлен тем, что цилиндрическая поверхность плунжера имеет волнистую поверхность, позволяющую в процессе работы задерживать смазку, обеспечивающую постоянное смазывание контактирующих поверхностей плунжера и цилиндра.

Герметичность плунжерной пары рассчитаем согласно [14]:

$$Q = \frac{\Delta P \cdot \delta^3 \cdot \pi \cdot D^2}{12 \cdot l \cdot \mu \cdot \rho}; \quad (2.25)$$

где  $Q$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta P$  – перепад давления, МПа;

$\delta$  – радиальный зазор, м;

$D$  – диаметр плунжера, м;

$l$  – длина уплотнения, м;

$\mu$  – вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Перепад давления определим как:

$$\Delta P = P_{и} - P_{a}; \quad (2.26)$$

где  $P_{и}$  – избыточное давление, МПА;

$P_{a}$  – атмосферное давление, МПА.

$$\Delta P = 1 \cdot 10^6 - 0,1 \cdot 10^6 = 0,9 \cdot 10^6 \text{ МПа.}$$

Диаметр плунжера  $D = 10$  мм, радиальный зазор  $\delta = 3$  мкм; длина уплотнения  $l = 24$  мм, вязкость жидкости  $\mu = 10,3$  мм<sup>2</sup>/с, плотность жидкости  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>.

$$Q = \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot (3 \cdot 10^{-6})^3 \cdot \pi \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2}{12 \cdot 24 \cdot 10^{-3} \cdot 10,3 \cdot 10^{-6} \cdot 850} = 3,2 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3/\text{с}$$

Узел силового динамического нагружения приведен на рисунке 27.

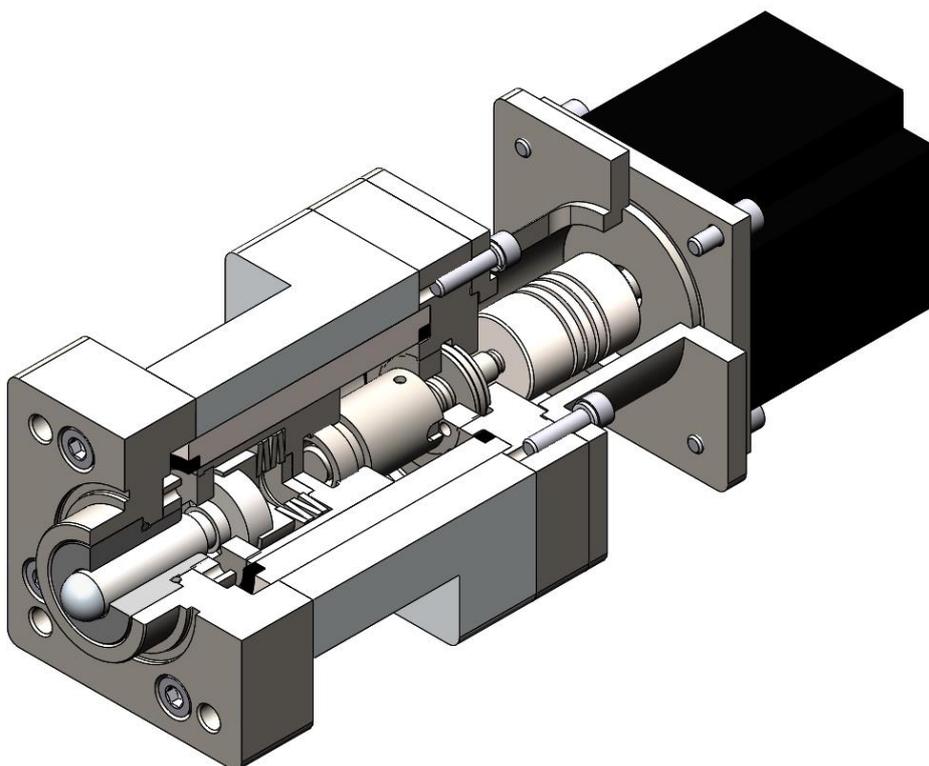


Рисунок 27. 3D модель узла силового динамического нагружения

## 2. Математическое моделирование узла динамического нагружения

При формировании закона нагружения учтены погрешности, приводящие к искажению заданного закона движения исполнительного органа. Погрешности обусловлены динамическими свойствами электромеханических звеньев. На рисунке 28 приведена блок-схема узла динамического нагружения.

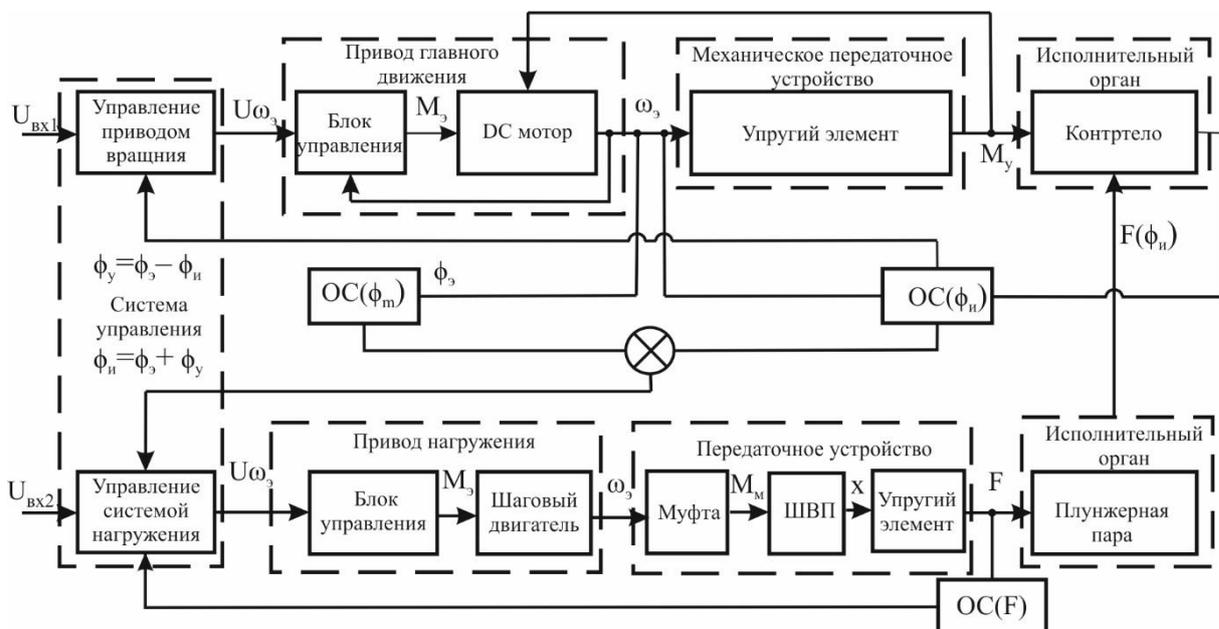


Рисунок 28. Блок-схема узла динамического нагружения

Узел скоростного нагружения включает в себя привод главного движения исполнительного органа состоящего из блока управления, отслеживающего угловую скорость вращения и электродвижущий момент на валу электродвигателя через обратную отрицательную связь, механического передаточного устройства – упругого элемента (торсиона) и исполнительного органа. Упругий элемент соединяет вал электродвигателя с валом исполнительного органа. В приводе предусмотрены обратные связи по отслеживанию угла поворота вала электродвигателя и углу закручивания упругого элемента (разности углов поворота между валом электродвигателя и исполнительного органа).

Узел силового нагружения состоит из привода нагружения, состоящего из блока управления и шагового двигателя; Передаточного устройства, состоящего из муфты, шарико-винтовой передачи и упругого элемента; плунжерной пары. Вращение ШД преобразуется в линейное перемещение плунжера, по-

средством передаточного устройства, которое преобразует крутящий момент в осевую силу.

Система управления в процессе работы обеспечивает заданный закон изменения скорости вращения исполнительного органа технической системы и определяет действительный угол его поворота путем суммирования значений угла поворота вала электродвигателя и угла закручивания упругого элемента, при этом в требуемый момент времени обеспечивает приложение нормальной нагрузки на исполнительный орган. Таким образом, обеспечивается формирование заданного закона нагружения исполнительного органа при определенном его угловом положении.

## 2.1. Моделирование узла скоростного нагружения

На основании блок-схемы составлена физическая модели узла скоростного и силового динамического нагружения (рисунок 29).

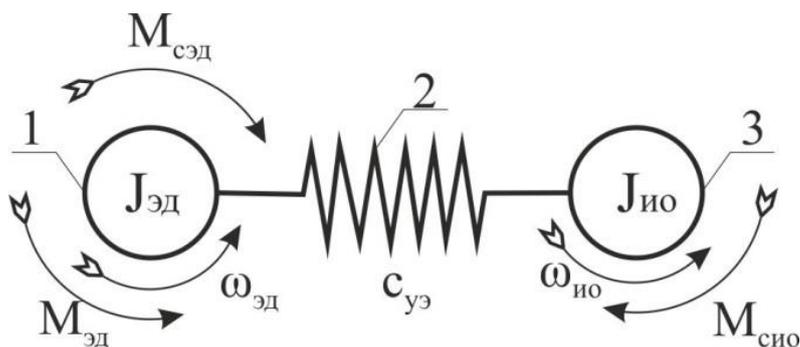


Рисунок 29. Физическая модель узла нагружения

где  $J_{эд}$  – момент инерции электродвигателя;

$J_{ио}$  – момент инерции винта ШВП;

$c_{уз}$  – жесткость упругого элемента;

В соответствии с блок-схемой была разработана структурная схема узла скоростного динамического нагружения, представленная на рисунке 30. По этой структурной схеме производилось построение математической модели работы узла скоростного динамического нагружения реальной технической системы.



При реализации задачи привода главного движения учтено, что электромеханические звенья вносят искажения в исходно заданный закон движения исполнительного органа, которые обусловлены их динамическими свойствами.

Для расчета момента на валу электродвигателя воспользуемся балансом мощностей

$$P_{\text{эд}} = P_{\text{ио}} + \Delta P \quad (1)$$

где

$$P_{\text{эд}} = M_{\text{сэд}} \cdot \omega_{\text{эд}} \quad (2)$$

$$P_{\text{ио}} = M_{\text{ио}} \cdot \omega_{\text{ио}} \quad (3)$$

Подставляя выражения (2) и (3) в (1) и учитывая КПД. механической части привода главного движения исполнительного органа  $\eta$  баланс мощностей запишется следующим образом

$$M_{\text{сэд}} \cdot \omega_{\text{эд}} = \frac{M_{\text{ио}} \cdot \omega_{\text{ио}}}{\eta} \quad (4)$$

Угол поворота вала электродвигателя  $\varphi_{\text{эд}}$  и угол поворота исполнительного органа  $\varphi_{\text{ио}}$ . Разница этих углов информирует угл закручивания упругого элемента  $\varphi_{\text{уэ}}$ .

$$\varphi_{\text{эд}} - \varphi_{\text{ио}} = \varphi_{\text{уэ}} \quad (5)$$

Кинетическая энергия привода главного движения  $W_{\text{к}}$  будет определяться как

$$W_{\text{к}} = W_{\text{кэд}} + W_{\text{кио}} \quad (6)$$

где  $W_{\text{кэд}}$  – кинетическая энергия ЭДПТ;

$W_{\text{кио}}$  – кинетическая энергия исполнительного органа,

где

$$W_{кэд} = J_{эд} \frac{d^2 \varphi_{эд}}{dt^2}$$

$$W_{кио} = J_{ио} \frac{d^2 \varphi_{ио}}{dt^2} \quad (7)$$

Вследствие возникновения момента закручивания изменяется входное напряжение  $U1$ . Определим  $\Delta U1$  входного напряжения:

$$\Delta U1 = U_{вх1} + U_{\varphi_{уэ}} + U_M \quad (8)$$

где  $U_{вх1}$  – входное напряжение управлением приводом главного движения исполнительного органа;

$U_{\varphi_{уэ}}$  – напряжение по углу закручивания упругого элемента,

$U_M$  – напряжение по моменту трения

$$U_{\varphi_{уэ}} = K_{\varphi_{уэ}} \cdot \varphi_{уэ} \quad (9)$$

где  $K_{\varphi_{уэ}}$  – коэффициент обратной связи по углу закручиванию упругого элемента.

$$U_M = K_M \cdot M_{тр} \quad (10)$$

где  $K_M$  – коэффициент обратной связи по моменту трения.

$$\Delta U1 = U_{вх1} + K_{\varphi_{уэ}} \cdot \varphi_{уэ} + K_M \cdot M_{тр} \quad (11)$$

Согласно структурной схеме, напряжение  $\Delta U1$  усиливается до питающего напряжения драйвера электродвигателя  $U_{\omegaэд}$ .

$$U_{\omegaэд} = \Delta U1 \cdot K_{y1} \quad (12)$$

где  $K_{y1}$  – коэффициент усиления напряжения  $\Delta U1$ .

Подставим в уравнение (12) выражение (11)

$$U_{\omegaэд} = (U_{вх1} + K_{\varphi_{уэ}} \cdot \varphi_{уэ} + K_M \cdot M_{тр}) \cdot K_{y1} \quad (13)$$

Согласно структурной схеме, напряжение  $U_{\omega_{эд}}$  усиливается до питающего напряжения электродвигателя, формируя момент электродвигателя постоянного тока  $M_{эд}$ .

$$M_{эд} = U_{\omega_{эд}} \cdot K_{y3} \quad (14)$$

где  $K_{y3}$  – коэффициент усиления трансформации напряжения в момент.

Перепишем уравнение (14) с учетом (13)

$$M_{эд} = [(U_{вх1} + K_{\varphi_{уэ}} \cdot \varphi_{уэ} + K_M \cdot M_{тр}) \cdot K_{y1}] \cdot K_{y3} \quad (15)$$

Ввиду того, что в ЭДПТ наблюдаются потери, то момент электродвигателя  $M_{эд}$  изменится на величину  $\Delta M1$ .

$$\Delta M1 = M_{эд} - M_{сэд} - M_{уэ} \quad (16)$$

где  $M_{сэд}$  – момент сопротивления ЭДПТ

$M_{уэ}$  – момент упругого элемента;

$$M_{сэд} = K_{сэд} \cdot \omega_{эд} \quad (17)$$

где  $K_{сэд}$  – коэффициент обратной связи по угловой скорости ЭДПТ

$$M_{уэ} = C_{уэ} \cdot \varphi_{уэ} \quad (18)$$

где  $C_{уэ}$  – жесткость упругого элемента.

Перепишем (16) с учетом (17) и (15), (18)

$$\Delta M1 = [(U_{вх1} + K_{\varphi_{уэ}} \cdot \varphi_{уэ} + K_M \cdot M_{тр}) \cdot K_{y1}] \cdot K_{y3} - K_{сэд} \cdot \omega_{эд} - C_{уэ} \cdot \varphi_{уэ} \quad (19)$$

Согласно структурной схеме, момент  $\Delta M1$  передается на исполнительный орган через упругий элемент. В ИО возникают потери в подшипниковой опоре. Величина потерь  $\Delta M2$  определится как:

$$\Delta M2 = M_{уэ} - M_{пιο} - M_{тр} \quad (20)$$

где  $M_{пιο}$  – момент потерь от трения в подшипниках исполнительного органа.

$$M_{пιο} = K_{пιο} \cdot \omega_{ио} \quad (21)$$

где  $K_{\text{пио}}$  – коэффициент обратной связи по угловой скорости исполнительного органа.

Перепишем (20) с учетом (21),

$$\Delta M_2 = C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{уэ}} - K_{\text{пио}} \cdot \omega_{\text{ио}} - M_{\text{тр}} \quad (22)$$

Запишем систему дифференциальных уравнений с учетом (7), (19), (22)

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{\text{эд}} \frac{d^2 \varphi_{\text{эд}}}{dt^2} = [(U_{\text{вх1}} + K_{\varphi_{\text{уэ}}} \cdot \varphi_{\text{уэ}} + K_{\text{М}} \cdot M_{\text{тр}}) \cdot K_{\text{у1}}] \cdot K_{\text{у3}} - \\ \quad - K_{\text{сэд}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{эд}}}{dt} - C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{уэ}} \\ J_{\text{ио}} \frac{d^2 \varphi_{\text{ио}}}{dt^2} = C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{уэ}} - K_{\text{пио}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{ио}}}{dt} - M_{\text{тр}} \end{array} \right. \quad (23)$$

Перепишем (23) с учетом (5)

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{\text{эд}} \frac{d^2 \varphi_{\text{эд}}}{dt^2} = K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} U_{\text{вх1}} + K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} K_{\varphi_{\text{уэ}}} \cdot \varphi_{\text{эд}} - K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} K_{\varphi_{\text{уэ}}} \cdot \varphi_{\text{ио}} + \\ \quad + K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} K_{\text{М}} \cdot M_{\text{тр}} - K_{\text{сэд}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{эд}}}{dt} - C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{эд}} + C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{ио}} \\ J_{\text{ио}} \frac{d^2 \varphi_{\text{ио}}}{dt^2} = C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{эд}} - C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{ио}} - K_{\text{пио}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{ио}}}{dt} - M_{\text{тр}} \end{array} \right. \quad (24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{\text{эд}} \frac{d^2 \varphi_{\text{эд}}}{dt^2} + K_{\text{сэд}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{эд}}}{dt} + (C_{\text{уэ}} - K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} K_{\varphi_{\text{уэ}}}) \cdot \varphi_{\text{эд}} = \\ = \varphi_{\text{ио}} \cdot (C_{\text{уэ}} - K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} K_{\varphi_{\text{уэ}}}) + K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} \cdot (U_{\text{вх1}} + K_{\text{М}} \cdot M_{\text{тр}}) \\ J_{\text{ио}} \frac{d^2 \varphi_{\text{ио}}}{dt^2} + K_{\text{пио}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{ио}}}{dt} + C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{ио}} = C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{эд}} - M_{\text{тр}} \end{array} \right. \quad (25)$$

Введем следующие обозначения:

$$T_1 = \sqrt{\frac{J_{\text{эд}}}{(C_{\text{уэ}} - K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} K_{\varphi_{\text{уэ}}})}} \quad (26)$$

$$\xi_1 = \sqrt{\frac{J_{\text{эд}}}{(C_{\text{уэ}} - K_{\text{у1}} K_{\text{у3}} K_{\varphi_{\text{уэ}}})}} \cdot \frac{K_{\text{сэд}}}{2 \cdot J_{\text{эд}}} \quad (27)$$

$$K_1 = \frac{K_{y1}K_{y3}}{(C_{y3} - K_{y1}K_{y3}K_{\varphi y3})} \quad (28)$$

$$T_2 = \sqrt{\frac{J_{ио}}{C_{y3}}} \quad (29)$$

$$\xi_2 = \sqrt{\frac{J_{ио}}{C_{y3}}} \cdot \frac{K_{пюо}}{2 \cdot J_{ио}} \quad (30)$$

$$K_2 = \frac{1}{C_{y3}} \quad (31)$$

где  $T_1$  – постоянная времени (ЭДПТ – упругий элемент);

$\xi_1$  – коэффициент затухания (ЭДПТ – упругий элемент);

$K_1$  – коэффициент усиления (ЭДПТ – упругий элемент);

$T_2$  – постоянная времени (упругий элемент – исполнительный орган);

$\xi_2$  – коэффициент затухания (упругий элемент – исполнительный орган);

$K_2$  – коэффициент усиления (упругий элемент – исполнительный орган);

Перепишем систему уравнений (25) с учетом коэффициентов

$$\begin{cases} T_1^2 \frac{d^2 \varphi_{эд}}{dt^2} + 2\xi_1 T_1 \frac{d\varphi_{эд}}{dt} + \varphi_{эд} = K_1 U_{вх1} + \varphi_{ио} \\ T_2^2 \frac{d^2 \varphi_{ио}}{dt^2} + 2\xi_2 T_2 \frac{d\varphi_{ио}}{dt} + \varphi_{ио} = \varphi_{эд} - K_2 M_{тр} \end{cases} \quad (32)$$

Запишем передаточные функции:

для первого уравнения, примем, что угол поворота исполнительного органа  $\varphi_{ио} = 0$  и оператор дифференцирования  $d/dt$  заменим оператором Лапласа, тогда функция примет вид

$$W_1(p) = \frac{\varphi_{эд}}{U_{вх1}} = \frac{K_1}{T_1^2 p^2 + 2\xi_1 T_1 p + 1} \quad (33)$$

Данная передаточная функция определяет изменение углового положения вала электродвигателя  $\varphi_{эд}$ , от входного напряжения  $U_{вх1}$ .

Для второго уравнения, примем, что угол поворота электродвигателя  $\varphi_{эд} = 0$  и оператор дифференцирования  $d/dt$  заменим оператором Лапласа, тогда функция примет вид

$$W_2(p) = \frac{\varphi_{ио}}{M_{тр}} = \frac{K_2}{T_2^2 p^2 + 2\xi_2 T_2 p + 1} \quad (34)$$

Данная передаточная функция определяет изменение углового положения исполнительного органа  $\varphi_{ио}$ , от воздействующего момента трения  $M_{тр}$ .

## 2.2. Математическое моделирование узла силового нагружения

Для проведения математического моделирования и анализа узла нагружения была составлена его физическая модель (рисунок 31)

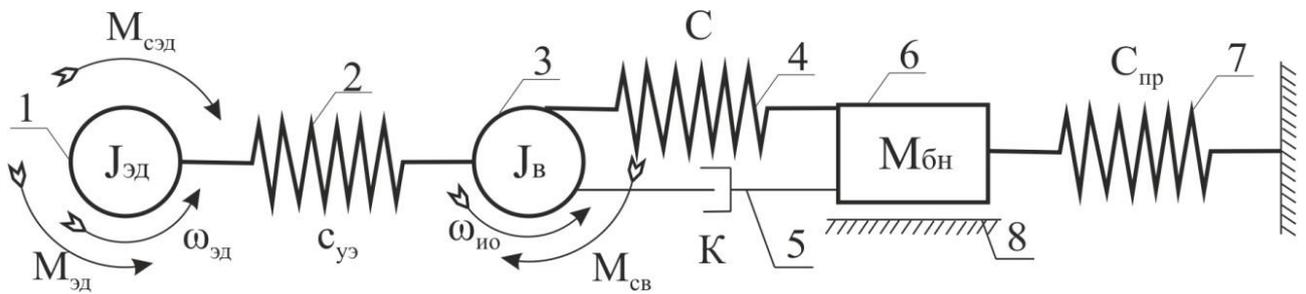


Рисунок 31. Физическая модель узла силового нагружения

- где  $J_{эд}$  – момент инерции электродвигателя;  
 $J_в$  – момент инерции винта ШВП;  
 $C_{уэ}$  – жесткость муфты;  
 $C$  – жесткость ШВП и подшипниковой опоры;  
 $K$  – вязкость ШВП и подшипниковой опоры;  
 $M_{бн}$  – масса блока нагружения;  
 $C_{пр}$  – жесткость блока тарельчатых пружин;

На основе физической модели составлена структурная схема узла нагружения (рисунок 32).

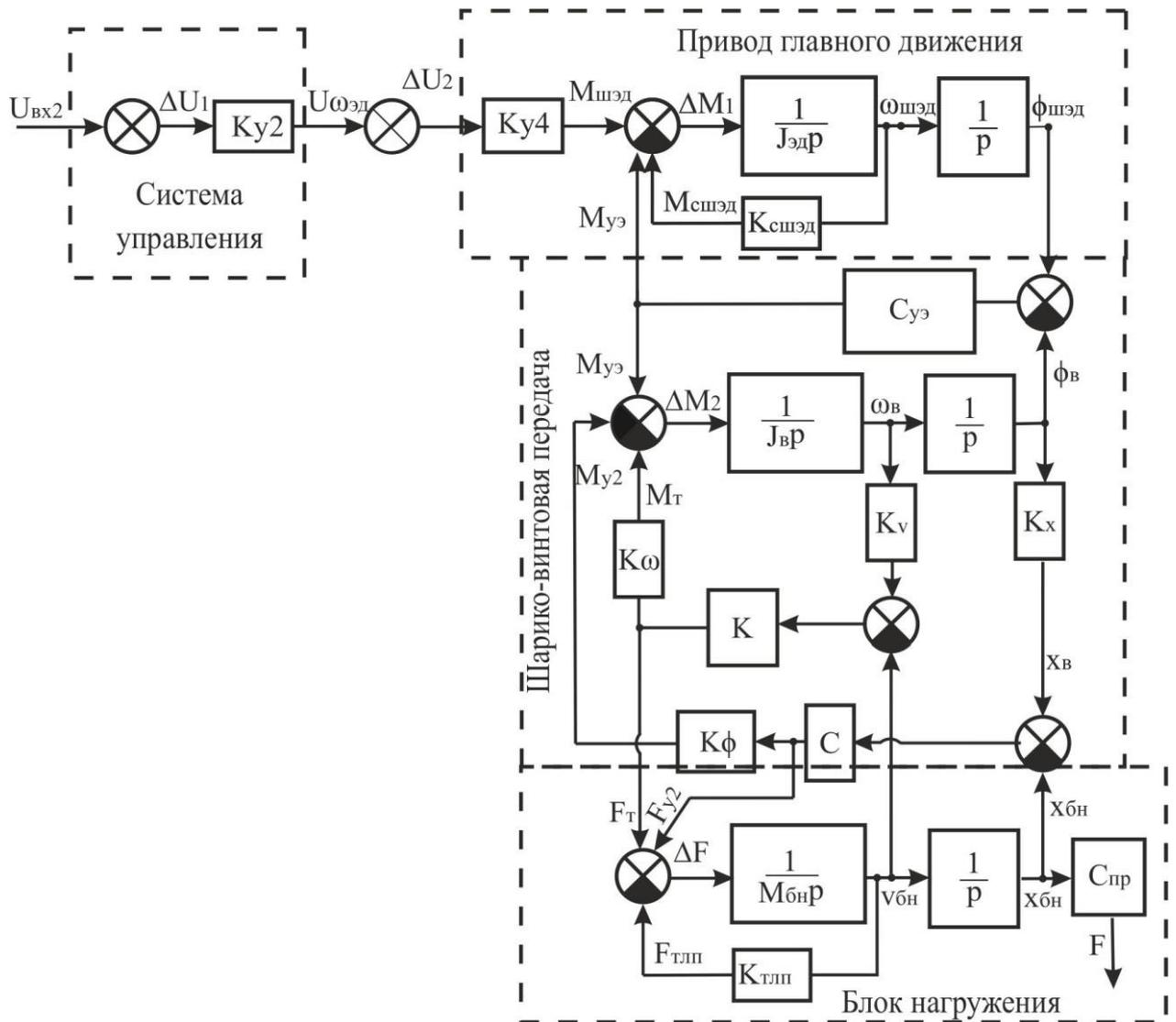


Рисунок 32. Структурная схема узла силового нагружения

Кинетическая энергия привода нагружения  $W_k$  будет определяться как

$$W_k = W_{кэд} + W_{квг} + W_{кбн} \quad (35)$$

где  $W_{кэд}$  – кинетическая энергия ЭДПТ;

$W_{квг}$  – кинетическая энергия передачи винт-гайка,

$W_{кбн}$  – кинетическая энергия блока нагружения,

где

$$\begin{aligned}W_{кэд} &= J_{эд} \frac{d^2 \varphi_{эд}}{dt^2} \\W_{квг} &= J_{ио} \frac{d^2 \varphi_{ио}}{dt^2} \\W_{кбн} &= M_{бн} \frac{d^2 x_{бн}}{dt^2}\end{aligned}\tag{36}$$

Вследствие возникновения осевой силы изменяется входное напряжение U2. Определим  $\Delta U2$  входного напряжения:

$$\Delta U2 = U_{вх2} + U_{кF}\tag{37}$$

где  $U_{вх2}$  – входное напряжение управления приводом

$U_{кF}$  – напряжение от воздействия осевой силы,

$$U_{кF} = K_F \cdot F\tag{38}$$

где  $K_F$  – коэффициент обратной связи по осевой силе.

$$\Delta U2 = U_{вх2} + K_F \cdot F\tag{39}$$

Согласно структурной схеме, напряжение  $\Delta U2$  усиливается до питающего напряжения драйвера электродвигателя  $U_{\omega шэд}$ .

$$U_{\omega шэд} = \Delta U2 \cdot K_{y2}\tag{40}$$

где  $K_{y2}$  – коэффициент усиления напряжения  $\Delta U2$ .

Подставим в уравнение (39) выражение (40)

$$U_{\omega шэд} = (U_{вх2} + K_F \cdot F) \cdot K_{y2}\tag{41}$$

Согласно структурной схеме, напряжение  $U_{\omega шэд}$  усиливается до питающего напряжения электродвигателя, формируя момент электродвигателя  $M_{шэд}$ .

$$M_{шэд} = U_{\omega шэд} \cdot K_{y4}\tag{42}$$

где  $K_{y4}$  – коэффициент усиления трансформации напряжения в момент.

Перепишем уравнение (42) с учетом (41)

$$M_{\text{шэд}} = [(U_{\text{вх2}} + K_F \cdot F) \cdot K_{y2}] \cdot K_{y3} \quad (43)$$

$$\Delta M1 = M_{\text{шэд}} - M_{yэ} - M_{\text{сшэд}} \quad (44)$$

где  $M_{yэ}$  – момент упругого элемента;

$M_{\text{сэд}}$  – момент сопротивления электродвигателя

$$M_{yэ} = C_{yэ} \cdot (\varphi_{\text{шэд}} - \varphi_{\text{в}}) \quad (45)$$

где  $C_{yэ}$  – жесткость муфты;

$$M_{\text{сшэд}} = K_{\text{сшэд}} \cdot \omega_{\text{шэд}} \quad (46)$$

где  $K_{\text{сшэд}}$  – коэффициент обратной связи по угловой скорости ШЭД.

Перепишем (44) с учетом (45), (46)

$$\Delta M1 = [(U_{\text{вх2}} + K_F \cdot F) \cdot K_{y2}] \cdot K_{y3} - C_{yэ} \cdot (\varphi_{\text{шэд}} - \varphi_{\text{в}}) - K_{\text{сшэд}} \cdot \omega_{\text{шэд}} \quad (47)$$

Далее момент передается на шарико-винтовую передачу.

$$\Delta M2 = M_{yэ} - M_{\text{т}} - M_{y2} \quad (48)$$

где  $M_{\text{т}}$  – сумма моментов трения;

$M_{y2}$  – сумма моментов упругих элементов

$$M_{\text{т}} = (\omega_{\text{в}} \cdot K_v - v_{\text{бн}}) \cdot K \cdot K_{\omega} \quad (49)$$

где  $K$  – коэффициент обратной связи по угловой скорости передачи винт-гайка;

$K_v$  – коэффициент преобразующий угловую скорость в линейную;

$K_{\omega}$  – коэффициент преобразующий линейную скорость в угловую;

$v_{\text{бн}}$  – линейная скорость блока нагружения;

$$K = \alpha_{\text{вГ}} + \alpha_{\text{по}} \quad (50)$$

где  $\alpha_{\text{вГ}}$  – трение в передаче винт-гайка;

$\alpha_{\text{по}}$  – трение в подшипниковой опоре.

$$M_{y2} = (\varphi_{\text{в}} \cdot K_x - x_{\text{бн}}) \cdot C \cdot K_{\varphi} \quad (51)$$

где  $C$  – коэффициент обратной связи по углу поворота передачи винт-гайка;

$K_x$  – коэффициент преобразующий угол поворота в линейное перемещение;

$K_{\varphi}$  – коэффициент преобразующий перемещение в угол поворота;

$x_{\text{бн}}$  – линейное перемещение блока нагружения;

$$C = c_{\text{вГ}} + c_{\text{по}} \quad (52)$$

где  $c_{\text{вГ}}$  – жесткость передачи винт-гайка;

$c_{\text{по}}$  – жесткость подшипниковой опоры.

Перепишем (48) с учетом (49), (51)

$$\Delta M2 = C_{y2} \cdot (\varphi_{\text{шэд}} - \varphi_{\text{в}}) - (\omega_{\text{в}} \cdot K_v - v_{\text{бн}}) \cdot K \cdot K_{\omega} - (\varphi_{\text{в}} \cdot K_x - x_{\text{бн}}) C \cdot K_{\varphi} \quad (53)$$

Шарико-винтовая передача трансформирует вращательное движение в поступательное:

$$\Delta F = F_T + F_{y2} - F - F_{\text{тлп}} \quad (54)$$

где  $F$  – осевая сила;

$F_{\text{тлп}}$  – сила трения в линейном подшипнике.

$$F_T = (\omega_{\text{в}} \cdot K_v - v_{\text{бн}}) \cdot K \quad (55)$$

$$F_{y2} = (\varphi_{\text{в}} \cdot K_x - x_{\text{бн}}) \cdot C \quad (56)$$

Осевая сила  $F$  определится как:

$$F = x_{\text{бн}} \cdot C_{\text{пр}} \quad (57)$$

где  $C_{\text{пр}}$  – жесткость блока тарельчатых пружин

Силу трения в линейном подшипнике  $F_{\text{тлп}}$  определим как:

$$F_{\text{тлп}} = v_{\text{бн}} \cdot K_{\text{тлп}} \quad (58)$$

где  $K_{\text{тлп}}$  – коэффициент обратной связи по линейной скорости блока нагружения.

Перепишем (54) в соответствии с (55), (56), (57), (58)

$$\Delta F = (\omega_{\text{в}} \cdot K_{\nu} - v_{\text{бн}}) \cdot K + (\varphi_{\text{в}} \cdot K_{\text{х}} - x_{\text{бн}}) \cdot C - x_{\text{бн}} \cdot C_{\text{пр}} - v_{\text{бн}} \cdot K_{\text{тлп}} \quad (59)$$

Запишем систему дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \Delta M1 = [(U_{\text{вх2}} + K_F \cdot F) \cdot K_{\text{у2}}] \cdot K_{\text{у3}} - C_{\text{уэ}} \cdot (\varphi_{\text{шэд}} - \varphi_{\text{в}}) - K_{\text{сшэд}} \cdot \omega_{\text{шэд}} \\ \Delta M2 = C_{\text{уэ}} \cdot (\varphi_{\text{шэд}} - \varphi_{\text{в}}) - (\omega_{\text{в}} \cdot K_{\nu} - v_{\text{бн}}) \cdot K \cdot K_{\omega} - (\varphi_{\text{в}} \cdot K_{\text{х}} - x_{\text{бн}}) C \cdot K_{\varphi} \\ \Delta F = (\omega_{\text{в}} \cdot K_{\nu} - v_{\text{бн}}) \cdot K + (\varphi_{\text{в}} \cdot K_{\text{х}} - x_{\text{бн}}) \cdot C - x_{\text{бн}} \cdot C_{\text{пр}} - v_{\text{бн}} \cdot K_{\text{тлп}} \end{cases} \quad (60)$$

Перепишем уравнение с учетом (36)

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{\text{эд}} \frac{d^2 \varphi_{\text{эд}}}{dt^2} = K_{\text{у2}} K_{\text{у3}} \cdot U_{\text{вх2}} + K_{\text{у2}} K_{\text{у3}} \cdot K_F \cdot F - C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{шэд}} + C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{в}} - \\ \quad - K_{\text{сшэд}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{шэд}}}{dt} \\ J_{\text{ио}} \frac{d^2 \varphi_{\text{в}}}{dt^2} = C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{шэд}} - C_{\text{уэ}} \cdot \varphi_{\text{в}} - K \cdot K_{\omega} \cdot \frac{d\varphi_{\text{в}}}{dt} \cdot K_{\nu} - K \cdot K_{\omega} + \frac{dx_{\text{бн}}}{dt} - \\ \quad - C \cdot K_{\varphi} \cdot \varphi_{\text{в}} \cdot K_{\text{х}} + C \cdot K_{\varphi} \cdot x_{\text{бн}} \\ M_{\text{бн}} \frac{d^2 x_{\text{бн}}}{dt^2} = K \cdot \frac{d\varphi_{\text{в}}}{dt} \cdot K_{\nu} - K \cdot \frac{dx_{\text{бн}}}{dt} + C \cdot \varphi_{\text{в}} \cdot K_{\text{х}} - C \cdot \varphi_{\text{в}} \cdot x_{\text{бн}} - x_{\text{бн}} \cdot C_{\text{пр}} - \\ \quad - \frac{dx_{\text{бн}}}{dt} \cdot K_{\text{тлп}} \end{array} \right. \quad (61)$$

## Разработка приложения

Для математического моделирования системы, было разработано приложение в программном обеспечении National Instruments LabView. Интерфейс приложения приведен на рисунке 33.

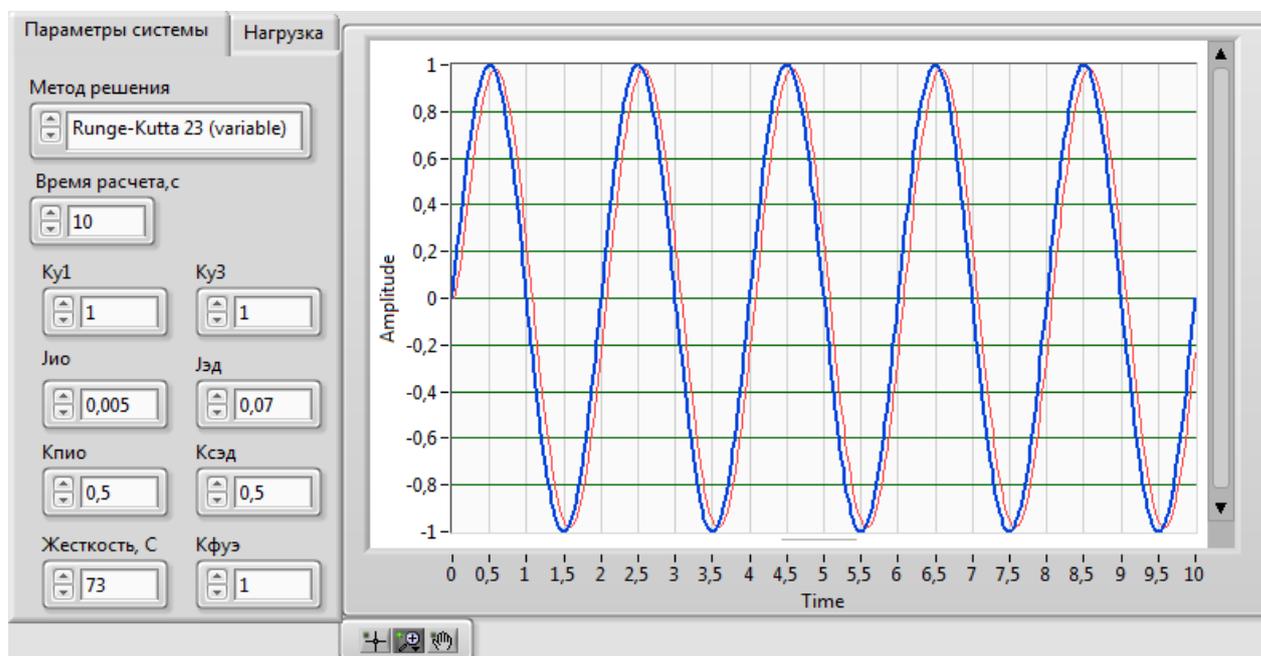


Рисунок 33. Интерфейс приложения

Интерфейс ПО включает в себя две области: меню параметров системы, графическую часть. Блоке параметров системы можно задавать коэффициенты системы, метод решения, время расчета, во вкладке «Нагрузка» задавать законы нагружения (постоянный, синусоидальный, пилообразный) и их параметры (частоту, амплитуду, фазу) (рисунок 34)

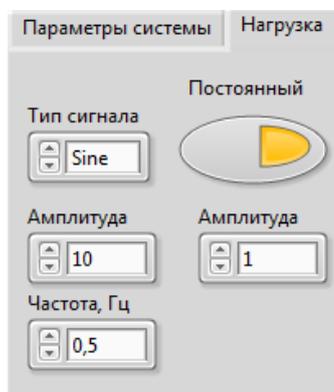


Рисунок 34. Меню задания закона нагружения

Логическая структура приложения приведена на рисунке 35.

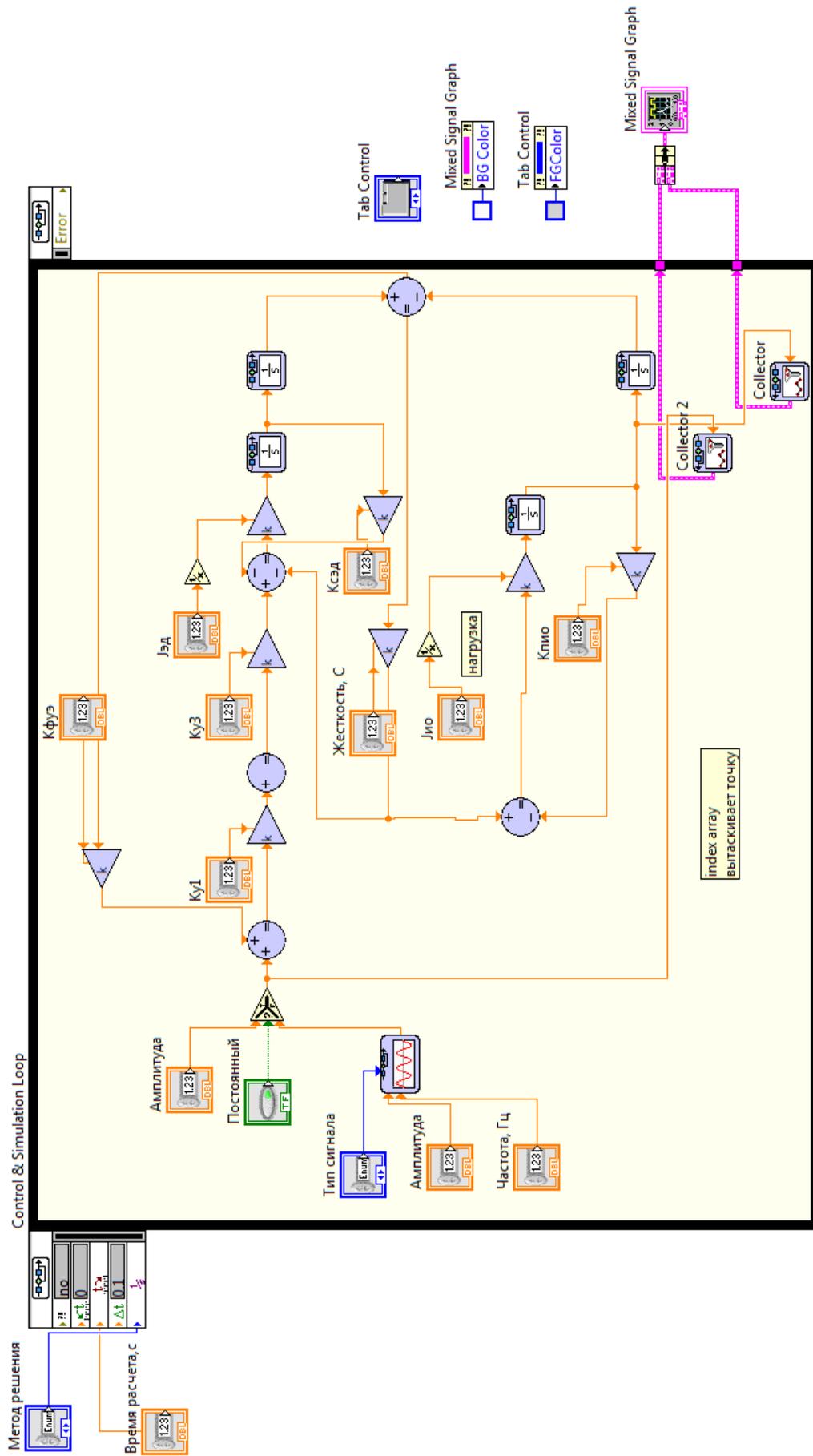


Рисунок 35. Логическая структура



## **2.3.Методика проведения теоретических исследований математической модели**

Последовательность формирования закона управляющего воздействия электропривода:

1. Математическое моделирование.
2. Формирование управляющих законов скоростного и силового нагружения. Формирование закона управляющего воздействия осуществляется программным обеспечением для проведения математического моделирования, рассмотренным выше. Проводится моделирование.
  - 2.1.Расчет ошибки. На данном этапе осуществляется сравнение двух законов управляющего воздействия: заданного и полученного в ходе первого моделирования. Определяется ошибка полученного закона управляющего воздействия.
  - 2.2.Коррекция управляющих законов скоростного и силового нагружения. Коррекция осуществляется коэффициентами коррекции по углу поворота исполнительного органа  $K_{\text{фюз}}$  и моменту трения  $K_M$ , смещением управляющего сигнала по фазе.
  - 2.3.Проверка результатов.

## 2.4. Теоретические исследования математической модели

Для проведения теоретического исследования математической модели была составлена матрица законов скоростного и силового нагружения (таблица 6)

Таблица 6 – условия эксперимента

Эксперимент	Закон /форма скоростного нагружения	Закон /форма силового нагружения
1	Постоянный	Постоянный 0 Н · м
		Постоянный 1 Н · м
2	Пульсационный / синусоидальный 500 об/мин	Постоянный 1 Н · м
4	Постоянный	Пульсационный / синусоидальный 1 Н · м

На рисунке 36 представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа с изменением нагрузки, действующей на исполнительный орган, при постоянном законе скоростного нагружения (500 об/мин) и постоянном законе силового нагружения.

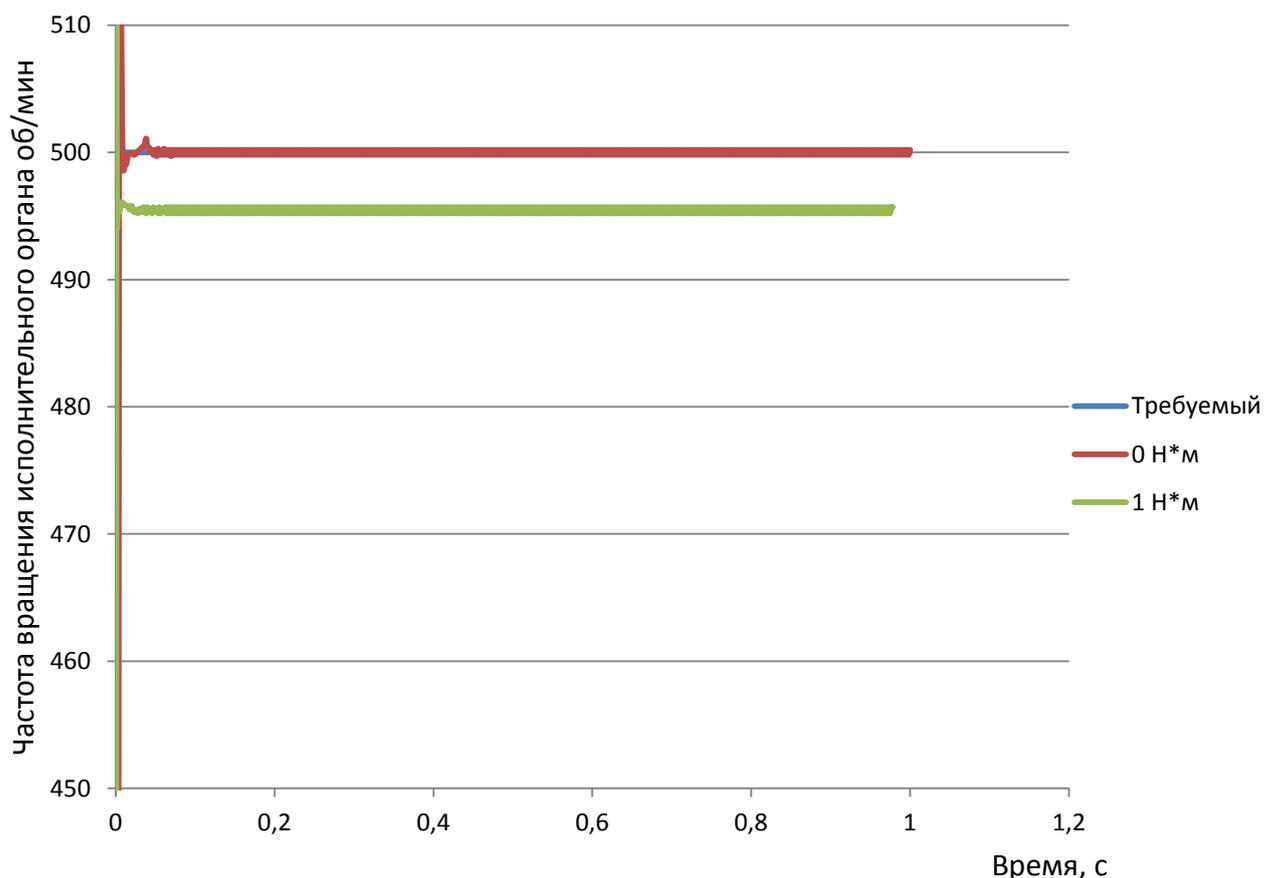


Рисунок 36. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой

Согласно полученным данным, наблюдается «просадка» закона управляющего воздействия на исполнительном органе, относительно требуемого закона, на 1% в зависимости от внешней нагрузки, действующей на исполнительный орган.

Проведем коррекцию закона управляющего воздействия с учетом внешней нагрузки на исполнительный орган в 1 Н · м. Коррекцию осуществим коэффициентом обратной связи по моменту трения  $K_M$ .

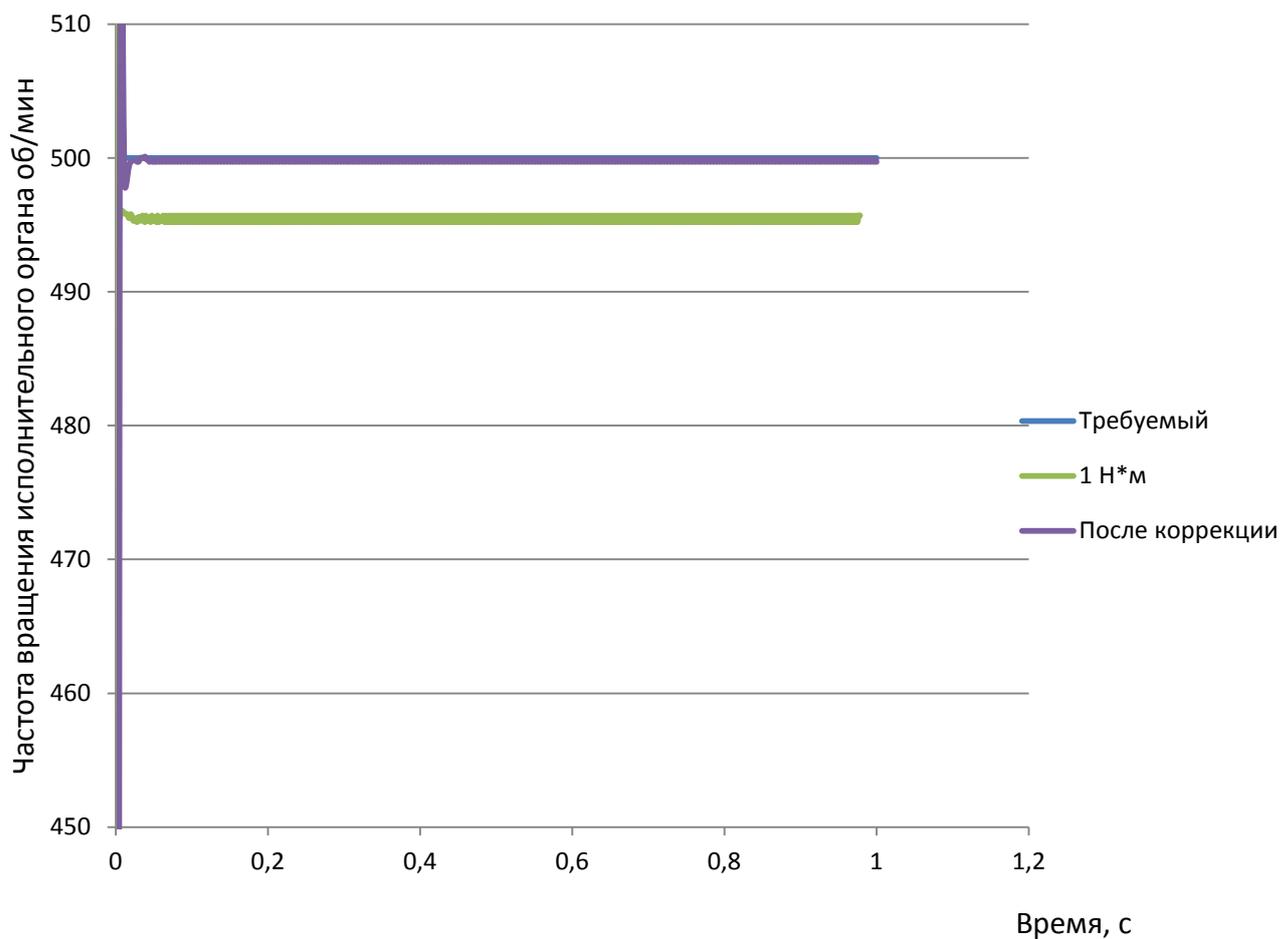


Рисунок 37. Коррекция закона управляющего воздействия

После коррекции закона управляющего воздействия видно, что при вводе коррекции по амплитуде через коэффициент  $K_M = 0,6$ , закон частоты вращения исполнительного органа соответствует требуемому закону.

На рисунке 38 представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа с изменением нагрузки, действующей на исполнительный орган, при синусоидальном законе скоростного нагружения (500 об/мин) и постоянном законе силового нагружения.

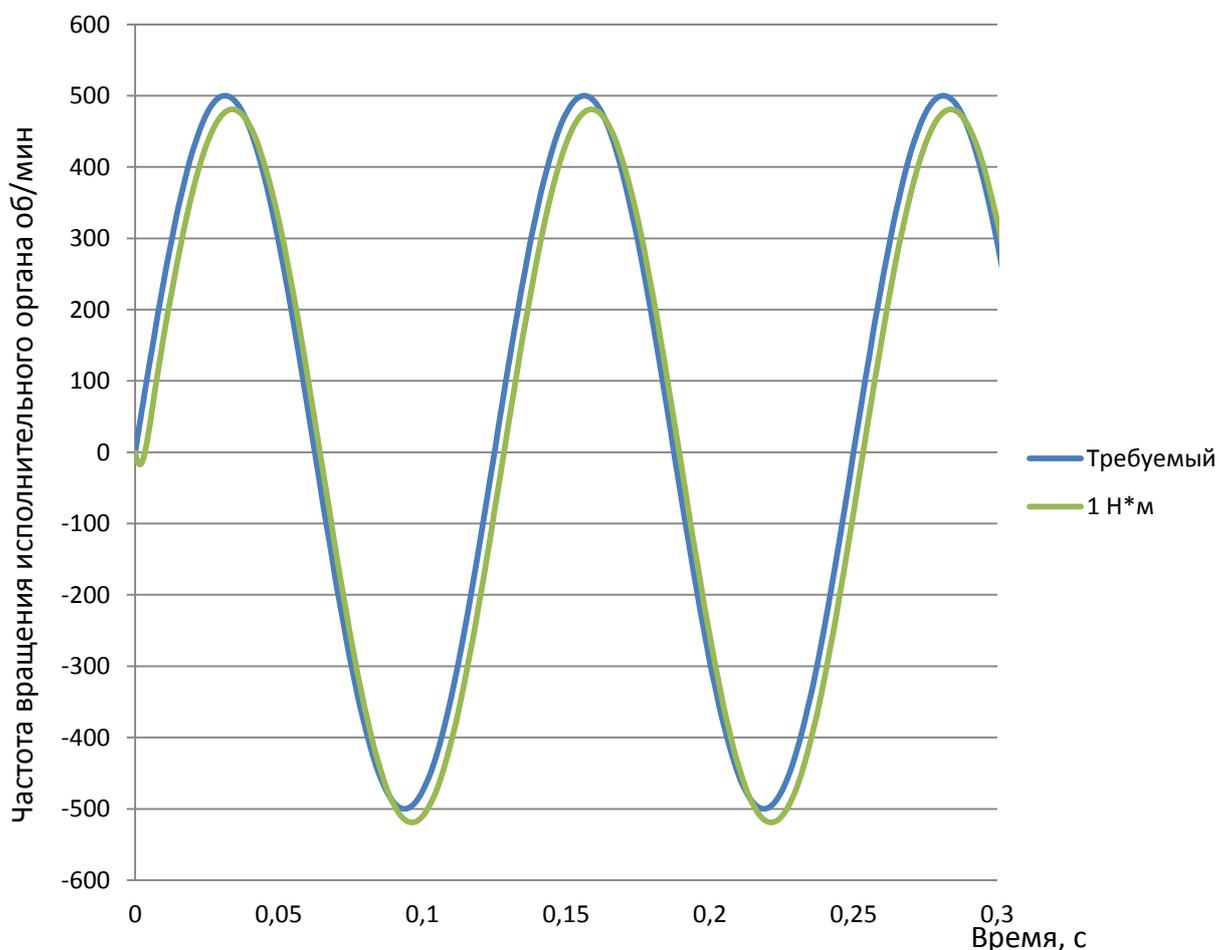


Рисунок 38.Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой

Согласно полученным данным, наблюдается «просадка» закона управляющего воздействия на исполнительном органе, относительно требуемого закона, на 3%. Помимо рассогласования амплитуд частоты вращения исполнительного органа, наблюдается запаздывание между циклами управляющего воздействия. Величина запаздывания составляет  $10^\circ$  или 5 мс, согласно данному режиму скоростного нагружения.

Проведем коррекцию закона управляющего воздействия с учетом внешней нагрузки на исполнительный орган в  $1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Коррекцию амплитуды осуществим коэффициентом обратной связи по моменту трения  $K_M$ , коррекцию запаздывания осуществим смещением сигнала по фазе коэффициентом  $K_{\text{фаз}}$ .

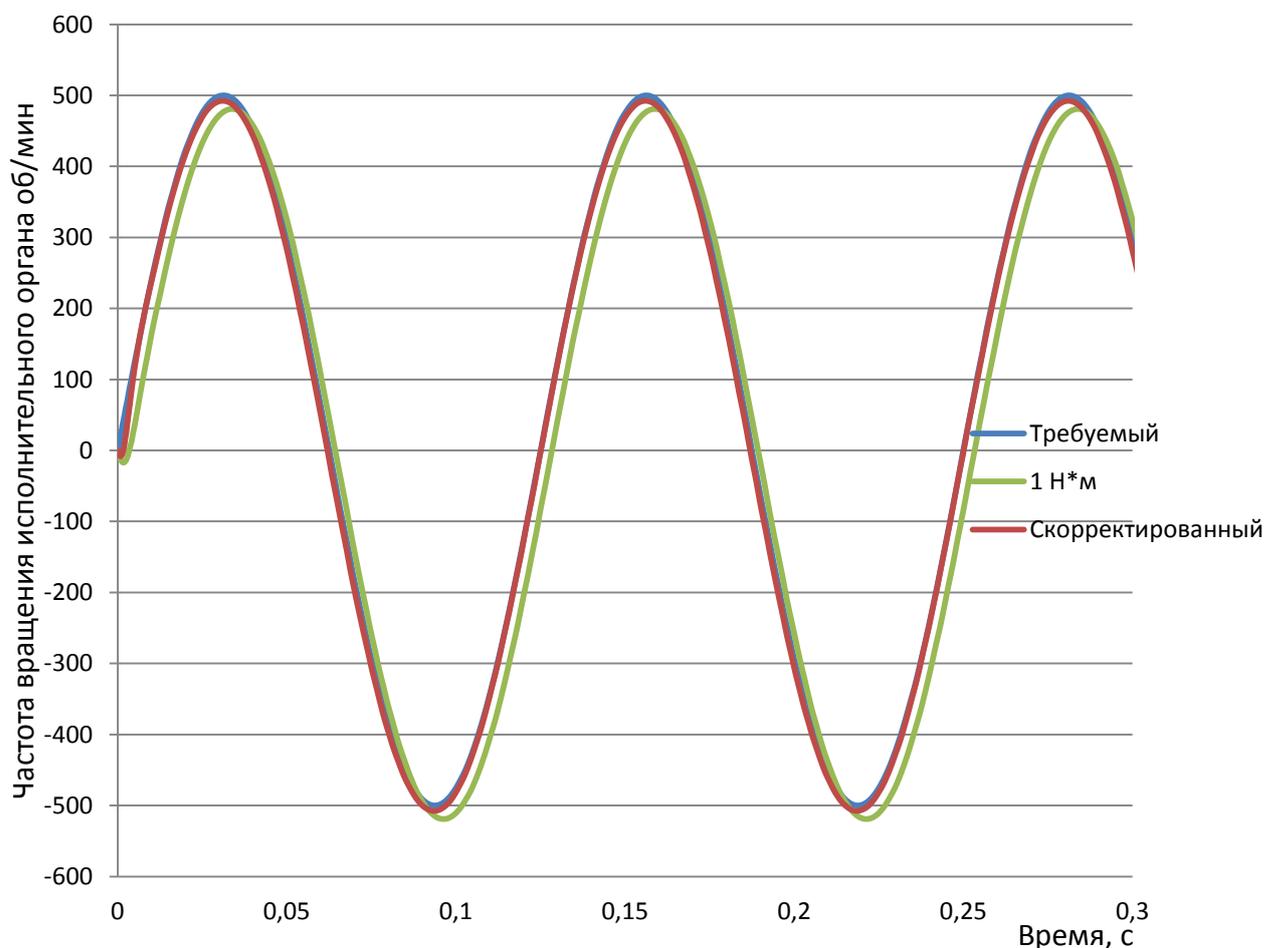


Рисунок 39. Коррекция закона управляющего воздействия

После коррекции закона управляющего воздействия видно, что при вводе коррекции по амплитуде через коэффициент  $K_M = 1,2$  и смещением управляющего сигнала по фазе на  $10^\circ$  закон частоты вращения исполнительного органа соответствует требуемому закону.

На рисунке 40 представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа с изменением нагрузки, действующей на исполнительный орган, при постоянном законе скоростного нагружения (500 об/мин) и пульсационном / синусоидальном законе силового нагружения  $1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

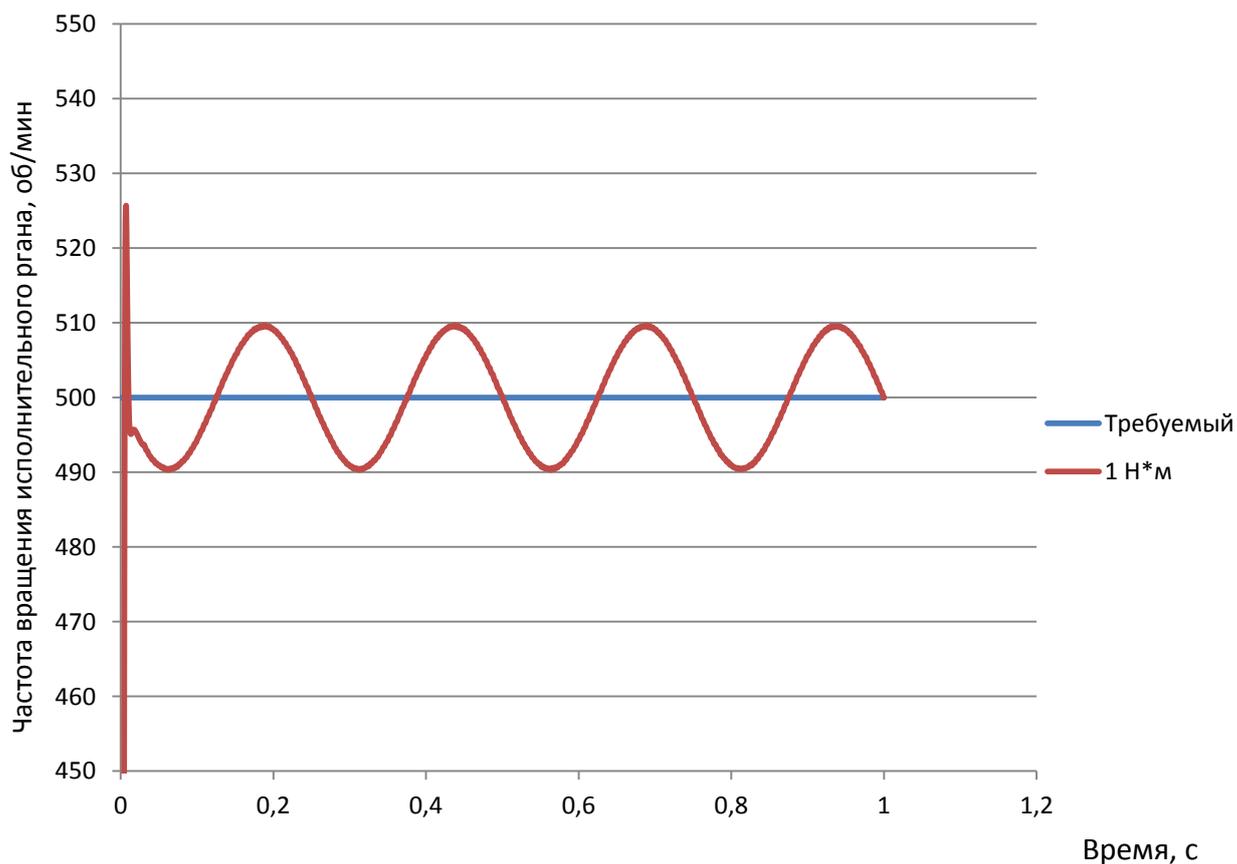


Рисунок 40. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой\

Согласно полученным данным, наблюдается отклонение закона управляющего воздействия на исполнительном органе, относительно требуемого закона, на 4%. Сигнал приобретает синусоидальную форму.

Проведем коррекцию закона управляющего воздействия с учетом внешней синусоидальной нагрузки на исполнительный орган в  $1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Коррекцию амплитуды осуществим коэффициентом обратной связи по моменту трения  $K_M$

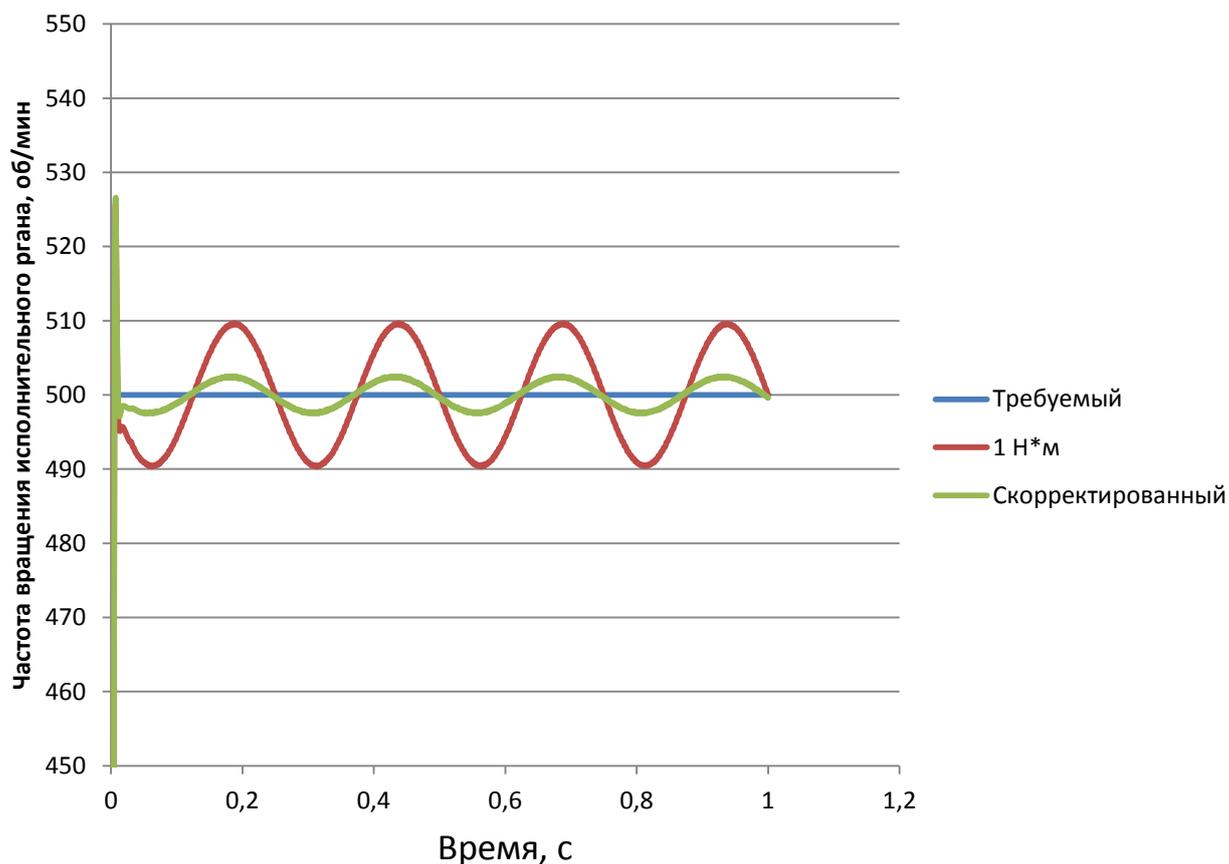


Рисунок 41. Коррекция закона управляющего воздействия

После коррекции закона управляющего воздействия видно, что при вводе коррекции по амплитуде через коэффициент  $K_M = 2$  видно, что угловая скорость изменяется по форме синуса, но амплитуда снизилась до 1%.

### **3. Выводы:**

1. На основе блок-схемы построены физические модели (расчетные) схемы исследования узлов нагружения.
2. На основе расчетных схем построены структурные схемы моделирования для узла силового динамического нагружения и узла скоростного динамического нагружения.
3. Проведен математический расчет узлов скоростного и силового нагружения, согласно расчетной и структурной схеме.
4. Выведены системы уравнений для узлов нагружения.
5. Определены передаточные функции для системы скоростного нагружения.
6. Разработано приложения для расчета математической модели в среде NI LabView.
7. Проведено теоретическое моделирование системы динамического нагружения при разных законах/формах силового и скоростного динамического нагружения.

### III. Экспериментальная апробация результатов

#### 1. Стенд динамического нагружения

Для проведения натурального эксперимента был спроектирован стенд, направленный на имитацию работы узла скоростного и силового динамического нагружения (рисунок 42).

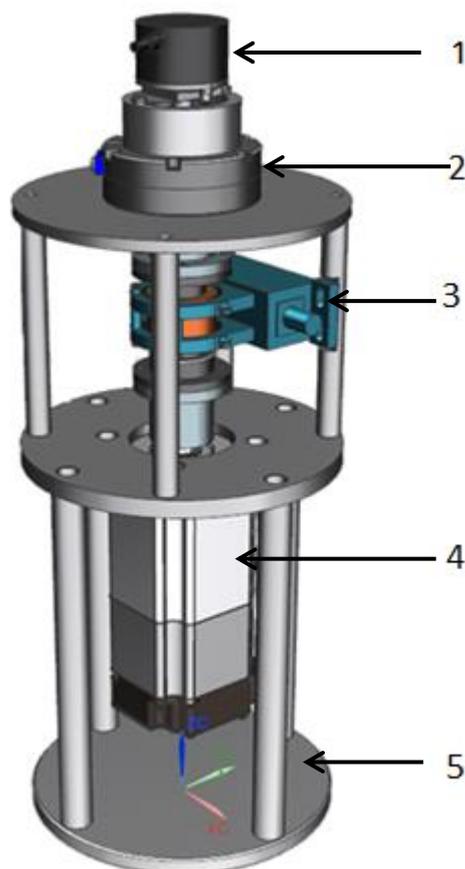


Рисунок 42. Испытательный стенд:

1 – энкодер; 2 – порошковый тормоз; 3 – датчик крутящего момента; 4 – электродвигатель; 5 – рама.

В стенде установлен привод главного движения Panasonic MSME042S1D, драйвер управления электродвигателем двигателем Panasonic MBDHT2510.

Для имитации нагрузки на исполнительном органе установлен порошковый тормоз Merobel FAT 20. Технические характеристики порошкового тормоза приведены в приложении Б. В качестве драйвера управления порошковым тормозом Merobel FAT 20 был выбран драйвер Power Block 0,4 ME129686-00.

Технические характеристики драйвера порошкового тормоза приведены в приложении В.

Регистрация крутящего момента осуществляется посредством датчика крутящего момента ТИЛКОМ–20.

Регистрация углового положения исполнительного органа осуществляется энкодером OMRON E6H-CWZ1X. Технические характеристики энкодера приведены в приложении А.

## 2. Программное обеспечение

Система управления стандом построена на базе контроллера National Instruments NI cRIO-9012. Программный код разработан в среде графического программирования NI LabVIEW. Логика программирования NI RIO приведена на рисунке 43.

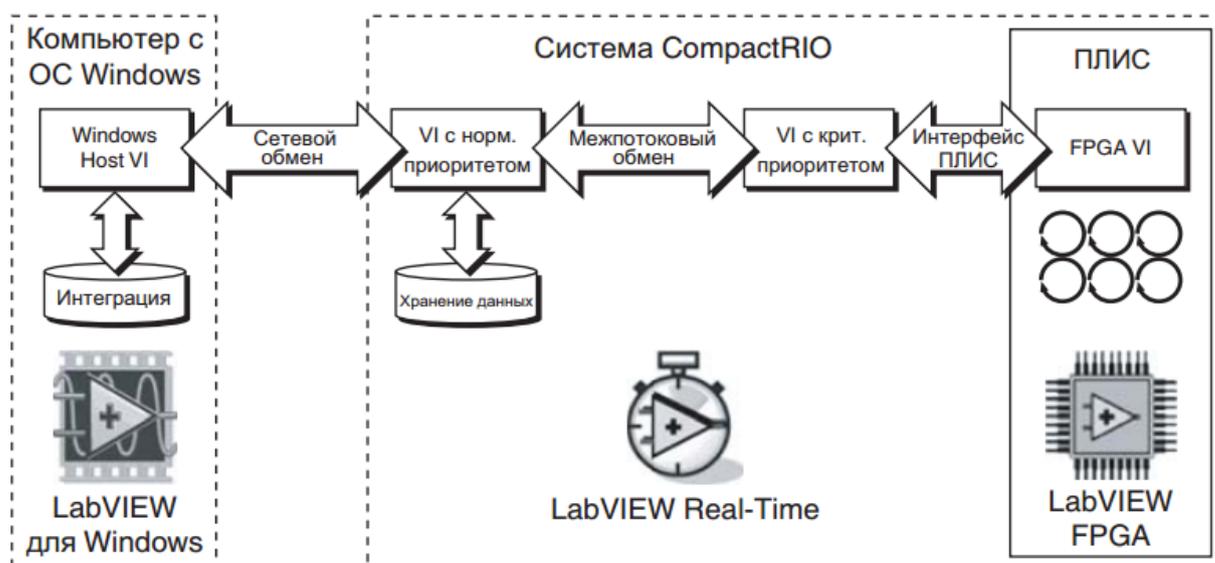


Рисунок 43. Логика программирования контроллера NI RIO.

Приложений для Compact RIO используют три отдельных процессора: на компьютере под управление операционной системой Windows, на контроллере реального времени и ядро ПЛИС (FPGA). На контроллере Compact RIO вместо Windows установлена операционная система реального времени. На ПЛИС операционной системы нет, так как код реализуется непосредственно на аппаратном уровне.

Система Compact RIO (рисунок 44) состоит из контроллера реального времени (рисунок 45) и блоков ввода/вывода данных (рисунок 46).



Рисунок 44. Контроллер Compact RIO

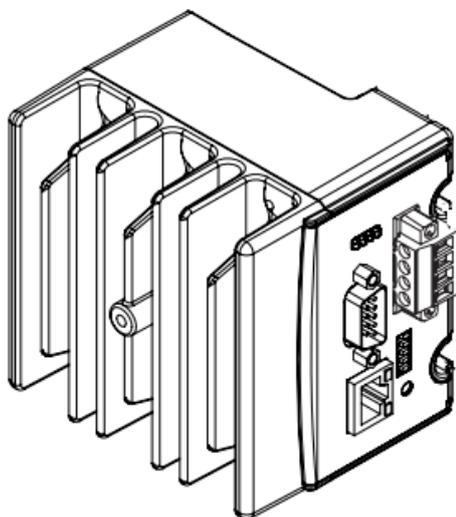


Рисунок 45. Контроллер реального времени

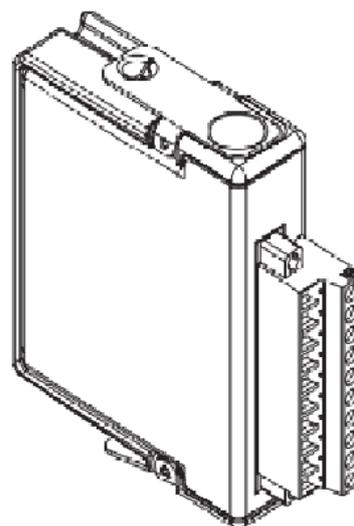


Рисунок 46. Блок ввода/вывода данных

На рисунке 47 приведен интерфейс, разработанного программного обеспечения, предназначенного для управления испытательным стендом динамического нагружения. Приложение позволяет управлять стендом в автоматическом режиме, по заданному закону управления, или в ручном режиме. Система регистрирует положение исполнительного органа, посредством энкодера. Осуществляется регистрация крутящего момента, посредством датчика крутящего момента. По крутящему моменту можно судить о нагрузке, действующей на исполнительный орган. Параметры скорости и момента выводятся на круговую диаграмму, которая позволяет определять изменение данных параметров на один оборот.

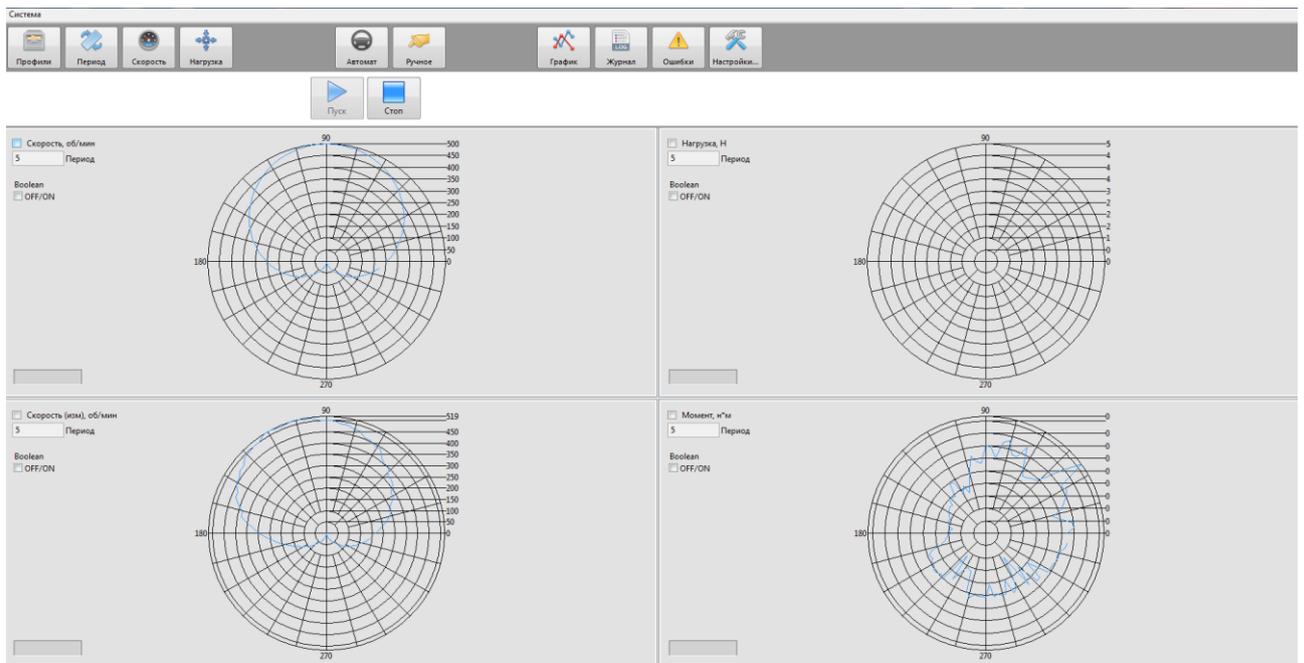


Рисунок 47. Интерфейс программного обеспечения

На рисунке 48 приведено окно задания закона скоростного нагружения.

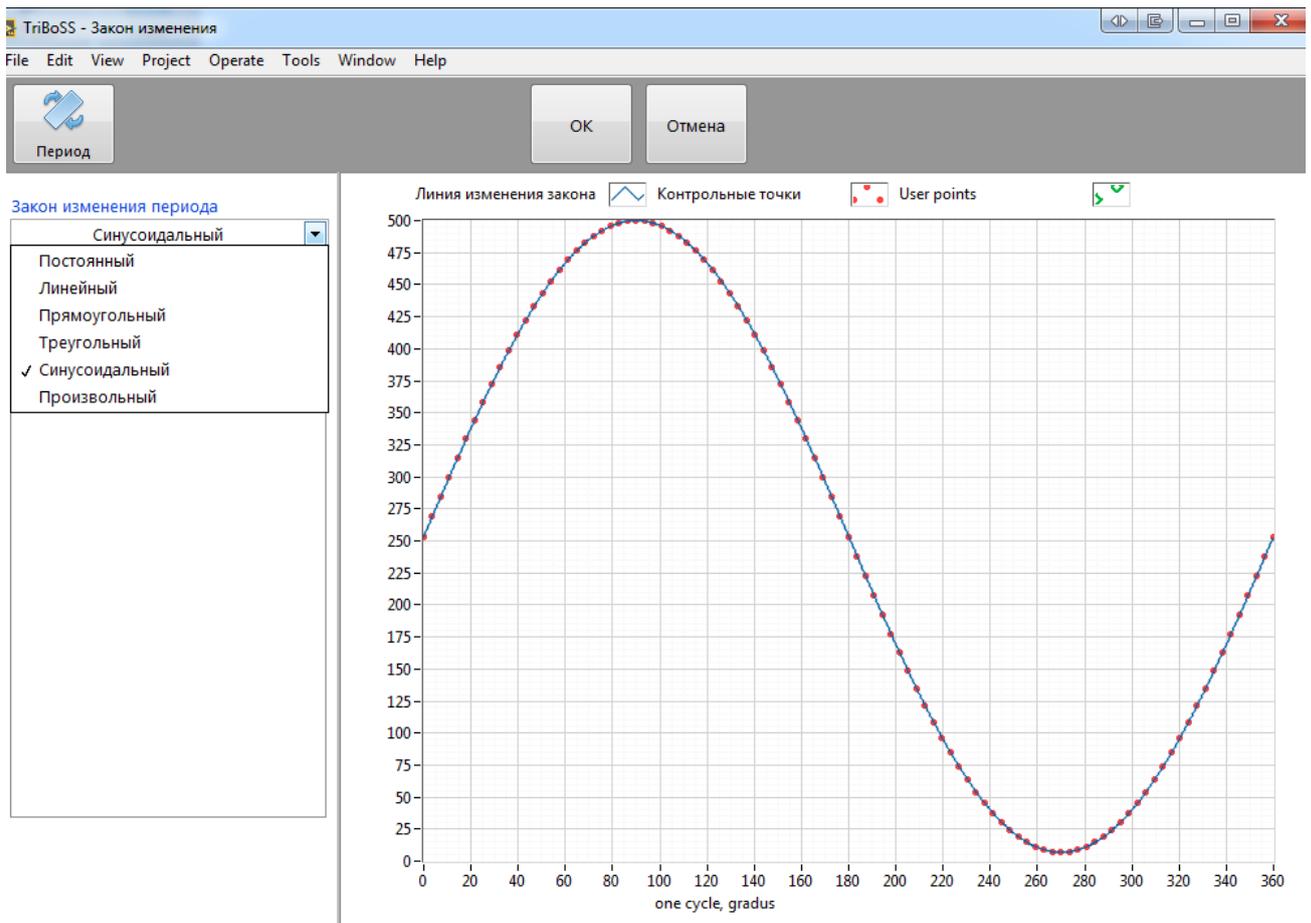


Рисунок 48. Меню задания закона скоростного нагружения.

### 3. Определение параметров системы

В данном разделе рассмотрен вопрос, связанный с определением параметров быстродействия системы (время перерегулирования системы, постоянная времени  $T$ , коэффициент демпфирования  $\xi$ ).

Проведена серия экспериментов (таблица 7), с изменением частоты вращения привода и нагрузки, действующей на исполнительный орган.

Таблица 7. Условия эксперимента

Частота вращения привода, об/мин	Нагрузка, Н · м
0 – 500	0
	0,5
	1
0 – 1500	0
	0,5
	1
0 – 2000	0
	0,5
	1
0 – 3000	0
	0,5
	1

Скоростные характеристики испытательного стенда приведены на рисунках 49, 50, 51.

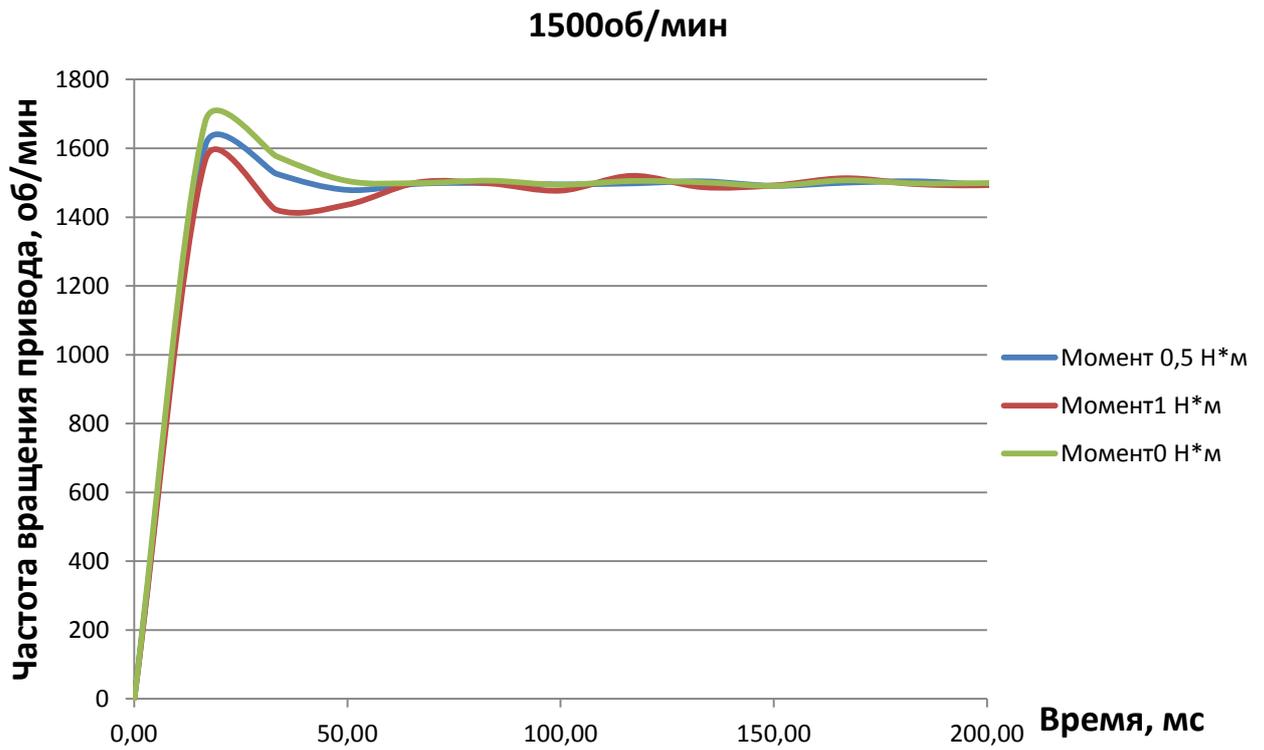


Рисунок 49.Скоростная характеристика системы

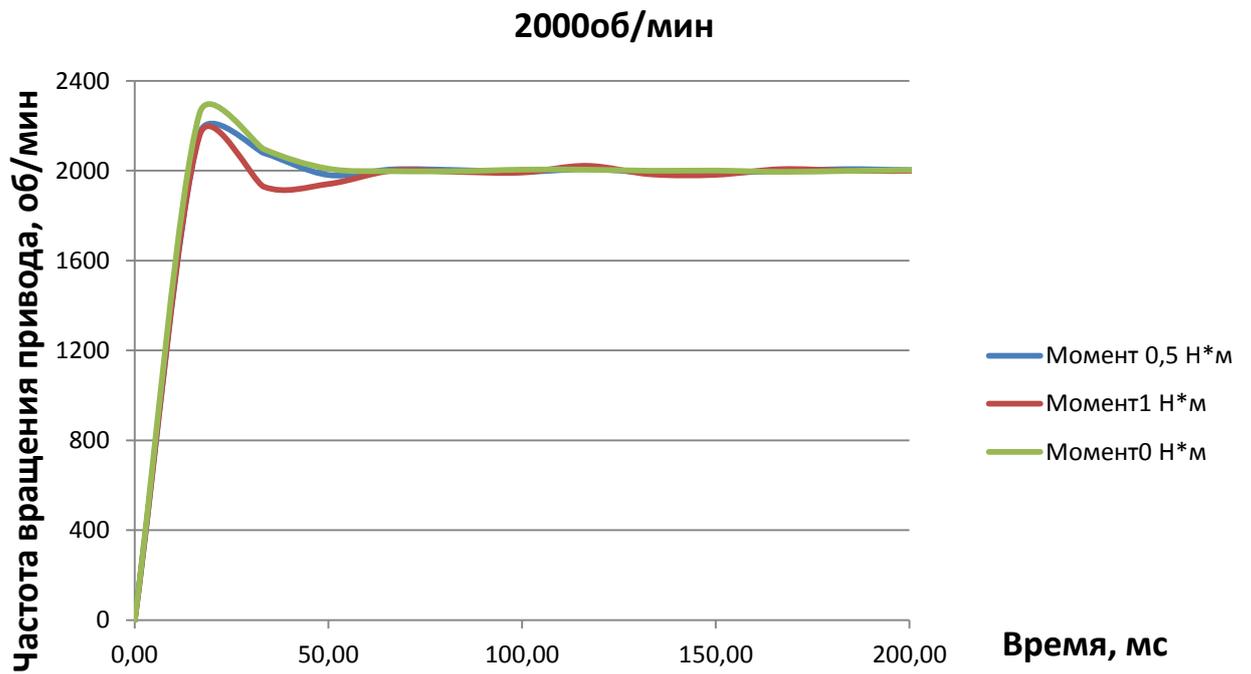


Рисунок 50.Скоростная характеристика системы

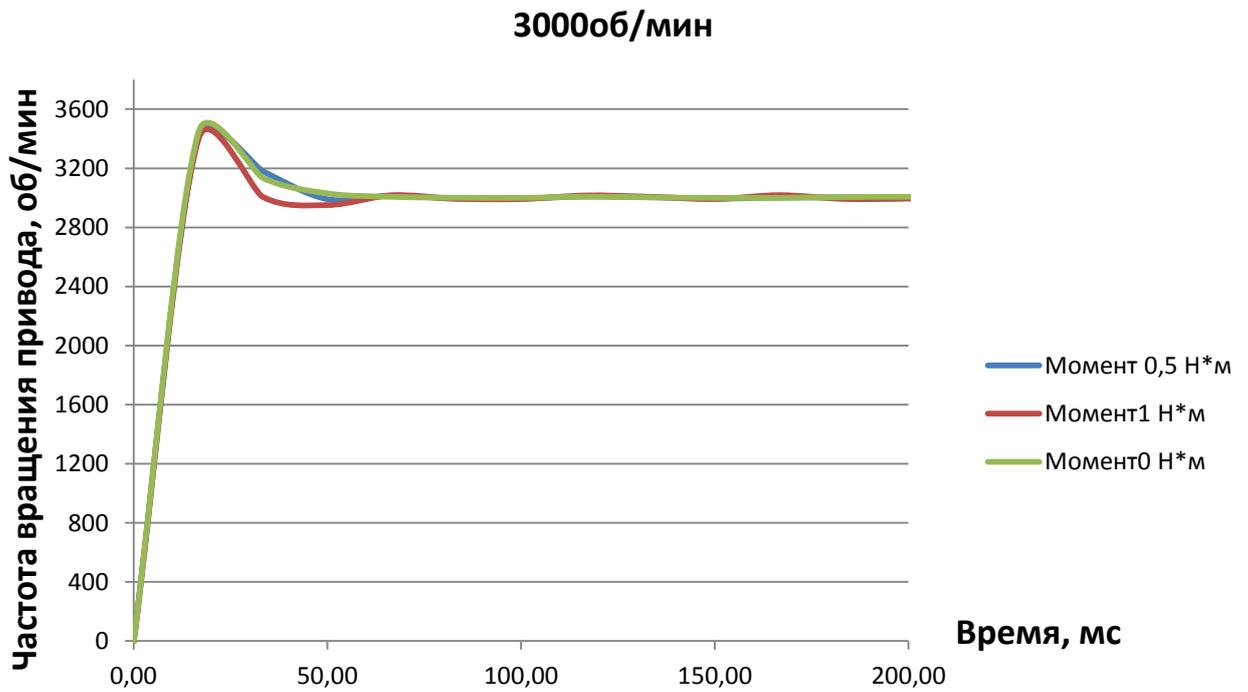


Рисунок 51. Скоростная характеристика системы

Согласно полученным экспериментальным данным (рисунок 49, 50, 51), время переходного процесса при разных условиях скоростного и силового нагружения системы составляет 100 мс.

Для определения быстродействия системы воспользуемся расчетной схемой из теории автоматического управления (рисунок 52)

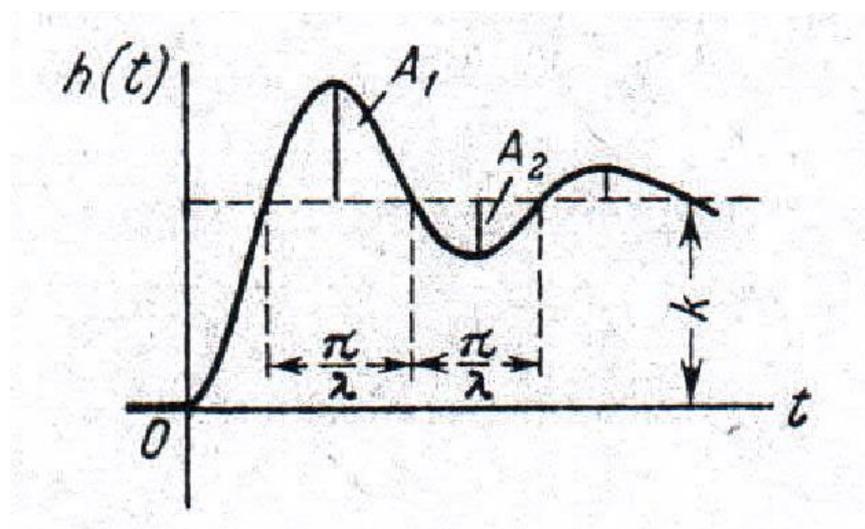


Рисунок 52. Расчетная схема параметров быстродействия системы

$A_1, A_2$  – отклонение частоты вращения от номинальной;  $k$  – номинальная частота вращения.

Рассчитаем постоянную времени  $T$  и коэффициент демпфирования  $\xi$  (затухания) системы.

Коэффициент демпфирования  $\xi$  определяется как:

$$\xi = \frac{\frac{\lambda}{\pi} \cdot \ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right)}{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{\lambda}{\pi} \cdot \ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right)\right)^2}} \quad (1)$$

Постоянная времени  $T$  определяется как:

$$T = \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{\lambda}{\pi} \cdot \ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right)\right)^2}} \quad (2)$$

Для получения расчетных данных воспользуемся скоростной характеристикой привода (рисунок 53).

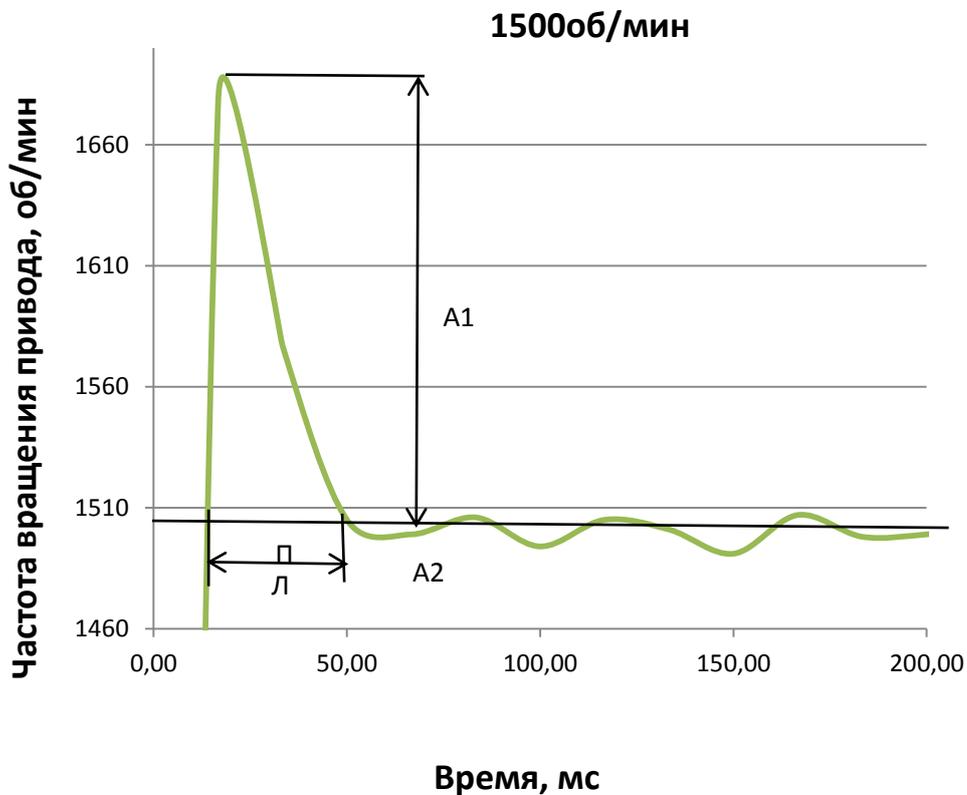


Рисунок 53. Скоростная характеристика системы

$$A_1 = 107 \text{ об/мин}, A_2 = 21 \text{ об/мин}, \frac{\pi}{\lambda} = 25 \text{ мс}$$

Определим коэффициент затухания системы согласно (1):

$$\xi = \frac{0,4 \cdot \ln\left(\frac{107}{21}\right)}{\sqrt{0,125^2 + \left(0,4 \cdot \ln\left(\frac{107}{21}\right)\right)^2}} = 0,46$$

Определим постоянную времени системы согласно (2):

$$T = \frac{1}{\sqrt{0,125^2 + \left(0,4 \cdot \ln\left(\frac{107}{21}\right)\right)^2}} = 7,06$$

Согласно теории автоматического управления, коэффициент демпфирования  $\xi$  изменяется от 0 до 1. При его увеличении, снижается амплитуда колебаний  $A_1$  и  $A_2$ . С увеличением постоянной времени  $T$  увеличивается время переходного процесса системы.

#### **4. Методика проведения эксперимента**

Последовательность формирования закона управляющего воздействия электропривода:

1. Формирование управляющих законов скоростного и силового нагружения. Формирование закона управляющего воздействия осуществляется программным обеспечением (системой управления стендом динамического нагружения). Осуществляется пробный запуск электропривода по сформированному закону управляющего воздействия.
2. Расчет ошибки. На данном этапе осуществляется сравнение двух законов управляющего воздействия: заданного и полученного в ходе пробного пуска. Определяется ошибка полученного закона управляющего воздействия.
3. Коррекция управляющих законов скоростного и силового нагружения. Коррекция осуществляется путем суммирования ошибки полученного закона управляющего воздействия с заданным законом управляющего воздействия. Результатом суммирования является формирование нового закона управляющего воздействия.
4. Проверка результатов.

#### **5. Эксперимент**

Для проведения исследования динамики узла скоростного динамического нагружения составим матрицу законов скоростного и силового нагружения (таблица 8)

Таблица 8. Условия эксперимента

Эксперимент	Закон /форма скоростного нагружения	Закон /форма силового нагружения
1	Восходящий 0-1000 об/мин	Постоянный 0 Н · м
		Постоянный 0,5 Н · м
		Постоянный 1 Н · м
2	Пульсационный / синусоидальный 500 об/мин	Постоянный 0 Н · м
		Постоянный 0,5 Н · м
		Постоянный 1 Н · м
3	Постоянный 500 об/мин	Пульсационный / синусоидальный 0,5 Н · м

Для удобства работы с графическими данными, представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа от положения энкодера во всем промежутке времени проведения испытания в декартовой системе координат. Представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа на одном обороте в полярной системе координат.

На рисунках 54, 55 представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа с изменением нагрузки, действующей на исполнительный орган, при восходящем законе скоростного нагружения (0–1000 об/мин) и постоянном законе силового нагружения.

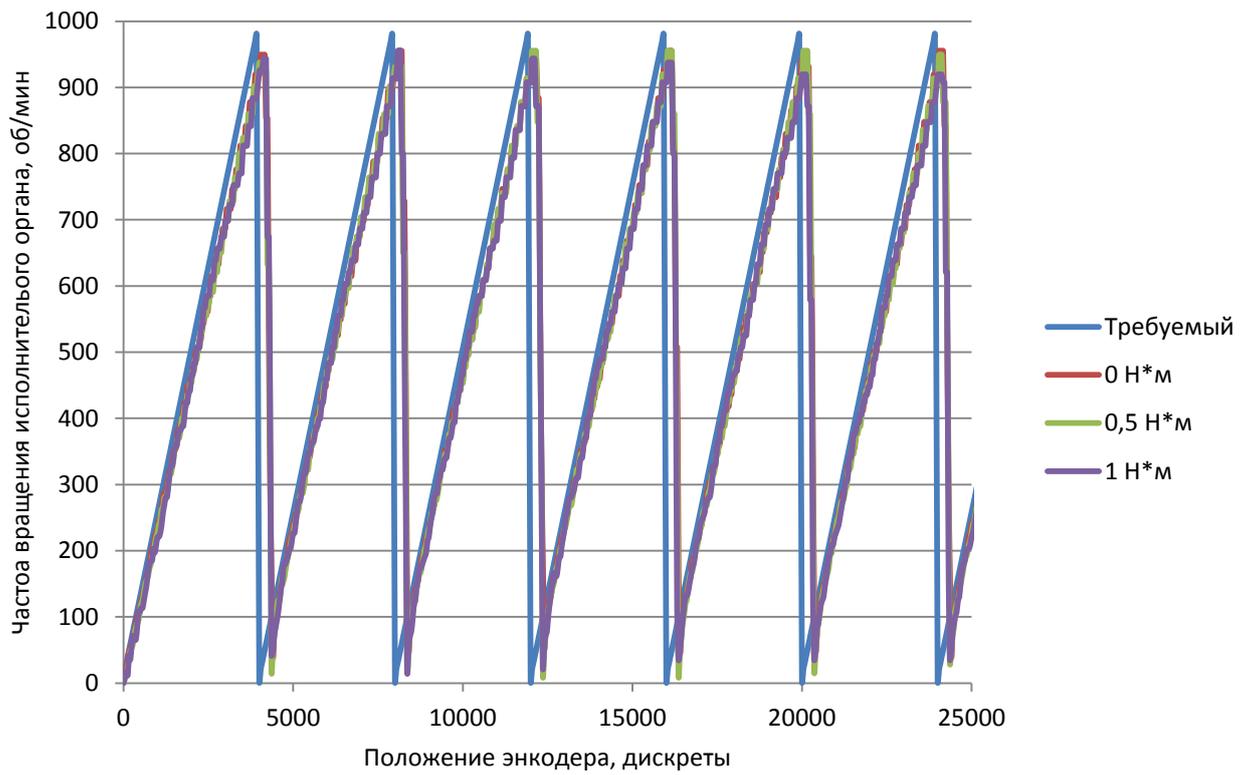


Рисунок 54. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой

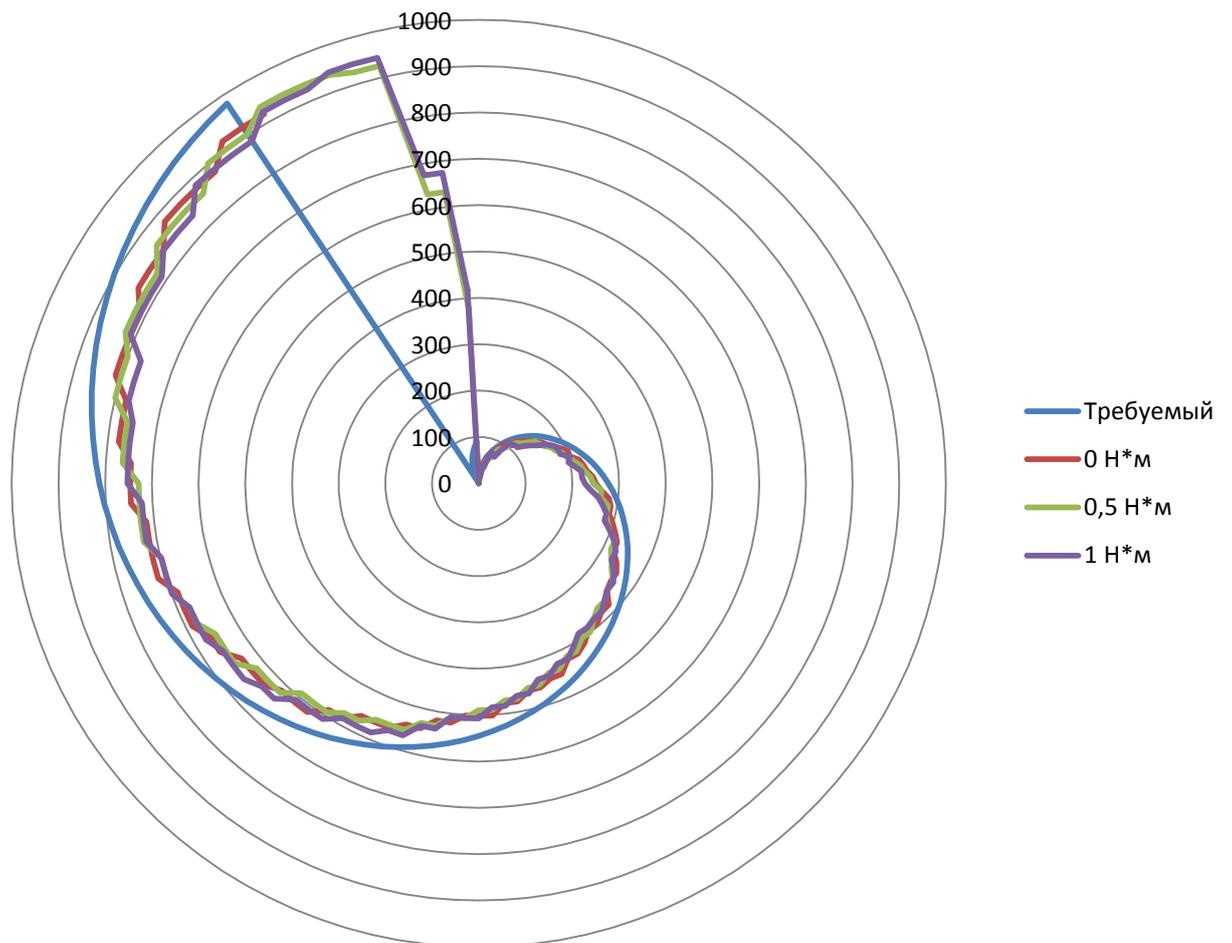


Рисунок 55. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой на одном обороте

Согласно полученным данным, наблюдается «просадка» закона управляющего воздействия на исполнительном органе, относительно требуемого закона, на 8 – 10% в зависимости от внешней нагрузки, действующей на исполнительный орган. Помимо рассогласования амплитуд частоты вращения исполнительного органа, наблюдается запаздывание между циклами управляющего воздействия. Величина запаздывания составляет  $30^\circ$  или 5 мс, согласно данному режиму скоростного нагружения.

Проведем коррекцию закона управляющего воздействия с учетом внешней нагрузки на исполнительный орган в  $1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

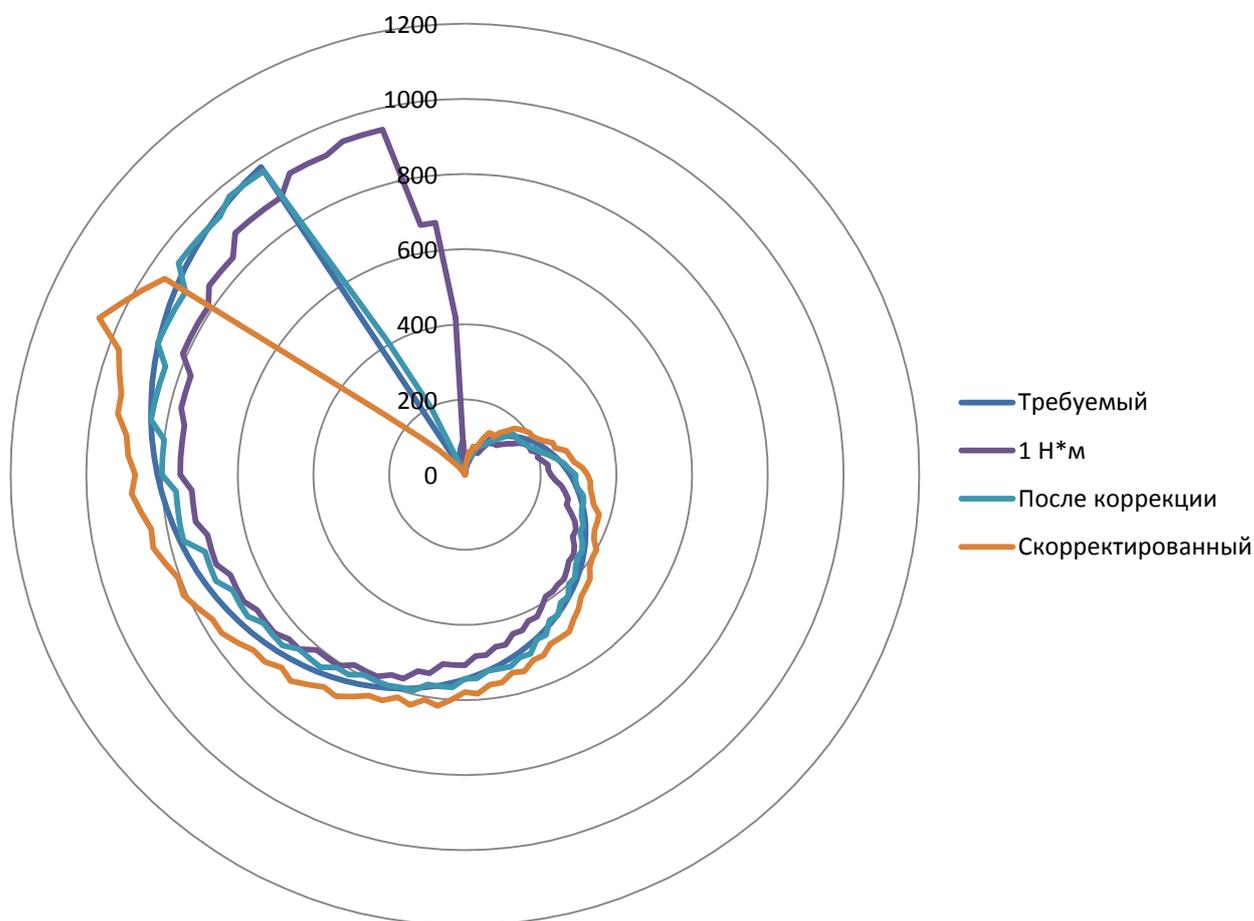


Рисунок 56. Коорекция закона управляющего воздействия

После коррекции закона управляющего воздействия видно, что при вводе коррекции по амплитуде и величине запаздывания форма закона частоты вращения исполнительного органа соответствует форме требуемого закона.

На рисунках 57, 58 представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа с изменением нагрузки, действующей на исполнительный орган, при синусоидальном законе скоростного нагружения (0–500 об/мин) и постоянном законе силового нагружения.

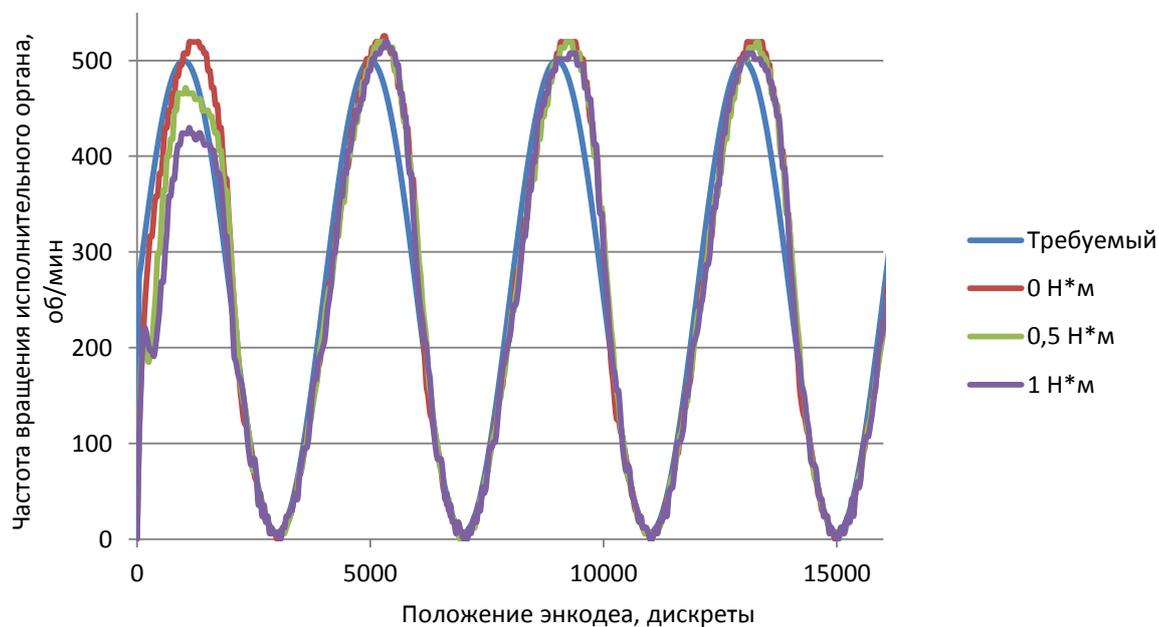


Рисунок 57. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой

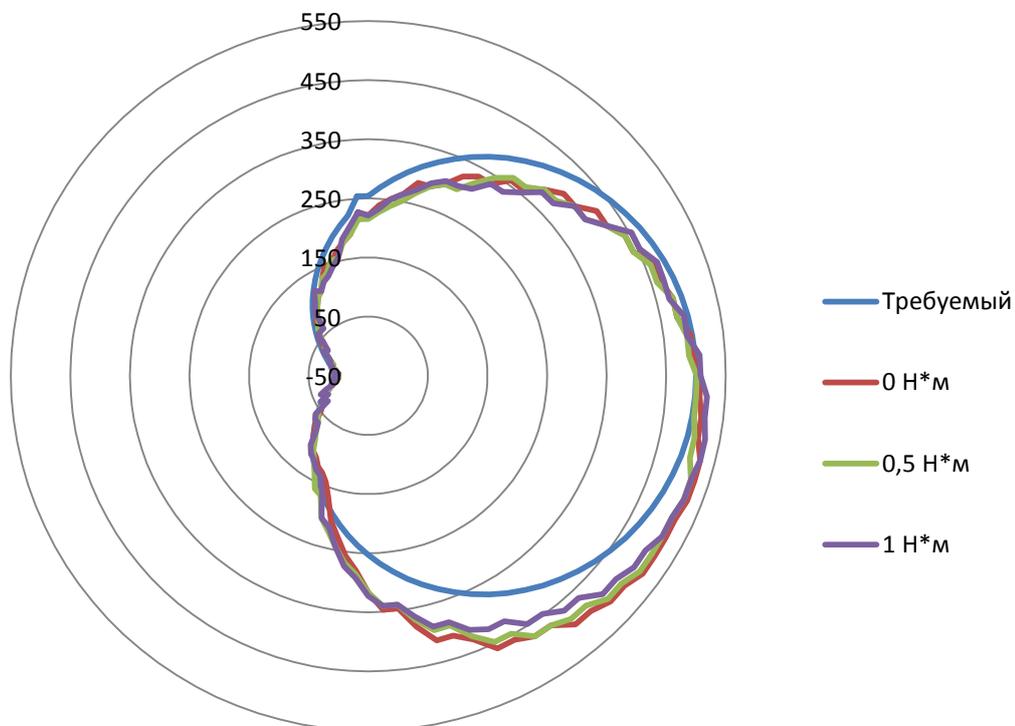


Рисунок 58. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой на одном обороте

Согласно полученным данным, наблюдается «просадка» закона управляющего воздействия на исполнительном органе, относительно требуемого закона 8% в зависимости от внешней нагрузки, действующей на исполнительный орган. Помимо рассогласования амплитуд частоты вращения исполнительного органа, наблюдается запаздывание между циклами управляющего воздействия. Величина запаздывания на фазе торможения составляет  $10^\circ$  или 3 мс, согласно данному режиму скоростного нагружения.

Проведем коррекцию закона управляющего воздействия с учетом внешней нагрузки на исполнительный орган в  $1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

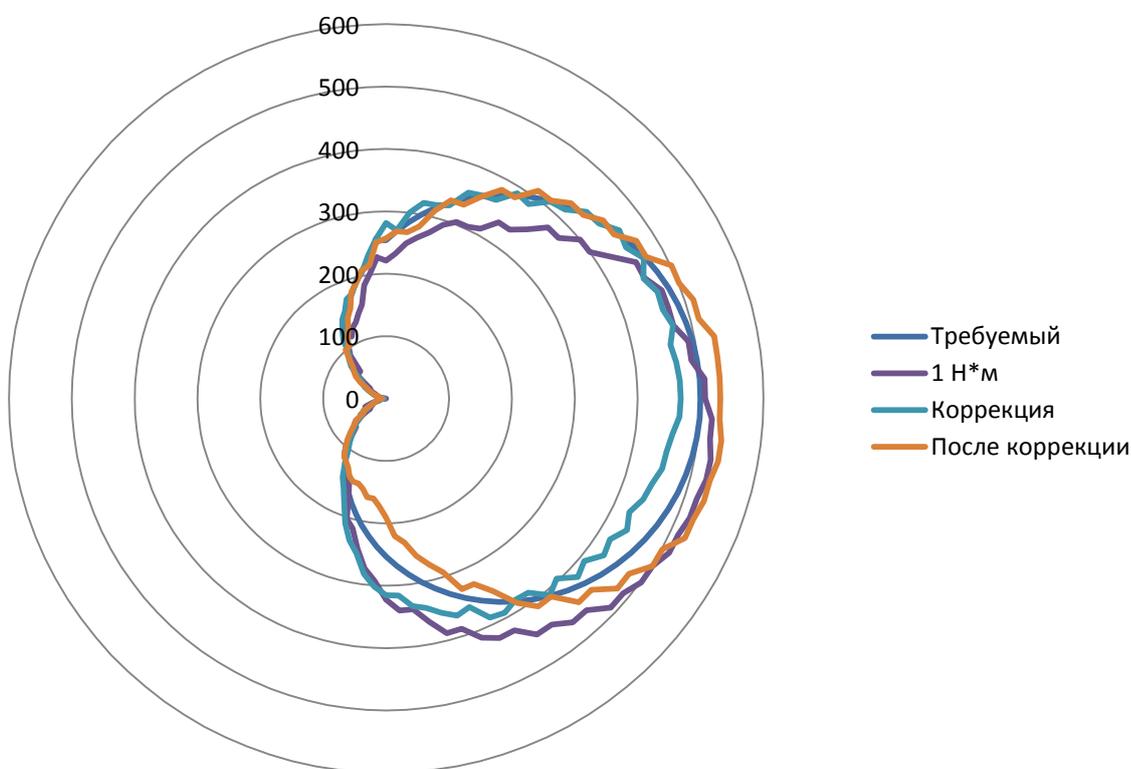


Рисунок 59. Коррекция закона управляющего воздействия

После коррекции закона управляющего воздействия видно, что при вводе коррекции по амплитуде и величине запаздывания, изменяется форма закона частоты вращения исполнительного органа, что не позволяет говорить о достоверности закона управляющего воздействия. Погрешность по амплитуде снижена до 5%.

На рисунках 59, 60 представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа с изменением нагрузки, действующей на исполнительный орган, при постоянном законе скоростного нагружения (500 об/мин) и синусоидальном законе силового нагружения (0,5 Н · м).

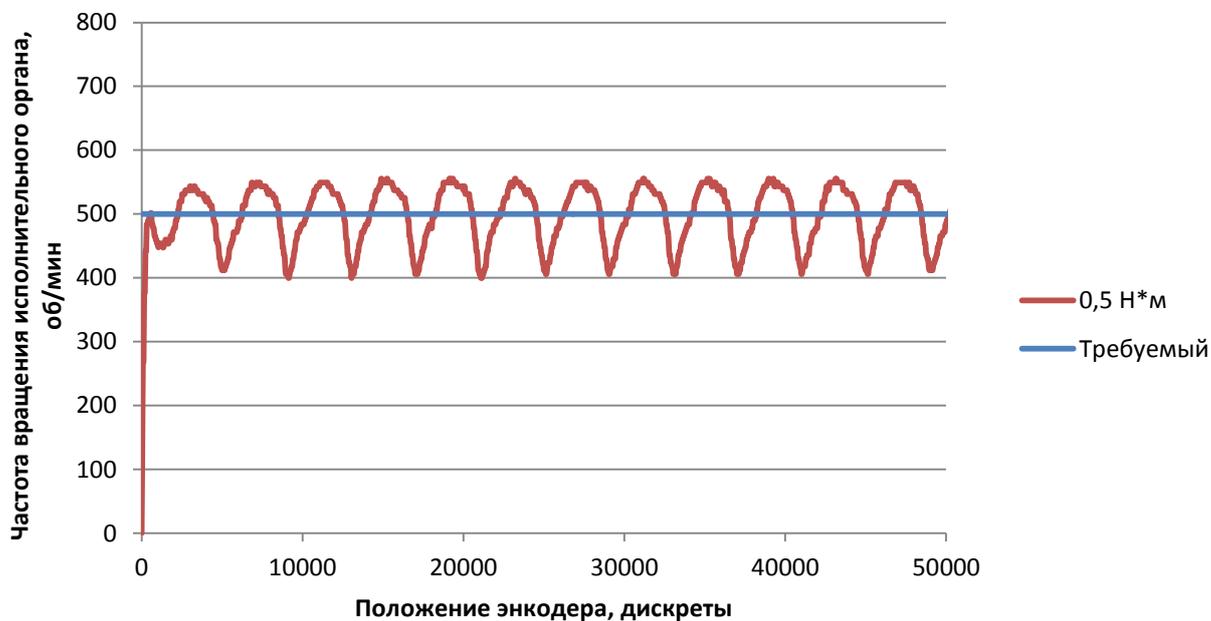


Рисунок 60. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой

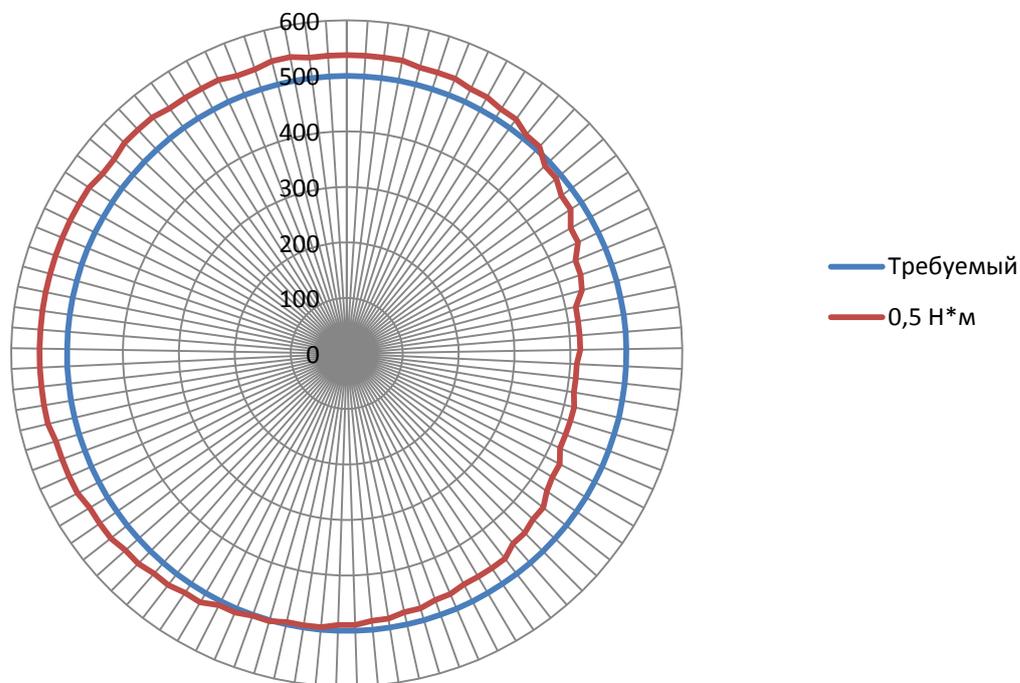


Рисунок 61. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой на одном обороте

Согласно полученным данным, наблюдается «просадка» амплитуды закона управляющего воздействия на исполнительном органе, относительно требуемого закона от 10% до 20% в зависимости от фазы действия внешней нагрузки, приложенной к исполнительный орган.

Проведем коррекцию закона управляющего воздействия с учетом внешней нагрузки на исполнительный орган в  $0,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , изменяющуюся по закону синуса.

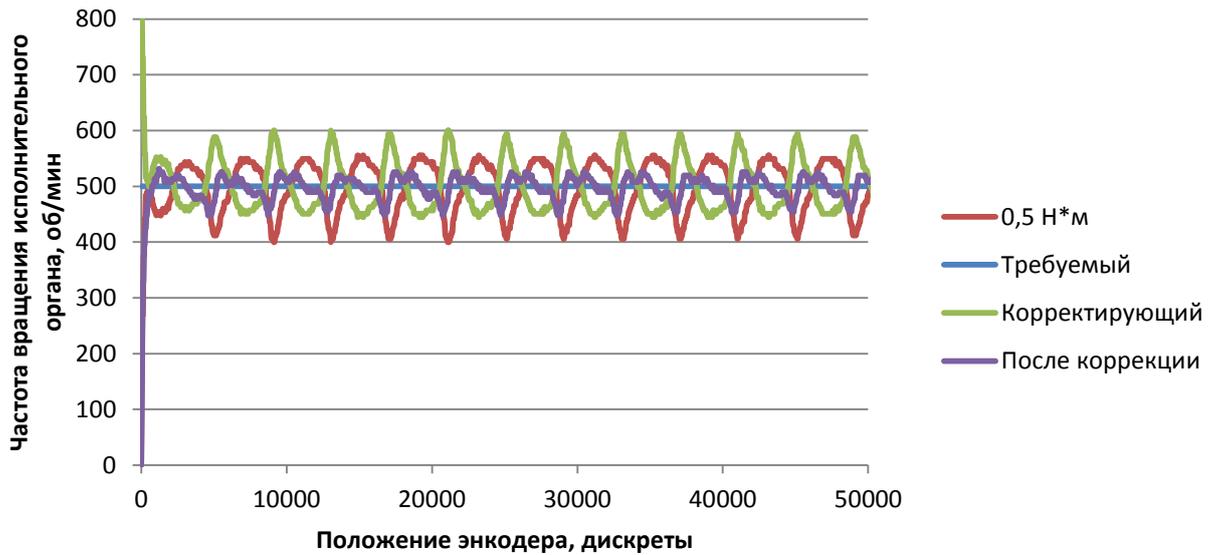


Рисунок 62. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой

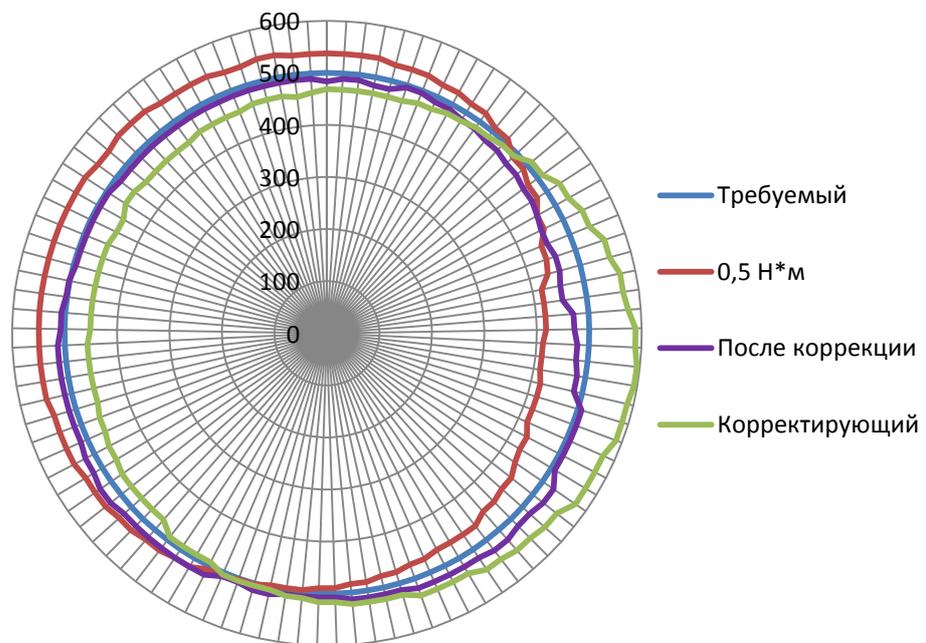


Рисунок 63. Коррекция закона управляющего воздействия

После коррекции закона управляющего воздействия видно, что при вводе коррекции по амплитуде и величине запаздывания, изменяется форма закона частоты вращения исполнительного органа, но не позволяет ее приблизить к требуемому закону, что не позволяет говорить о достоверности закона управляющего воздействия. Погрешность по амплитуде снижена до 5%.

На рисунках 64, 65 представлена зависимость изменения частоты вращения исполнительного органа с изменением нагрузки, действующей на исполнительный орган, при произвольном законе скоростного нагружения.

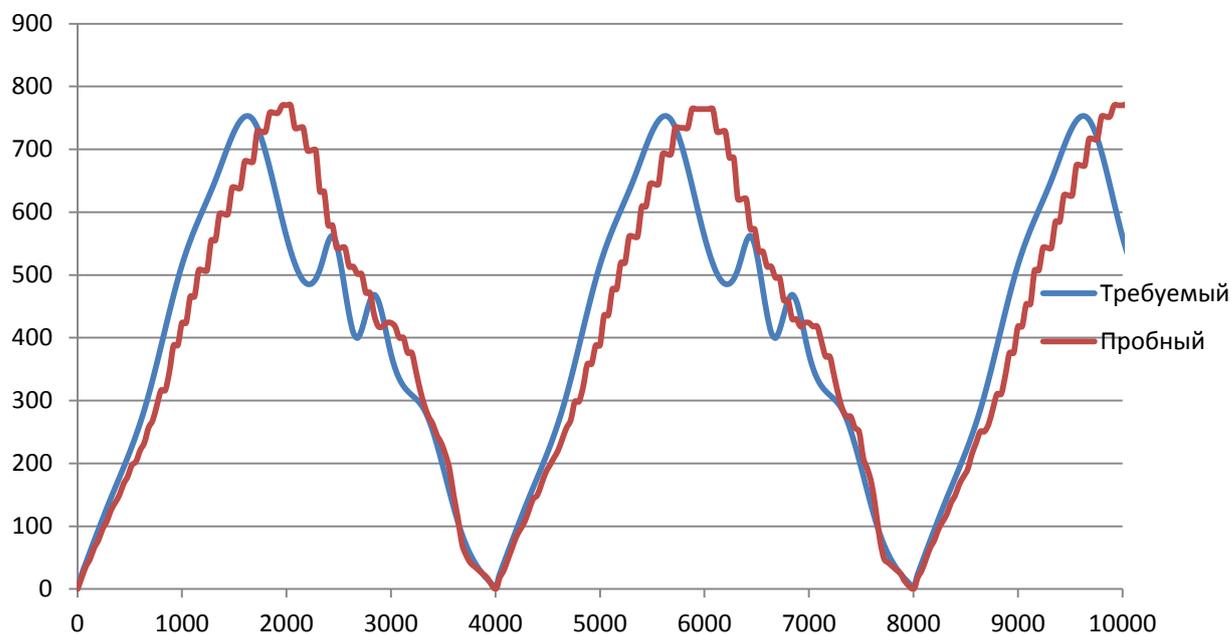


Рисунок 64. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой

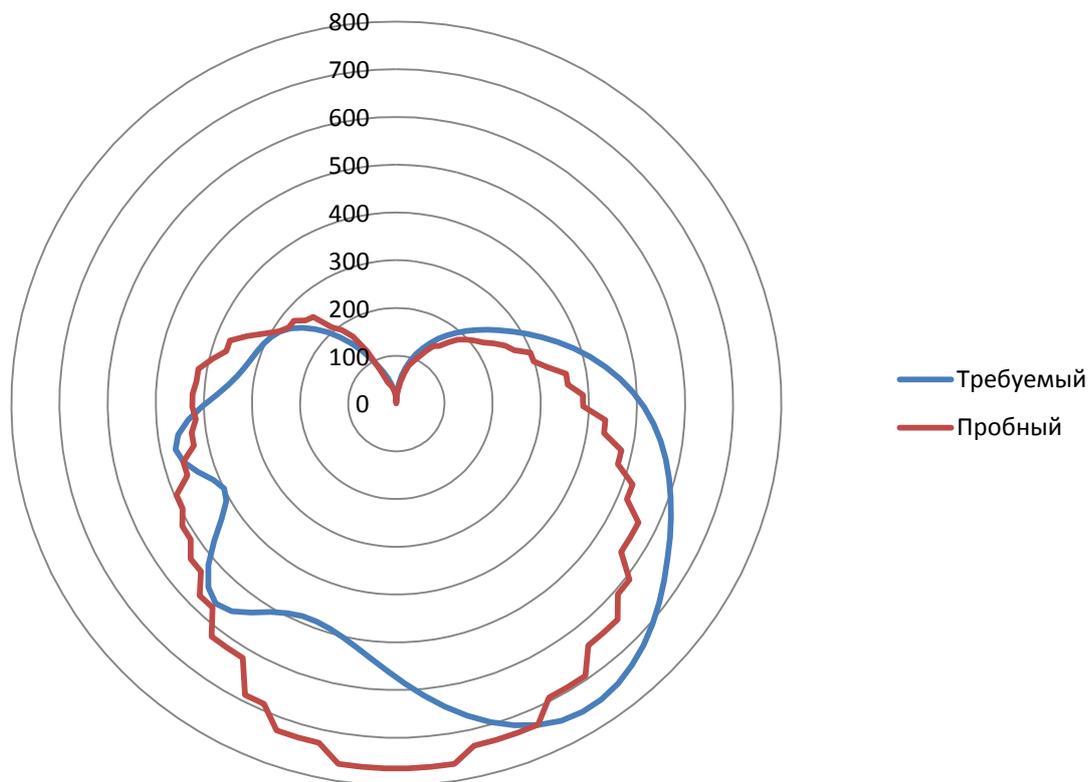


Рисунок 65. Изменение частоты вращения исполнительного органа под нагрузкой на одном обороте

Согласно полученным данным, наблюдается «просадка» закона управляющего воздействия на исполнительном органе, относительно требуемого за-

кона, на 8 – 10% в зависимости от внешней нагрузки, действующей на исполнительный орган. Наблюдается изменение формы закона частоты вращения. Помимо рассогласования амплитуд частоты вращения исполнительного органа, наблюдается запаздывание между циклами управляющего воздействия. Величина запаздывания составляет  $10^\circ$  или 3 мс, согласно данному режиму скоростного нагружения.

Проведем коррекцию закона управляющего воздействия.

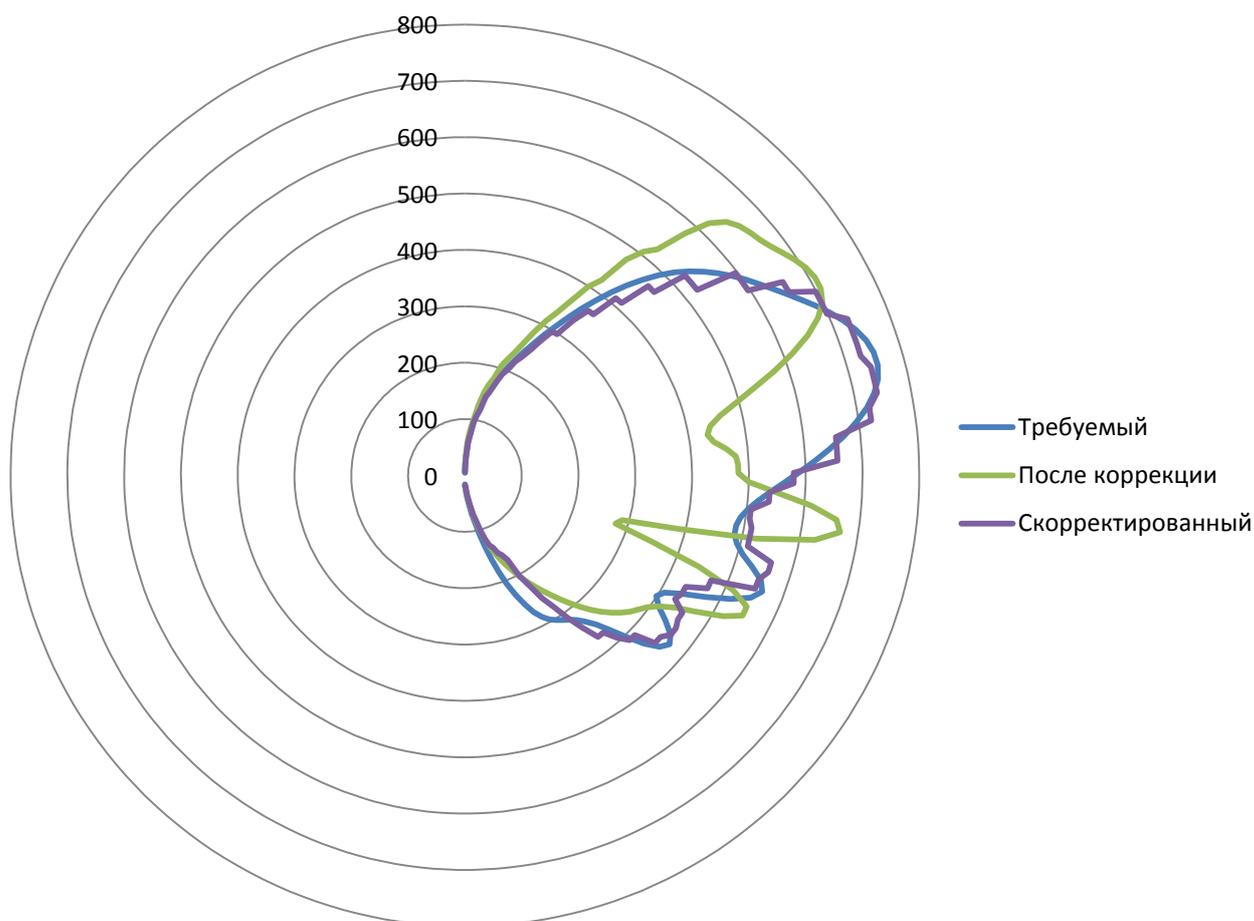


Рисунок 66. Коорекция закона управляющего воздействия

После коррекции закона управляющего воздействия видно, что при вводе коррекции по амплитуде и величине запаздывания форма закона частоты вращения исполнительного органа приближена к форме требуемого закона. Погрешность по амплитуде до 2%.

## **6. Выводы**

1. Спроектирован и реализован стенд скоростного и силового динамического нагружения.
2. Разработано программное обеспечение для управления стендом.
3. Экспериментальным путем установлены параметры быстродействия системы (время перерегулирования системы, постоянная времени  $T$ , коэффициент демпфирования  $\xi$ ).
4. Проведен натурный эксперимент по формированию статических и динамических законов управляющего воздействия на стенде скоростного и силового динамического нагружения.
5. Апробирована методика формирования законов управляющего воздействия.
6. Установлено, что разработанная методика формирования законов управляющего воздействия требует дополнительной доработки, которая позволит учитывать изменение коэффициентов коррекции в зависимости от углового положения исполнительного органа.

#### IV. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

##### ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

##### «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
8НМ51	Федоров Владислав Викторович

<b>Институт</b>	Кибернетики	<b>Кафедра</b>	Технологии машиностроения и промышленной робототехники
<b>Уровень образования</b>	Магистр	<b>Направление/специальность</b>	Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

##### Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

<p>1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических; энергетических; финансовых; информационных; человеческих;</p> <p>2. Нормы и нормативы расходования ресурсов;</p> <p>3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования.</p>	<p>1. Объект – узел динамического нагружения триботехнического комплекса.</p> <p>2. Ресурсы ТПУ (производственная площадка, лаборатория).</p> <p>3. Конкуренты: Falex, TIME Group Inc, СТАН-КИН, ООО «Завод испытательных приборов».</p> <p>4. Методические указания по проведению сравнительного анализа с конкурентами (оценочная карта технических решения, SWOT анализ).</p>
--	--

##### Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке

<p>1. Расчет трудоемкости этапов.</p>	<p>1. Формирование плана работ по разработке проекта.</p> <p>2. Планирование потребности в человеческих ресурсах.</p> <p>3. Обоснование необходимых инвестиций для внедрения инженерного решения.</p> <p>4. Составление бюджета внедрения инженерного решения.</p> <p>5. Оценка организационной эффективности проекта .</p>
---------------------------------------	---

##### Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	12.01.2017
---	------------

**Задание выдал руководитель:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Доцент	Спицын В.В.			12.01.2017

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
8НМ51	Федоров Владислав Викторович		12.01.2017

## **1. Анализ рынка**

Мехатронный узел силового динамического нагружения относится к рынку машиностроения.

В ходе данного этапа работы был проанализирован рынок машиностроения на наличие модульных мехатронных узлов силового динамического нагружения, применяемых в конструкциях машин трения. По результатам анализа было выявлено, что на рынке наблюдается дефицит узлов силового динамического нагружения, позволяющих воспроизводить с максимальным подобием условия работы реальных машин.

## **2. Анализ конкурентов**

Мировой рынок:

1. «TIME Group Inc» – один из ведущих производителей высокотехнологичного оборудования для испытаний, приборов неразрушающего контроля, а также сварочного оборудования. Головной офис компании расположен в столице Китая г. Пекин.
2. «Koehler Instrument» – крупная американская компания, предоставляющая высокотехнологическое испытательное оборудование.
3. Bosch Rexroth – немецкая компания, ведущий поставщик гидроприводов, пневмоприводов, электроприводов.
4. Falex – Бельгийская компания, занимающаяся выпуском триботехнического оборудования, проведением лабораторных исследований в области трибологии.

Российский рынок:

1. ООО «Завод испытательных приборов» – основным видом деятельности предприятия является разработка и производство испытательной техники: машин и приборов для физико-механических испытаний всех видов материалов (металлы, пластмассы, композиты, текстиль, строи-

тельные материалы) и изделий (металлопрокат, трубы, пружины, детали машин и механизмов).

2. Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»

### 3. Целевая аудитория

Предполагается работать на рынках «business to business», «business to government».

Целевую аудиторию могут составлять:

1. Научно исследовательские центры.
2. Конструкторские бюро, занимающиеся проектированием испытательного оборудования.
3. Нефтеперерабатывающие предприятия.

Данная продукция может найти широкое применение в конструкциях машин трения, позволяя им воспроизводить условия нагружения, характерных для реальных технических систем.

В качестве аналогов выделим следующие продукты:

- Триботехнический комплекс московского государственного технологического университета «СТАНКИН» Modular Surface Tester Basalt-N2 (TETRA).
- Триботехнический комплекс Falex Block-on-Ring Test Machine.
- Малогабаритный автоматизированный триботехнический комплекс (Томский политехнический университет)

В выше перечисленных триботехнических комплексах, интерес представляют узлы динамического нагружения. По результатам анализа конструкций и тактико-технических характеристик была составлена таблица сравнения аналогов (таблица 4.1), где  $B_{к1}$  – узел силового динамического нагружения (разработка ТПУ),  $B_{к2}$  – узел силового нагружения триботехнического ком-

плекса Falex Block-on-Ring Test Machine,  $B_{к3}$  – узел силового нагружения триботехнического комплекса Modular Surface Tester Basalt-N2 (TETRA). В таблице 9 приведено сравнение аналогов.

Таблица 9. Сравнения аналогов

Критерий оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		$B_{к1}$	$B_{к2}$	$B_{к3}$	$K_{к1}$	$K_{к2}$	$K_{к3}$
1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Технические критерии оценки ресурсоэффективности</b>							
Удобство в эксплуатации	0,07	5	5	4	0,35	0,35	0,28
Уровень автоматизации	0,10	4	4	4	0,4	0,4	0,4
Быстродействие	0,10	4	5	5	0,4	0,5	0,5
Регистрация создаваемого усилия	0,10	5	5	5	0,5	0,5	0,5
Надежность	0,07	4	5	4	0,28	0,35	0,28
Уровень шума	0,07	3	4	4	0,21	0,28	0,28
Безопасность	0,10	4	4	4	0,4	0,4	0,4
Модульность конструкции	0,05	4	3	4	0,2	0,15	0,2
Возможность подключений к сети ЭВМ	0,09	5	5	5	0,45	0,45	0,45
<b>Экономические критерии оценки ресурсоэффективности</b>							
Конкурентоспособность продукта	0,07	4	5	4	0,28	0,35	0,28
Цена	0,06	4	3	5	0,24	0,18	0,3
Послепродажное обслуживание	0,07	3	5	3	0,21	0,35	0,21
Наличие сертификации разработки	0,05	5	5	4	0,25	0,25	0,2

<b>Итого</b>	<b>0,87</b>	<b>54</b>	<b>58</b>	<b>55</b>	<b>4,17</b>	<b>4,51</b>	<b>4,28</b>
--------------	-------------	-----------	-----------	-----------	-------------	-------------	-------------

По результатам, занесенных в таблицу 1 видно, что разрабатываемый узел динамического нагружения триботехнического комплекса уступает продукции компании Falex, и превосходит аналог «Московский государственного технологического университета «СТАНКИН». Проектируемый динамического нагружения уступает компании Falex по экономическим критериям оценки ресурсоэффективности, данный факт можно объяснить тем, что компания Falex является лидером в производстве средств триботехнического контроля, компания имеет маркетинговый отдел, который занимается реализацией и продвижением продукции на мировом рынке.

Оценивая продукцию по техническим критериям, то проектируемый продукт превосходит аналоги. Узел динамического нагружения имеет высокую степень автоматизации, по сравнению с узлом «Московского государственного технологического университета «СТАНКИН». Высокая степень автоматизации повышает производительность труда в разы, следовательно, этот фактор делает проектируемый узел силового динамического нагружения конкурентоспособным на рынке машиностроения.

Основным достоинством конструкции узла динамического нагружения триботехнического комплекса является модульность конструкции его узлов. Что позволяет снизить время на наладку технологического оборудования.

#### 4. Факторы, оказывающие влияние на проект

В таблице 10 приведены факторы оказывающие влияние на проект.

Таблица 10– Факторы, оказывающие влияние на проект

Фактор	Влияние на развитие компании
<b>Угроза со стороны конкурентов:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>- Угроза на российском рынке минимальна, так как компании не обновляют свою продукцию и выпускают длительное время. Продукция имеет ряд существенных недостатков.</li><li>- Угроза со стороны мирового рынка велика. Компании систематически обновляют свою продукцию, повышая ее качество.</li></ul>	Положительное  Отрицательное
<b>Угроза со стороны потребителей:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>- Потребитель ориентирован на высокотехнологичное оборудование.</li></ul>	Положительное
<b>Угроза со стороны поставщиков:</b> Высокие сроки поставки продукции.	Отрицательное
<b>Географическое расположение:</b> Томск далеко расположен от логистического центра России, в связи с этим возможны перебои с поставками комплектующих. Востребованность стран Азии к данному типу технологического оборудования.	Отрицательное  Положительное

## 5. Ключевые факторы успеха проекта

Ключевыми факторами успеха проекта на рынке машиностроения:

1. Интеграция с крупными мировыми поставщиками.
2. Соответствие качества продукции мировым требованиям.
3. Модернизация и расширение линейки продукции за счет модульности конструкции.
4. Индивидуальный подход к работе с потребителем. Выпускать продукцию с учетом пожеланий потребителя.

## 6. Анализ рисков.

В таблице 11 приведены данные по анализу рынка.

Таблица 11- Анализ рынка

№	Угроза	Влияние на проект	Вероятность	Последствия	Пути решения
1	Недостаточное финансирование	Оказывает большое влияние	Высокая	Снижение объёмов производства, закрытие проекта	Привлечение частного, государственного капитала (гранты).
2	Снижение рентабельности	Оказывает большое влияние	Средняя	Снижение объёмов производства, отток клиентов, закрытие проекта	Повышение эффективности закупочной политики. Развитие эффективной логистической политики
3	Повышение закупочной	Оказывает не- критическое	Низкая	Снижение объёмов	Поиск аналогичных комплекту-

	цены на комплектующие	воздействие		производства, отток клиентов, закрытие проекта	ющих у других производителей
4	Запрет на ввоз импортной продукции	Критическое воздействие	Высокая	Снижение технических характеристик продукции, закрытие проекта	Поиск отечественных товаров замещения
5	Запрет экспорта продукции на мировой рынок	Оказывает не критическое воздействие	Средняя	Усложнит выход на международный рынок	Поиск компромисса с государством
6	Копирование продукции конкурентами	Оказывает большое влияние	Средняя	Снижение объёмов производства, отток клиентов, закрытие проекта	Обеспечение интеллектуальной защиты, постоянное совершенствование продукции
7	Угроза срыва поставки комплектующих	Критическое воздействие	Средняя	Снижение объёмов производства	Поиск надежных поставщиков, проработка логистической системы

## 7. SWOT – анализ.

Согласно [23] в таблицу 12 занесем данные по сильным, слабым сторонам проекта, возможностям и угрозам.

Таблица 12–SWOT анализ

<b>S –STRENGTH (Сильные стороны)</b>	<b>W –Weakness (Слабые стороны)</b>
<ol style="list-style-type: none"><li>1. Уникальность продукции.</li><li>2. Возможность создания реальных условий нагружения, действующих в современных технических системах.</li><li>3. Высокая степень автоматизации.</li><li>4. Востребованность рынка в данном оборудовании.</li><li>5. Индивидуальный подход к клиентам.</li><li>6. Использование комплектующих мировых лидеров.</li><li>7. Команда высококвалифицированных специалистов.</li><li>8. Гарантийное обслуживание.</li><li>9. Производственный участок.</li><li>10. Сайт.</li><li>11. Большой рынок сбыта.</li></ol>	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Угроза со стороны крупных зарубежных компаний.</li><li>2. Непродуманная логистическая стратегия.</li><li>3. Единичное (мелкосерийное) производство.</li><li>4. Слабая маркетинговая политика.</li><li>5. Большие издержки производства.</li><li>6. Высокая стоимость по сравнению с отечественными аналогами, ввиду применения импортных комплектующих.</li><li>7. Территориальное расположение места выпуска продукции.</li><li>8. Полная зависимость от импортных комплектующих.</li></ol>

<b>О – Opportunities (Возможности)</b>	<b>T – Treats (Угрозы)</b>
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ.</li> <li>2. Развивающийся рынок машиностроения.</li> <li>3. Повышение стоимости конкурентных разработок, ввиду сложившейся экономической ситуацией.</li> <li>4. Возможности быстрого роста и развития.</li> <li>5. Возможен приток частного капитала.</li> <li>6. Программа по импортозамещению.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Введение ограничений на ввоз импортной продукции на территорию РФ.</li> <li>2. Нестабильное финансирование.</li> <li>3. Ухудшение экономической ситуации, влияет на выход на мировой рынок.</li> <li>4. Копирование продукции конкурентами.</li> </ol>

Составим матрицу сильных сторон и возможностей, результаты занесем в таблицу 13.

Таблица 13– Матрица сильных и слабых сторон проекта

Сильные стороны проекта												
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11
	B1	+	-	-	+	-	+	+	+	+	-	+
	B2	+	-	+	+	-	+	+	-	-	+	+
	B3	+	-	-	+	-	-	-	+	-	-	+
	B4	+	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+
	B5	+	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+
	B6	+	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+

Составим матрицу слабых сторон и угроз, результаты занесем в таблицу

14.

Таблица 14– Матрица слабых сторон и угроз

Слабые стороны проекта									
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
	У1	–	+	+	+	-	+	+	+
	У2	+	+	+	–	+	–	–	+
	У3	+	+	–	+	–	+	+	+
	У4	+	–	+	–	+	+	–	–

Проведем морфологический анализ, результаты занесем в таблицу 15

Таблица 15– Морфологический анализ

Наименование	Варианты	
	1	2
А. Тип привода скоростного нагружения	Синхронный сервопривод Panasonic	Двигатель постоянного тока ДПУ 120
Б. Устройство регистрации крутящего момента	Датчик крутящего момента ТИЛКОМ	Система из двух энкодеров
В. Узел силового нагружения	Электрогидравлический	Электромеханический
Г. Устройство регистрации уровня вибрации в узле скоростного нагружения	Трехкомпонентный датчик уровня вибрации	Мехатронный подшипниковый узел

По данным занесенным в таблицу 4.4 можно выделить две принципиальные схемы и конструкции динамического нагружения трибосопряжений:

1. А1Б1В2Г1 – исполнение 1;
2. А2Б2В1Г1 – исполнение 2;
3. А1Б2В2Г1 – исполнение 3;

#### Планирование научно-исследовательской работы

Структура работ в рамках научного исследования приведена в таблице 16.

Таблица 16– План научно-исследовательской работы

Основные этапы	№ раб.	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель ВКР
Выбор направления исследования	2	Аналитический обзор узлов динамического нагружения трибосопряжений	Инженер
Разработка технической документации и проектирование	3	Математическое моделирование узла скоростного нагружения	Инженер
	4	Математическое моделирование узла силового нагружения	Инженер
	5	Проектирование и создание конструкторской документации узла скоростного нагружения	Инженер

	6	Проектирование и создание конструкторской документации узла силового нагружения	Инженер
Изготовление и испытание опытного образца	8	Изготовление прототипа узла динамического нагружения трибосопряжений	Руководитель ВКР, инженер
	9	Разработка алгоритма и методики реализации режимов нагружения трибосопряжений	Руководитель ВКР, инженер
	10	Испытание трибосопряжений при различных режимах нагружения	Инженер
	11	Сравнительный анализ теоретический и практических результатов	Руководитель ВКР, инженер

## 8. Разработка графика проведения научного исследования

Для удобства формирования и работы с графиком проведения научного исследования переведем календарный план в диаграмму Гранта.

Для удобства построения, длительность каждого из этапов, переведем рабочие дни в календарные.

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}}; \quad (4.1)$$

где

$T_{ki}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в календарных днях;

$T_{pi}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы рабочих дней;

$k_{\text{кал}}$  – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определим по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}}; \quad (4.2)$$

где  $T_{\text{кал}}$  – количество календарных дней в году, дни;

$T_{\text{вых}}$  – количество выходных дней в году, дни;

$T_{\text{пр}}$  – количество праздничных дней в году, дни.

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,48$$

В таблице 17 приведен график научного исследования.

Таблица 17.График научного исследования

№ ра- бот	Вид работ	Исполнители	$T_k$	Продолжительность выполнения работ									
				1-ый год обучения				2-ой год обучения					
				1 Кв.	2 Кв.	3 Кв.	4 Кв.	1 Кв.	2 Кв.	3 Кв.	4 Кв.		
1	Составление и утвержде- ние технического задания	Руководитель ВКР	30										
2	Аналитический обзор	Инженер	30										
3	Построение математиче- ской модели системы ско- ростного нагружения три- босопряжения комплекса и ее исследование	Руководитель ВКР, инженер	30										
4	Разработка программного обеспечения для симуля- ции законов скоростного нагружения трибосопря- жения комплекса	Инженер	30										
5	Написание тезисов докла- да и выступление на меж- дународной конференции	Инженер	20										
6	Проектирование и изго- товление системы ско-	Руководитель ВКР, инженер	20										

	ростного нагружения комплекса										
7	Исследование точности воспроизведения законов динамического скоростного нагружения при вращательном и возвратно вращательном действии	Инженер	30								
8	Построение математических моделей систем силового нагружения трибосопряжения комплекса и их исследование	Инженер	30								
9	Доработка программного обеспечения для симуляции законов силового нагружения трибосопряжения комплекса	Инженер	30								
10	Написание тезисов доклада, статьи в журнал ВАК и выступление на международной конференции	Инженер	30								
11	Проектирование и изго-	Руководитель	60								



	товление системы силового нагружения комплекса	ВКР, инженер									
12	Исследование точности воспроизведения законов динамического скоростного нагружения при вращательном и возвратно вращательном действии	Руководитель ВКР, инженер	60								
13	Разработка алгоритма и методики реализации режимов нагружения трибосопряжения на автоматизированном триботехническом комплексе	Инженер	30								
14	Испытание трибосопряжения при различных режимах нагружения на автоматизированном триботехническом комплексе	Руководитель ВКР, инженер	30								
15	Написание тезисов доклада и выступление на международной конференции	Инженер	20								
16	Сравнительный анализ	Руководитель	28								



	теоретических и практических результатов испытаний	ВКР, инженер										
17	Подготовка текста диссертационной работы	Инженер	30									
18	Подготовка презентационного и демонстрационного материалов, доклада для защиты магистерской диссертации	Инженер	30									
19	Написание тезисов доклада, статьи в журнал ВАК и выступление на международной конференции	Инженер	30									
	работа выполняемая руководителем ВКР;											
	работа выполняемая инженером;											
	работа выполняемая руководителем ВКР и инженером.											

## 9. Расчет материальных затрат

Согласно данным морфологического анализа (таблица 16) было выделено три типа узла динамического нагружения:

- Исп.1 – узел динамического нагружения с сервоприводом Panasonic, регистрация крутящего момента осуществляется посредством датчика крутящего момента ТИЛКОМ, регистрация параметра вибрации осуществляется трехкомпонентным датчиком; узел оснащен электромеханическим узлом силового нагружения.
- Исп.2 – узел динамического нагружения с двигателем постоянного тока ДПУ 120, регистрация крутящего момента осуществляется посредством двух энкодеров и торсиона (по углу закручивания упругого элемента), уровень вибрации регистрируется трехкомпонентным датчиком; узел оснащен гидравлическим узлом силового нагружения.
- Исп.3 – узел динамического нагружения с сервоприводом Panasonic, регистрация крутящего момента осуществляется посредством двух энкодеров и торсиона (по углу закручивания упругого элемента), уровень вибрации регистрируется через мехатронный подшипниковый узел; нагружение осуществляется электромеханическим узлом силового нагружения.

Таблица 18–Материальные затраты

Наименование	Ед. изм.	Количество			Цена, ед. руб.	Затраты на материалы		
		Исп.1	Исп.2	Исп.3		Исп.1	Исп.2	Исп.3
Сталь 40Х круг 24мм ГОСТ ГОСТ 2590-88	Кг	0,4	0,4	0,4	41	17	17	17
Сталь 09Г2С круг 16мм ГОСТ ГОСТ 2590-88	Кг	–	0,3	0,3	38	0	12	12
Алюминиевый профиль ИТЕМ 100х100	М	0,15	0,15	0,15	1000	150	150	150
Алюминий Д16 пруток 140мм ГОСТ 21488-97	Кг	6,4	6,4	6,4	200	1280	1280	1280
Алюминий Д16 пруток 40мм ГОСТ 21488-97	Кг	0,35	0,8	0,8	200	70	160	160
Алюминий Д16 пруток 60мм ГОСТ 21488-97	Кг	0,8	0,8	0,8	200	160	160	160
Алюминий Д16 лист 4 ГОСТ 21631-76	Кг	2	2,5	2,5	460	920	1150	1150
Винт М3 х10 DIN 912	Шт.	8	4	4	0,40	3,2	1,6	1,6

Винт М4 х12 DIN 912	Шт.	4	4	4	0,50	2	2	2
Винт М4 х20 DIN 912	Шт.	4	–	–	0,50	2	0	0
Винт М5 х12 DIN 912	Шт.	8	8	8	0,60	4,2	4,2	4,2
Винт М5 х14 DIN 912	Шт.	4	4	4	0,60	2,4	2,4	2,4
Винт М6 х14 DIN 912	Шт.	4	4	4	0,70	2,8	2,8	2,8
Винт М5 х12 ГОСТ 17475-80	Шт.	4	4	4	0,60	2,4	2,4	2,4
Шайба 4 ГОСТ 11371-78	Шт.	4	–	–	0,70	2,8	0	0
<b>ИТОГО, руб.</b>						<b>2618,8</b>	<b>2944,4</b>	<b>2944,4</b>

### Расчет затрат на специальное оборудование

Данные по затратам на специальное оборудование приведены в таблицу 19.

Таблица 19-Затраты на специальное оборудование

Наименование	Кол-во единиц			Цена единицы оборудования, руб.	Общая стоимость оборудования, тыс. руб.		
	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3		Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
Электромеханический узел нагружения	1	–	1	30000	2000 0	0	0

Электрогидравлический узел нагружения	–	1	0	20000	480	2000 0	2000 0
Датчик крутящего момента ТИЛКОМ М40	1	–	–	140000	6000 0	480	480
Энкодер SICK	–	2	2	30000	1200 0	6000 0	6000 0
Датчик температуры SICK	1	1	1	12000	7000	1200 0	1200 0
Датчик давления SICK	1	1	1	7000	9400 0	7000	7000
Сервопривод Panasonic	1	–	1	94000	1800	–	94000
Двигатель постоянного тока ДПУ 120	–	1	–	50000	–	50000	–
Мехатронный подшипниковый узел	–	–	2	15000	–	–	30000
Трехкомпонентный датчик вибрации	1	1	–	30000	30000	30000	–
Пускатель	4	4	4	450	400	1800	1800
Автоматический выключатель	4	4	4	100	1000	400	400
Блок Питания 24В	1	1	1	1000	1000	1000	1000
	<b>Итого</b>				<b>31620 0</b>	<b>18268 0</b>	<b>23668 0</b>

## Затраты на работу оборудования

В таблицу 20 приведены данные по затратам на работающее оборудование.

Таблица 20– Затраты на работу оборудования

Наименование	Количество			Ед.изм.	Цена, руб.	Общая стоимость оборудования, тыс. руб.		
	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3			Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
Гидроабразивная резка	0,5	0,5	0,5	час	7200	3600	3600	0,5
Токарная обработка	15	20	20	час	600	9000	12000	20
Фрезерная обработка	0,5	0,5	0,5	час	600	300	300	0,5
Сверлильная	2	2	2	час	600	1200	1200	2
Шлифовальная операция	0,5	1	1	час	600	300	600	1
<b>ИТОГО, руб.</b>						<b>14400</b>	<b>17700</b>	<b>17700</b>

### Основная заработная плата исполнителей темы

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НИИ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$Z_{зп} = Z_{осн.} + Z_{доп.}; \quad (4.3)$$

где  $Z_{осн.}$  – основная заработная плата;

$Z_{доп.}$  – дополнительная заработная плата (12-20 % от  $Z$ ).

Основная заработная плата ( $Z_{\text{осн.}}$ ) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн.}} = Z_{\text{дн.}} + T_{\text{р.}}; \quad (4.4)$$

Где  $Z_{\text{осн.}}$  – основная заработная плата одного работника;

$T_{\text{р.}}$  – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником.

$Z_{\text{дн.}}$  – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн.}} = \frac{Z_{\text{м.}} \cdot M}{F_{\text{д}}}; \quad (4.5)$$

Где  $Z_{\text{м.}}$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

$M$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб. дня  $M = 11,2$  месяца, 5-дневная неделя;

при отпуске в 48 раб. дней  $M = 10,4$  месяца, 6-дневная неделя;

$F_{\text{д}}$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала.

Данные по рабочим дням приведены в таблице 21.

Таблица 21– График рабочих дней

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней		
- выходные дни	104	104
- праздничные дни	14	14
Потери рабочего времени		
- отпуск	24	48
- невыходы по болезням	–	–
Действительный годовой фонд рабочего времени	223	199

Тогда зарплата преподавателя составит:

$$Z_{\text{дн.}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} = \frac{27500 \cdot 10,4}{223} = 1282,5 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{осн.}} = 1282,5 \cdot 59 = 75206 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{зп}} = 75206 + 9025 = 84231 \text{ руб.}$$

зарплата студента составит:

$$Z_{\text{дн.}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} = \frac{2600 \cdot 11,2}{199} = 146,3 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{осн.}} = 146,3 \cdot 59 = 8631 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{зп}} = 8631 + 1035 = 9666 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{доп.}} = k_{\text{доп.}} \cdot Z_{\text{осн.}}; \quad (4.6)$$

где  $k_{\text{доп.}}$  – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии 4проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

Дополнительная зарплата преподавателя:

$$Z_{\text{доп.}} = 0,12 \cdot 75206 = 9024$$

Дополнительная зарплата студента:

$$Z_{\text{доп.}} = 0,12 \cdot 8631 = 1036$$

### Отчисления во внебюджетные фонды

$$Z_{\text{внеб.}} = k_{\text{внеб.}} \cdot (Z_{\text{осн.}} + Z_{\text{доп.}}); \quad (4.7)$$

где  $k_{\text{внеб.}}$  – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

Данные по отчислению во внебюджетный фонд приведены в таблице 22.

Таблица 22– Отчисления во внебюджетный фонд

Исполнитель	Основная ЗП	Дополнительная ЗП;
	$Z_{\text{осн.}}$ , руб.	$Z_{\text{доп.}}$ , руб.
Руководитель проекта (преподаватель)	75206	9024
Студент	8631	1036
Процент отчислений, %	27,1	27,1
<b>ИТОГО, руб.</b>	<b>25446</b>	



## Контрагентные расходы

В статью контрагентных расходов попадают расходы на оплату труда токаря, фрезеровщика и оператора станка гидроабразивной резки. Данные по расходам занесены в таблицу 23.

Таблица 23– Контрагентные расходы

№ п/п	Профессия	Количество часов			Количество работников	Разряд рабочего
		Исп.1	Исп.2	Исп.3		
1	Токарь	15	20	20	1	5
2	Фрезеровщик	0,5	0,5	0,5	1	4
3	Оператор свер- лильного станка	2	2	2	1	4
4	Оператор шлифо- вального станка	0,5	1	1	1	4
5	Оператор станка гидроабразивной резки	0,5	0,5	0,5	1	3

Заказ будет выполняться в стенах ТПУ в 16А и 16В корпусах.

Примем, что средняя зарплата фрезеровщика и токаря, оператора сверлильного и шлифовального станка по 5-4 разряду составляет 30000 тыс. рублей, оператора станка с ЧПУ 35000, следовательно:

$$Z_{\text{дн.Т}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} = \frac{30000 \cdot 11,2}{199} = 1688 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{дн.Ф}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} = \frac{30000 \cdot 11,2}{199} = 1688 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{дн.С}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} = \frac{30000 \cdot 11,2}{199} = 1688 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{дн.Ш}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} = \frac{30000 \cdot 11,2}{199} = 1688 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{дн.очпу}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} = \frac{35000 \cdot 11,2}{199} = 1969 \text{ руб}$$

Рабочий день составляет 8 часов следовательно:

$$Z_{\text{ч.Т}} = \frac{1688}{8} = 211 \text{руб.}$$

$$Z_{\text{ч.Ф}} = \frac{1688}{8} = 211 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{ч.С}} = \frac{1688}{8} = 211 \text{руб.}$$

$$Z_{\text{ч.Ш}} = \frac{1688}{8} = 211 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{ч.очпу}} = \frac{1969}{8} = 246 \text{ руб.}$$

Основная заработная плата приведена в таблице 24.

Таблица 24– Основная заработная плата

№	Профессия	Количество часов			Основная заработная плата, руб.		
		Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Токарь	15	20	20	3165	4200	4200
2	Фрезеровщик	0,5	0,5	0,5	105,5	105,5	105,5
3	Оператор свер- лильного станка	2	2	2	422	422	422
4	Оператор шлифо- вального станка	0,5	1	1	105,5	211	211
5	Оператор станка гидроабразивной резки	0,5	0,5	0,5	123	123	123

<b>ИТОГО, руб.</b>	<b>3921</b>	<b>5061,5</b>	<b>5061,5</b>
--------------------	-------------	---------------	---------------

Отчисления во внебюджетный фонд приведены в таблице 25.

Таблица 25–Отчисления во внебюджетный фонд

Исполнитель	Основная ЗП З <sub>осн.</sub> , руб.			Дополнительная ЗП; З <sub>доп.</sub> , руб.		
	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
Токарь	3165	4200	4200	380	253	253
Фрезеровщик	105,5	105,5	105,5	12,7	12,7	12,7
Оператор сверлильного станка	422	422	422	50,6	50,6	50,6
Оператор шлифовального станка	105,5	211	211	12,7	25,3	25,3
Оператор станка гидроабразивной резки	123	123	123	14,8	14,8	14,8
Процент отчислений, %				27,1		
<b>ИТОГО, руб.</b>				<b>471</b>	<b>356</b>	<b>356</b>

Затраты на научно-исследовательский проект приведены в таблице 4.18.

Таблица 26– Затраты на научно-исследовательский проект

Наименование статьи	Сумма, руб.		
	Исп.1	Исп.2	Исп.3
Материальные затраты НТИ	2618,8	2944,4	2944,4
Затраты на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ	316200	182680	236680
Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	27945		
Зарплаты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	3353		
Отчисления во внебюджетные фонды.	25446	25446	25446
Контрагентские расходы	18792	23117,5	23117,5
<b>Бюджет затрат НТИ</b>	<b>452937</b>	<b>332685</b>	<b>413685</b>

## 10. Определение ресурсоэффективности

Интегральный показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп}} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}}; \quad (4.8)$$

где  $I_{\text{финр}}^{\text{исп}}$  – интегральный финансовый показатель разработки;

$\Phi_{pi}$  – стоимость  $i$ -го варианта исполнения;

$\Phi_{\text{max}}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп1}} = \frac{452937}{452937} = 1$$

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп2}} = \frac{332685}{452937} = 0,73$$

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп3}} = \frac{413685}{452937} = 0,91$$

Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения представлена в таблице 27.

Таблица 27– Сравнение вариантов исполнения

Объект исследования Критерии	Весовой коэффициент параметра	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
Удобство в эксплуатации	0,1	4	4	3	0,4	0,4	0,3
Уровень автоматизации	0,15	5	5	5	0,75	0,75	0,75
Быстродействие	0,15	5	4	4	0,75	0,6	0,6
Регистрация создаваемого усилия	0,10	5	4	5	0,5	0,4	0,5
Надежность	0,1	4	5	4	0,4	0,5	0,4
Уровень шума	0,07	4	5	4	0,28	0,35	0,28
Безопасность	0,14	4	4	4	0,56	0,56	0,56
Модульность конструкции	0,1	4	4	4	0,4	0,4	0,4
Возможность подключений к сети ЭВМ	0,09	5	5	5	0,45	0,45	0,45
<b>ИТОГО</b>	<b>1</b>	<b>40</b>	<b>40</b>	<b>38</b>	<b>4,49</b>	<b>4,41</b>	<b>4,24</b>

$$I_{p-исп1} = 4,49$$

$$I_{p-исп2} = 4,41$$

$$I_{p-исп3} = 4,24$$

Рассчитаем интегральный показатель эффективности:

$$I_{исп1} = \frac{I_{p-исп1}}{I_{финр}^{исп1}} = \frac{4,49}{1} = 4,5$$

$$I_{исп2} = \frac{I_{p-исп2}}{I_{финр}^{исп2}} = \frac{4,41}{0,73} = 6$$

$$I_{исп3} = \frac{I_{p-исп3}}{I_{финр}^{исп3}} = \frac{4,24}{0,91} = 4,6$$

$$\frac{I_{исп1}}{I_{исп2}} = 0,75; \quad \frac{I_{исп1}}{I_{исп3}} = 0,9;$$

$$\frac{I_{исп2}}{I_{исп1}} = 1,3; \quad \frac{I_{исп2}}{I_{исп3}} = 1,3;$$

$$\frac{I_{исп3}}{I_{исп1}} = 1; \quad \frac{I_{исп3}}{I_{исп2}} = 0,8;$$

Таблица 28– сводная таблица показателей эффективности

№	Показатели	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
1	Интегральный финансовый показатель	1	0,73	0,85
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности	4,5	6	4,6
3	Интегральный показатель эффективности	4,49	5,31	4,98
	Сравнительный показатель	$\frac{I_{исп1}}{I_{исп2}} = 0,75$ $\frac{I_{исп1}}{I_{исп3}} = 0,9$	$\frac{I_{исп2}}{I_{исп1}} = 1,3$ $\frac{I_{исп2}}{I_{исп3}} = 1,3$	$\frac{I_{исп3}}{I_{исп1}} = 1$ $\frac{I_{исп3}}{I_{исп2}} = 0,8$

По результатам расчета видно, что эффективным вариантом будет исполнение 2 (узел силового динамического нагружения с гидравлическим узлом нагружения, с системой 2х энкодеров).



## V. Социальная ответственность

### ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

#### «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ51	Федоров Владислав Викторович

Институт	Институт Кибернетики	Кафедра	ТМСИР
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	15.04.05

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Узел динамического нагружения трибосопряжения
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<b>1. Производственная безопасность</b>  Профессиональная социальная ответственность.  1.1. Анализ факторов производственного процесса, которые может создать объект исследования. 1.2. Анализ факторов производственного процесса, которые могут возникнуть в лаборатории при проведении исследований. 1.3. Обоснование мероприятий по защите исследователя от действия опасных и вредных факторов.	Анализ выявленных вредных факторов: 1. Движущиеся машины и механизмы; подвижные части производственного оборудования. 2. Факторы производственного процесса. 3. Микроклимат. 4. Освещённость рабочей зоны.
<b>2. Экологическая безопасность.</b>  2.1. Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду. 2.2. Анализ влияния процесса исследования на окружающую среду. 2.3. Обоснование мероприятий по защите окружающей среды.	В разделе приведен анализ воздействия объекта исследования на литосферу и гидросферу. Источником загрязнения является смазочно-охлаждающая жидкость, промышленные масла, частицы абразивного износа.
<b>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях.</b>  3.1. Анализ вероятных ЧС, которые может инициировать объект исследований. 3.2. Анализ вероятных ЧС, которые могут возникнуть в лаборатории при проведении исследований. 3.3. Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действия в случае возникновения ЧС.	Составлена последовательность действий руководящего состава и персонала при пожаре. Даны рекомендации по ликвидации ЧС
<b>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.</b>  4.1. Специальные (характерные для	Организация рабочего места должна соответствовать требованиям СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. Специальные правовые нормы должны ре-

<p>проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства.</p> <p>4.2. Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</p>	<p>гламентироваться трудовым кодексом РФ.</p>
--	---

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Доцент	Пустовойтова Марина Игоревна	К.х.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
8НМ51	Федоров Владислав Викторович		

## **Введение**

В данном разделе рассматриваются вопросы, связанные с организацией рабочего места сотрудника, осуществляющего свою трудовую деятельность в лаборатории томского политехнического университета. Сотрудник осуществляет работу на автоматизированном триботехническом комплексе, предназначенного для проведения лабораторных испытаний конструкционных материалов и смазочных сред на трение и износ. Сотрудник осуществляет разработку методик и алгоритмов управления комплексом, с последующим проведением стендового испытания.

### **1. Профессиональная социальная ответственность**

#### **1.1. Анализ факторов производственного процесса, которые может создать объект исследования.**

#### **Механические опасные факторы**

К механическим опасным факторам можно отнести:

1. Вращающиеся части триботехнического комплекса.
2. Гидравлическая насосная станция
3. Острые кромки пары трения.

Особую опасность представляют вращающиеся части узлов триботехнического комплекса: узел скоростного нагружения – соединительная муфта, ротор датчика момента, серво привод постоянного тока; узел силового нагружения – шаговый электропривод, соединительная муфта. Представляют опасность вентиляторы систем охлаждения.

Данный фактор может повлечь за собой тяжелые последствия: травмы механических тканей, внутренних органов. Все вращающиеся части триботехнического комплекса необходимо закрывать кожухами, щитками, дверцами, экранами, барьерами.

Повреждению рукава высокого давления может привести к повреждениям кожных покровов, вследствие подачи жидкости под высоким давлением.

Для предотвращения разрыва необходимо использовать высокопрочные текстильные или пластиковые шланги, рукава высокого давления. Существенную травму может нанести оторванный фитинг, который может вылететь с большой скоростью. Для защиты необходимо использовать защитное ограждение, вокруг данного оборудования.

Насосные станции необходимо ограждать заградительными щитами, для предотвращения риска получения травмы. Необходимо использовать шумоизолирующие щиты, для снижения уровня шума в рабочем помещении.

### **Термические опасные факторы**

К термическим опасным факторам можно отнести:

1. Высокую температуру узлов триботехнического комплекса.
2. Высокую температуру абразивной стружки.
3. Попадание на кожные покровы смазочной жидкости (масло).

Высокая температура узлов триботехнического комплекса может привести к ожогам кожного покрова. Для предотвращения этого необходимо использовать защитные кожухи, экраны, которые будут закрывать нагретые узлы оборудования. Возможен вариант использования материалов с низкой теплопроводностью, при сохранении физико-механических свойств узлов и деталей триботехнического комплекса.

Попадание абразивной стружки, образовавшейся в процессе истирания пары трения, может привести к термическому ожогу кожных покровов. Необходимо обеспечить герметичность испытательной камеры трения и системы очистки рабочей жидкости.

Попадание смазочной жидкости (масла) на кожный покров может привести к его ожогу. Для снижения данной опасности необходимо в конструкции Триботехнического комплекса предусмотреть герметичность гидравлической системы комплекса.

## **Химические факторы**

К химическим вредным факторам можно отнести:

1. Смазывающая жидкость.
2. Частицы тяжелых металлов: свинец, бериллий.

## **Влияние на организм человека**

Применение масел в лабораторных испытаниях может вызвать раздражение кожных покровов при попадании на них, так как они содержат вредные химические элементы. При попадании на органы зрения может спровоцировать потерю зрения. Попадание масел в процессе эксперимента на кожный покров может привести к их ожогам, так как масла нагревается от пары трения до 120°C.

Частицы вредных металлов, содержащихся в маслах, в процессе эксперимента могут попасть вовнутрь организма, с следствие процесса испарения, в дальнейшем данный фактор может привести к химическому отравлению. К таким металлам можно отнести свинец, бериллий.

Смазывающие жидкости могут вызвать аллергические реакции при попадании их на кожный покров.

## Электробезопасность

Электрический ток, проходя через тело человека, оказывает на него сложное воздействие, являющееся совокупностью термического (нагрев тканей и биологических сред), электролитического (разложение крови и плазмы) и биологического (раздражение и возбуждение нервных волокон) воздействий. Наиболее сложным является биологическое воздействие, свойственное только живым организмам. Любое из этих воздействий может привести к электрической травме, т. е. к повреждению организма, вызванному воздействием электрического тока или электрической дуги. Различают местные электротравмы и электрические удары. Приблизительно 55 % травм имеют смешанный характер.

Основным источником является силовой шкаф триботехнического комплекса, цепи управления электрооборудованием комплексом (электродвигатели, частотные преобразователи, контролирующая аппаратура). Силовая часть электрооборудования состоит из напряжения 220 В переменного тока и 24В постоянного тока. Напряжение в цепи управления составляет 10В и 5В постоянного тока.

Требования, предъявляемые к электробезопасности Триботехнического комплекса, изложены в ГОСТ 27487–87 «Электрооборудование производственных машин».

Для предотвращения поражением электрическим током необходимо соблюдать следующие правила:

1. Все токоведущие и токоподводящие средства должны быть изолированы и защищены от соприкосновения с ними рабочего.
2. . Пользоваться неисправными кнопочными станциями, сломанными рукоятками переключателей и выключателей запрещается [].
3. Триботехнический комплекс и корпус двигателя должны быть заземлены. Заземляющие устройства должны соответствовать требованиям ПОТ Р О-95120-001-94. Заземляющий провод обычно подводится к за-

жимному болту сзади передней тумбы или основания станка []. Исправность провода следует проверять ежедневно перед началом работы.

При обнаружении неисправности его работу на станке прекратить и обратиться к дежурному электромонтеру.

4. При появлении искр на деталях стайка или ощущении тока при соприкосновении со станком необходимо прекратить работу и принять меры для исправления электропроводки электриком.

5. Не разливать охлаждающую жидкость около комплекса, так как сырой пол более опасен, если корпус комплекса окажется под напряжением.

Статическое электричество — явление, при котором на поверхности и в объёме диэлектриков, проводников и полупроводников возникает и накапливается свободный электрический заряд.

Конструкцией триботехнического комплекса должны быть исключены опасности от накопления зарядов статического электричества в процессе проведения лабораторных испытаний, от протекания токонепроводящих рабочих жидкостей и др.

Испытательная камера должна быть снабжена заземляющими устройствами, снимающими электростатический заряд с пар трения.

## **1.2. Анализ факторов производственного процесса, которые могут возникнуть в лаборатории при проведении исследований.**

### **1.1.1. Микроклимат**

Одним из необходимых условий здорового и высокопроизводительного труда является обеспечение чистоты воздуха и нормальных метеорологических условий в лаборатории.

Лабораторное помещение должно быть оборудовано естественной вентиляцией или кондиционером, обеспечивающим постоянство температуры, скорости движения и относительной влажности воздуха. Необходима система центрального отопления.

В зимний период в аудитории для поддержания оптимальной температуры в помещении необходимо использовать систему центрального водяного отопления. Эта система надежна в эксплуатации и обеспечивает возможность регулирования температуры.

### **1.2.1. Освещенность рабочей зоны**

Уровень освещенности оказывает влияние на психические функции и физиологические процессы в организме человека. Хорошее освещение действует тонизирующе, стимулирует активность, предупреждает развитие утомления, повышает работоспособность.

Неправильное организованное освещение рабочих мест и рабочей зоны не только утомляет зрение, но и вызывает утомление всего организма в целом. Недостаточное освещение, слепящие источники света и резкие тени от оборудования и других предметов притупляют внимание, вызывают ухудшение или потерю ориентации работающего, что может быть причиной травматизма. Установлено, что неудовлетворительное освещение является причиной примерно 5% несчастных случаев на производстве. При недостаточной освещенности сокращается время ясного видения — время, в течение которого глаз человека сохраняет способность различать рассматриваемый объект.

Освещенность рабочего места нормируется согласно СНиП 23-05-95. В помещении присутствует два типа освещения – искусственное (лампа освеще-

ния) и естественное (солнечный свет). Естественное освещение достигается путем установки в помещении окон с коэффициентом естественного освещения КЕО не ниже 4%.

Характеристика зрительной работы - средней точности; наименьший размер объекта 0,5 ... 1мм; разряд зрительной работы – IV; подразряд – а; контрастность с фоном – малый; фон – темный; освещенность искусственного освещения – 750 Лк., коэффициент пульсации  $K_{п} = 20\%$ , коэффициент естественной освещенности при боковом естественном освещении  $КЕО = 1,5\%$ , при комбинированном совмещенном освещении  $КЕО = 0,9\%$ .

#### Допустимые нормы

Согласно СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений» лабораторное помещение относится к категории Ia. К категории Ia относятся работы производимые сидя и сопровождающиеся незначительным физическим напряжением до 120 ккал/ч (до 139 Вт).

Согласно СанПиН 2.2.4.548-96 в таблице 29 приведены оптимальные величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений, в таблице 30 приведены допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений [].

Таблица 29– Оптимальные показатели микроклимата

Период года	Категория работ по уровню энергозатрат, кВт	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	Ia (до 139Вт)	22–24	21–25	60–40	0,1
Теплый	Ia (до 139Вт)	23–25	22–26	60–40	0,1

Таблица 30 – Допустимые показатели микроклимата

Период года	Категория работ по уровню энергозатрат, кВт	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с
		Ниже оптимальной величины	Выше оптимальной величины			
Холодный	Ia (до 139Вт)	20–21,9	24,1–25	19–26	15–75	0,1
Теплый	Ia (до 139Вт)	21–22,9	25,1–28	20–29	15–75	0,2

Нормирование предельно допустимой концентрации вредных веществ в воздухе осуществляется согласно Гн 2.2.5.1313-03 [27]. ПДК серы составляет 6 мг/м<sup>3</sup>; свинца 0,05 мг/м<sup>3</sup>; хлордифенила 5 мг/м<sup>3</sup>, молибдена 3 мг/м<sup>3</sup>. Источником свинца и бериллия являются обрабатываемые материалы, молибден и дифенил входят в состав масел.

## **Средства защиты**

Согласно ГОСТ 12.4.011–89 «Средства защиты рабочих» к средствам коллективной защиты относятся: защитные ограждения и устройства, предотвращающие опасность, создаваемую движущимися частями производственного оборудования, изделиями, заготовками и материалами, отлетающими частицами обрабатываемого материала и брызгами смазочно-охлаждающих жидкостей; устройства, защищающие от поражения электрическим током и статического электричества; механизмы, исключаяющие контакт с опасными и вредными производственными факторами; устройства, снижающие уровень воздействия шума, вибрации [].

Согласно ГОСТ 12.4.011–89 «Средства защиты рабочих» к средствам индивидуальной защиты относятся: специальная одежда, (защита от попадания стружки), а также изолирующие костюмы, средства защиты органов дыхания, рук, головы, лица, глаз (защитные очки), предохранительные приспособления.

При работе на автоматизированном триботехническом комплексе запрещено работать в перчатках, следовательно, использовать их в качестве средств индивидуальной защиты строго запрещено.

Разрешается использовать перчатки при наладки оборудования (установка/ демонтаж пар трения) при условии полного обесточивания приводов.

Для защиты органов зрения необходимо использовать защитные очки.

### **1.2.2. Факторы психологической группы**

К психологическим вредным факторам можно отнести монотонность рабочего процесса.

В большинстве случаев работа на металлорежущем оборудовании монотонна, многократное повторение одних и тех же действий. Данный фактор может привести к переутомлению организма, спровоцировать потерю концентрации, повышению риска совершить ошибку, что может привести к производственным травмам.

## **2. Экологическая безопасность**

К основному загрязняющему фактору, возникающем в процессе проведения лабораторных испытаний, можно отнести масла, применяемые для смазки пар трения. В состав масел могут входить токсичные вещества как: сера, хлор, тяжелые металлы (барий, сурьма, цинк, свинец).

### **2.1. Влияние смазывающих жидкостей на атмосферу**

При испарении смазывающей жидкости в процессе трения (масляный туман) или хранения выделяются синтетические масла с повышенным содержанием полихлора- дифениламина (ПХД). Данное химическое соединение, попадая в атмосферу, образует еще более токсичные соединения - полихлордибензодиоксины и полихлордибензофураны. Помимо ПХД при испарении в атмосферу попадает сера, пары тяжелых металлов, которые распространяются по воздуху, вступая в химические реакции с другими элементами, тем самым создают угрозу для живых организмов.

### **2.2. Влияние смазывающих жидкостей на гидросферу**

Отработанную смазочную жидкость в большинстве случаев утилизируют в землю. При разложении смазочных жидкостей или нарушении контейнера жидкость попадает в поверхностные грунтовые воды. В почве образуются так называемые масляные линзы, из которых масло со скоростью 10,2-10,5 м/с распространяется в ширину и вглубь, контактирует с грунтовыми водами и мигри-

рует с ними. Через грунтовые воды, элементы СОЖ могут попадать в организм человек, привести к заражению растений.

Для снижения уровня загрязнения атмосферы, гидросферы применяют экологические чистые смазочные жидкости, либо разрабатываются технологические процессы, требования связанных с утилизацией отработанных смазочных жидкостей.

### **2.3. Влияние частиц абразивного износа на литосферу**

К фактору загрязняющего литосферу можно отнести стружку (продуктов износа) пар трения. При утилизации стружки в землю, возникают химические реакции между металлами и другими химическими элементами, находящимися в природе.

Для снижения влияния данного фактора на литосферу необходимо металлическую стружку собирать в контейнер с последующей переплавкой в сталеплавильных печах.

## **3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях.**

В данной главе рассмотрим чрезвычайную ситуацию (пожар), возникшую в лаборатории.

Пожаровзрывобезопасность – это состояние объекта экономики и его технологических процессов, при котором с установленной вероятностью исключается возможность пожара и взрыва и воздействие на людей их опасных факторов, а также осуществляется защита материальных ценностей (по ГОСТ 12.1.010-76 и ГОСТ 12.1.031-81 ). Она обеспечивается комплексом организационных, противопожарных, инженерно-технических и специальных мероприятий и средств как при эксплуатации объектов, так и в случаях их реконструкции, ремонта или аварийной (чрезвычайной) ситуации.

Причинами возникновения пожара на производственном участке могут быть:

1. Неисправность электропроводки помещения.
2. Короткое замыкание в силовом шкафу Триботехнического комплекса.

3. Возгорание Триботехнического комплекса вследствие перегрева его узлов.
4. Неисправность цепей управления.
5. Неисправность элементов управления станком.
6. Попадание горячей стружки, искр на легко воспламеняющиеся объекты.
7. Взрыв легковоспламеняющейся пыли.

### **3.1. Профилактические мероприятия**

Пожарная профилактика – это комплекс организационных и технических мероприятий, направленных на обеспечение безопасности людей, на предотвращение пожара, ограничение его распространения, а также создание условий успешного тушения пожара.

Для предотвращения возникновения пожара необходимо соблюдать следующие меры:

1. В рабочей зоне должны отсутствовать легковоспламеняющиеся вещества.
2. Все токоведущие цепи должны быть в защитной оболочке.
3. Использование предохранительных устройств (пускатели с тепловым реле).
4. Не допускать перегрев элементов испытательного стенда.
5. Рабочая область должна быть оборудована датчиками дыма.
6. Необходимо наличие пожарной сигнализации.
7. Наличие средств пожаротушения.
8. Инструктаж по пожарной безопасности.

Требования по пожарной безопасности изложены в СНиП 21-01-97.

Для тушения горящего электрооборудования под напряжением возникает риск поражения электрическим током. Для тушения необходимо использовать:

- углекислоту и огнетушащий порошок из ручных огнетушителей (ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8 и ОП-8, ОПЗ-2 соответственно);

- воздушно-механическую пену на пресной воде из огнетушителей ОВПМ-8, ОВПМ-30у и стационарных огнетушителей типа СО;
- пресную воду соленостью не более 10 Бр;
- стационарную систему и переносные средства объемного химического тушения [].

### **3.2. Требования пожарной безопасности к путям эвакуации**

1. Все двери эвакуационных выходов должны свободно открываться в сторону выхода из помещений. При пребывании в помещении людей, двери могут запираются только на внутренние, легко открываемые запоры.
2. Пути эвакуации должны быть освещены в соответствии с требованиями СНиП 23-05-95.

На путях эвакуации ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

1. Загромождать эвакуационные пути и выходы (в том числе проходы, коридоры, тамбуры, лестничные площадки, марши лестниц, двери, эвакуационные люки) различными материалами, изделиями, оборудованием и другими предметами.
2. Устраивать в тамбурах выходов сушилки одежды любой конструкции, вешалки для одежды и гардеробы, хранение (в том числе временное) любого инвентаря и материалов.
3. Устраивать на путях эвакуации пороги, турникеты, раздвижные, подъёмные и вращающиеся двери и другие устройства, препятствующие свободной эвакуации людей.
4. Фиксировать самозакрывающиеся двери лестничных клеток, коридоров, холлов и тамбуров в открытом положении (если для этих целей не используются автоматические устройства, срабатывающие при пожаре), а также снимать их.

5. Применять горючие материалы для отделки, облицовки и окраски стен и потолков, а также ступеней и лестничных площадок на путях эвакуации.

Согласно НПБ 105 – 95 помещение по пожаробезопасности относится к категории В2. Данная категория подразумевает, что помещение пожароопасное, наличие горючих и трудногорючих жидкостей, твёрдых горючих и трудногорючих веществ и материалов (в том числе пыли и волокна), способных при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом гореть, не формируя взрыва.

### **3.3. Последовательность действий при возникновении пожара**

#### **3.3.1. Действия сотрудника лаборатории**

Каждый работник цеха при обнаружении пожара или признаков горения (задымления, запаха гари, повышения температуры и т.п.) обязан:

1. немедленно поставить в известность своего непосредственного руководителя (ответственного за противопожарное состояние), другое должностное лицо, заменяющее его, а при его отсутствии лично сообщить по телефону "01" в пожарную охрану (при этом необходимо назвать адрес объекта, место возникновения пожара, а также сообщить свою фамилию);
2. принять по возможности меры по эвакуации людей, тушению пожара и сохранности материальных ценностей.
3. В условиях задымления и наличия огня в помещении передвигайтесь вдоль стен, согнувшись или ползком, для облегчения дыхания прикройте нос и рот платком (тканью), смоченной водой.
4. Через пламя необходимо передвигаться, накрывшись с головой верхней одеждой, по возможности облить водой, загоревшую одежду сорвать или погасить пламя, а при охвате огнем большей части одежды плотно закатать работника в ткань (одеяло, кошму).

### **3.3.2. Действия руководителя**

Руководитель (лицо, ответственное за противопожарное состояние), другое лицо, замещающее его, получив сообщение о пожаре, обязан:

1. Продублировать сообщение о возникновении пожара в пожарную охрану.
2. В случае угрозы жизни людей немедленно организовать их спасение.
3. При необходимости отключить электроэнергию, остановить работу системы вентиляции, воздержаться от открытия окон и дверей, а также не разбивать стекол, покидая помещение или здание, закрыть за собой двери и окна, чтобы предотвратить приток воздуха в очаг пожара.
4. Прекратить все работы в помещениях, кроме работ, связанных с мероприятиями по ликвидации пожара.
5. Удалить за пределы опасной зоны всех работников, не участвующих в тушении пожара.
6. Осуществлять общее руководство по тушению пожара до прибытия подразделения пожарной охраны.
7. Обеспечить соблюдение требований безопасности работниками, принимающими участие в тушении пожара.
8. Одновременно с тушением пожара организовать эвакуацию и защиту материальных ценностей.
9. Организовать встречу подразделения пожарной охраны и оказать помощь в выборе кратчайшего пути для подъезда к очагу пожара.
10. Проинформировать руководителя тушения пожара о конструктивных и технологических особенностях объекта и других сведениях, необходимых для успешной ликвидации пожара.

На рисунке 64 показан план эвакуации из здания.



Рисунок 67. План эвакуации

#### 4. Правовые нормы трудового законодательства

Рабочее время – время, в течение которого работник в соответствии с правилами внутреннего трудового распорядка и условиями трудового договора должен исполнять трудовые обязанности, а также иные периоды времени, которые в соответствии с настоящим Кодексом, другими федеральными законами и иными нормативными правовыми актами Российской Федерации относятся к рабочему времени.

Категория Ia относится к труду легкой тяжести. Согласно 92 статье Трудового Кодекса РФ продолжительность рабочего дня работников составляет 8 часов в день и 40 часов в неделю.

99 статья Трудового Кодекса РФ предусматривает сверхурочную работу.

Сверхурочная работа – работа, выполняемая работником по инициативе работодателя за пределами установленной для работника продолжительности рабочего времени: ежедневной работы (смены), а при суммированном учете рабочего времени - сверх нормального числа рабочих часов за учетный период [29].

Привлечение работодателем работника к сверхурочной работе допускается с его письменного согласия в следующих случаях:

1. при необходимости выполнить (закончить) начатую работу, которая вследствие непредвиденной задержки по техническим условиям производства не могла быть выполнена (закончена) в течение установленной для работника продолжительности рабочего времени, если невыполнение (незавершение) этой работы может повлечь за собой порчу или гибель имущества работодателя (в том числе имущества третьих лиц, находящегося у работодателя, если работодатель несет ответственность за сохранность этого имущества), государственного или муниципального имущества либо создать угрозу жизни и здоровью людей;
2. при производстве временных работ по ремонту и восстановлению механизмов или сооружений в тех случаях, когда их неисправность может стать причиной прекращения работы для значительного числа работников;
3. для продолжения работы при неявке сменяющего работника, если работа не допускает перерыва. В этих случаях работодатель обязан немедленно принять меры по замене сменщика другим работником [29].

Согласно статье 114 –115 ТК РФ работникам предоставляются ежегодные отпуска с сохранением места работы (должности) и среднего заработка. ежегодный основной оплачиваемый отпуск предоставляется работникам продолжительностью 28 календарных дней [29].

Согласно 132 статье ТК РФ заработная плата каждого работника зависит от его квалификации, сложности выполняемой работы, количества и качества

затраченного труда и максимальным размером не ограничивается, за исключением случаев, предусмотренных настоящим Кодексом [29].

## **Заключение**

1. Рассмотрен вопрос повышения достоверности триботехнических испытаний конструкционных материалов и смазочных сред, проводимых на триботехнических устройствах испытания, посредством обеспечения требуемого закона нагружения исполнительного органа, при его определенном угловом положении в механизме, при вращательном или возвратно-вращательном движениях, при наличии внешнего силового динамического нагружения.
2. Определены режимы, законы скоростного и силового нагружения пар трения реальных технических систем.
3. Разработана конструкторская документация на узел скоростного динамического нагружения, узел силового динамического нагружения.
4. Составлены физические и математические модели узлов скоростного и силового нагружения, позволяющие обеспечить динамические режимы нагружения.
5. Разработано приложение, позволяющее моделировать режимы работы узла динамического нагружения.
6. Проведено теоретическое исследование математической модели узла динамического нагружения, с целью определения степени достоверности воспроизведения требуемого закона нагружения исполнительного органа, при его определенном угловом положении в механизме, при вращательном или возвратно-вращательном движениях, при наличии внешнего силового динамического нагружения.
7. Спроектирован и реализован стенд динамического нагружения. Разработано программное обеспечение для управления стендом.
8. Проведен натурный эксперимент по формированию законов управляющего воздействия на стенде динамического нагружения. Определены параметры быстродействия системы.
9. Разработана и апробирована методика формирования законов управляющего воздействия.

10. Определена экономическая и ресурсоэффективная составляющая проекта.  
Произведен расчет требуемых затрат на реализацию НИР. определены сильные, слабые стороны проекта.
11. Рассмотрены вопросы, связанные с организацией рабочего места сотрудника, осуществляющего трудовую деятельность в лаборатории. Составлен перечень опасных и вредных факторов, оказывающих влияние на сотрудника.

### Список публикаций

1. Буханченко С.Е., Федоров В.В., Щербанский А.П. Математическое моделирование динамических режимов вращательного и возвратно-вращательного скоростного нагружения торсионных систем //XXVII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС-2015): труды конференции, Москва, 2-4 Декабря 2015. – Москва: ИМАШ РАН, 2015 – С. 300-303.
2. Буханченко С.Е., Федоров В.В., Щербанский А.П. Математическое моделирование динамических режимов нагружения торсионных систем при вращательном и возвратно-вращательном движениях исполнительного органа //Современное машиностроение: материалы 5-й Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 30 Июня-1 Июля 2016. – Санкт Петербург: СПбПУ, 2016- С. 1228-1236.
3. Буханченко С.Е., Пустозеров К.Л., Федоров В.В., Щербанский А.П. Узел силового динамического нагружения трибосопряжений //Проблемы механики современных машин: материалы VI Международной конференции, Улан-Удэ, 29 Июня-4Июля 2015. – Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2015 – Т.1 – С. 37-40.
4. Буханченко С.Е., Пустозеров К.Л., Федоров В.В., Щербанский А.П. Узел скоростного динамического нагружения с устройством регистрации крутящего момента //Проблемы механики современных машин: материалы VI Международной конференции, Улан-Удэ, 29 Июня-4Июля 2015. – Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2015 – Т.1 – С. 32-46.

## Список использованных источников

1. Силин А.А. Методы испытания на изнашивание. М.: Изд-во АИ СССР, 1962.
2. Дунин - Борковский И.В., Карташов А.Н. Лабораторные испытания материалов на трение и износ. М.: Наука, 1998.
3. Кобылянский С. И., Лышко Г.П. Машина трения для испытания материалов на трение и износ // Патент СССР № 1427232.1988.
4. Прокопенко А.К., Гаркунов Д.Н, Жигайло Б.Г., Быстров В.Н., Францев В.Н., Знаев В.А., Полянин Б.А., Панфилов Е.А. Устройство для триботехнических испытаний материалов // Патент СССР № 1219962.1986.
5. Буханченко С.Е., Ларионов С.А, Пушкаренко А.Б. Испытательная камера машины трения // Патент России № 21630313.2001.
6. Буханченко С.Е., Федоров В.В., Щербанский А.П. Математическое моделирование динамических режимов вращательного и возвратно-вращательного скоростного нагружения торсионных систем //XXVII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС-2015): труды конференции, Москва, 2-4 Декабря 2015. – Москва: ИМАШ РАН, 2015 – С. 300-303.
7. Буханченко С.Е., Федоров В.В., Щербанский А.П. Математическое моделирование динамических режимов нагружения торсионных систем при вращательном и возвратно-вращательном движениях исполнительного органа //Современное машиностроение: материалы 5-й Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 30 Июня-1 Июля 2016. – Санкт Петербург: СПбПУ, 2016- С. 1228-1236.
8. Буханченко С.Е., Пустозеров К.Л., Федоров В.В., Щербанский А.П. Узел силового динамического нагружения трибосопряжений //Проблемы механики современных машин: материалы VI Международной конференции, Улан-Удэ, 29 Июня-4Июля 2015. – Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2015 – Т.1 – С. 37-40.

9. Буханченко С.Е., Пустозеров К.Л., Федоров В.В., Щербанский А.П. Узел скоростного динамического нагружения с устройством регистрации крутящего момента //Проблемы механики современных машин: материалы VI Международной конференции, Улан-Удэ, 29 Июня-4Июля 2015. – Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2015 – Т.1 – С. 32-46.
10. James A. Griffin. Electromechanical equivalent of fluid powered cylinder// Патент Соединенного Королевства Великобритании № 4,137,784.1979.
11. Кнудсен М.К., Серенсен Р., Лоренсен А.Б. Линейный привод // Патент России № 2485369.2012.
12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т Т.3. М.: Машиностроение., 2001.–864 с.: ил.
13. Гузенков П.Г. Детали машин: учебник для вузов.. М.: Высш. шк., 1986.- 359 с.: ил.
14. Баширов Р.М., Кислов В.Г., Павлов В.А. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей. М.: машиностроение, 1987. – 184с.: ил.
15. Смайлов С.А. Механика жидкостей и газа: учебное пособие / С.А. Смайлов, К.А. Кувшинов; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 108с.
16. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. М.: ДМК- Пресс, 2010. –464 с.
17. ГОСТ 3057-90 Пружины тарельчатые. – Москва: Изд-во стандартов , 1991. –38с.
18. Видяев И.Г., Серикова Г.Н., Гаврикова Н.А. Финансовый менеджмент, ресурсосбережение: учебно-методическое пособие / И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Н.А. Гаврикова, Н.В. Шаповалова, Л.Р. Тухватулина, З.В. Криница; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 36 с.
19. Гольдштейн Г. Я. Стратегический менеджмент. Таганрог: ТРТУ, 1998.

- 20.ГОСТ 12.1.003-83 Шум. Общие требования безопасности. – Москва: Изд-во стандартов , 1984. –13с.
- 21.ГОСТ 12.1.012-90 Вибрационная безопасность. – Москва: Изд-во стандартов , 1991. –31с.
- 22.СанПиН 2.2.4.548-96. Санитарно – эпидемиологические правила и нормативы «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений». М.: Информационно-издательский центр. Минздрава России, 1997.
- 23.Гн 2.2.5.1313-03. предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны.
- 24.ГОСТ 12.4.011–89 «Средства защиты рабочих». – Москва: Изд-во стандартов , 2004. –8с.
- 25.ГОСТ 27487–87 «Электрооборудование производственных машин». – Москва: Изд-во стандартов , 1993. –100с.
- 26.ПОТ Р О-95120-001-94 «Правила по охране труда на предприятиях розничной торговли».
- 27.СНиП 21-01-97 Санитарно – эпидемиологические правила и нормативы «Строительные нормы и правила пожарная безопасность зданий и сооружений» ». М.: Информационно-издательский центр. Минздрава России, 1998.
- 28.СНиП 41-01-2003. Санитарно – эпидемиологические правила и нормативы «Отопление, вентиляция и кондиционирование» ». М.: Информационно-издательский центр. Минздрава России, 2004.
- 29.Трудовой кодекс Российской Федерации №197-ФЗ.

## Приложения

### Приложение А

For a theoretical research of the computer-based control operation modes, the flowchart shown in figure 1 was designed. According to this flowchart, the computer-based control is executed by the velocity load unit and the force load unit system.

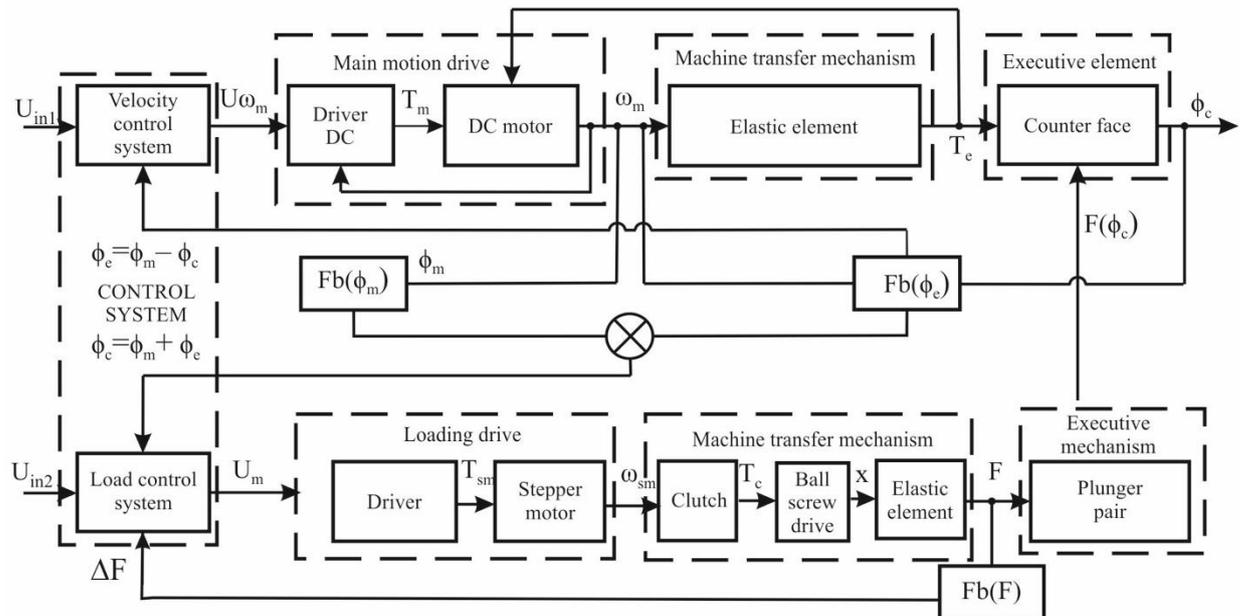


Figure 1. Flowchart of the dynamic loading unit

The velocity load unit involves main motion drive which consists of a control unit that monitors an angular rotation rate and an electromotive moment at the direct current motor axis due to the negative feedback a machine transfer mechanism – an elastic element (torsion) and an executive element. The elastic element (torsion) fixes the direct current motor axis and the executive element axis. The system provides the feedback to monitor a rotation angle of motor shaft and angle of torsion (rotation angular differences between the direct current motor and the executive element axis).

The force load unit consists of a control unit that controls the stepper motor. The transfer device consists of a clutch, a ball screw drive, an elastic element and a

plunger pair. The stepper motor rotation is converted to a linear displacement of the plunger. The transfer device converts the torque into the axial force.

The control system implements the law of the rotation rate change of the and determines its working rotation angle by addition of the rotation angle and angle of torsion values. It provides a required load application on the executive element when it is necessary.

### Modeling of a high-speed loading system

According to the flowchart and the structural scheme, a physical analogue was developed (figure 2).

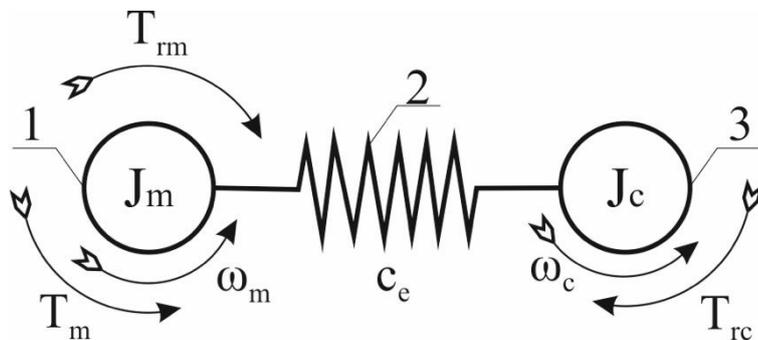


Figure 2. Main motion drive physical analogue

where

1 – DC motor;

2 – elastic element;

3 – executive element;

$J_m$  – moment of inertia of the motor

$J_c$  – moment of inertia of the executive element;

$C_e$  – torsional rigidity of elastic element;

$T_m$  – electromotive moment of the motor;

$T_{rm}$  – motor resistance torque;

$\omega_m$  – angular velocity of the motor;

$\omega_c$  – angular velocity of the executive element.

According to the flowchart structural diagram was developed (figure 3).

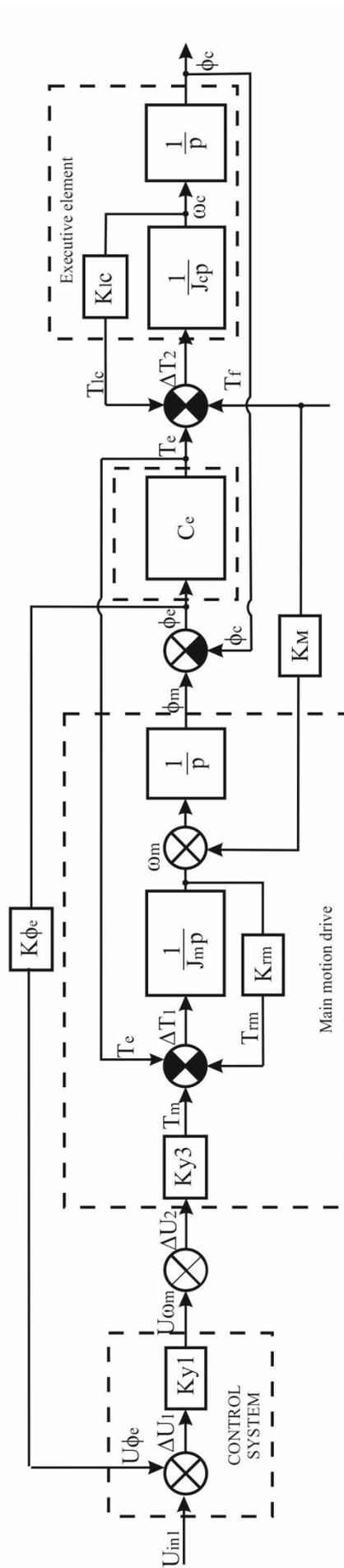


Fig. 3. Diagram of computer-based velocity load unit

To implement the main motion drive objective it is taken into account that electromechanic elements distort the stated law of executive element motion these distortions are caused by their dynamic properties.

To calculate the torque on the motor shaft, we use the power balance in drive hardware

$$P_m = P_c + \Delta P \quad (1)$$

where

$$P_m = T_{rm} \cdot \omega_m \quad (2)$$

$$P_c = T_{rc} \cdot \omega_c \quad (3)$$

Applying the values (2) and (3) to (1) and taking into account the efficiency coefficient of the executive element main motion drive hardware  $\eta$  the power balance can be determined as

$$T_{rm} \cdot \omega_m = \frac{T_{rc} \cdot \omega_c}{\eta} \quad (4)$$

In this case, in the chosen coordinate system two coordinates determine the system location. This is a motor axis rotation angle  $\varphi_m$  and an executive element rotation angle  $\varphi_c$ . These angles differential shows the elastic element torque angle  $\varphi_e$

$$\varphi_m - \varphi_c = \varphi_e \quad (5)$$

The main motion drive kinetic energy  $W_k$  is determined as

$$W_k = W_{km} + W_{kc} \quad (6)$$

where

$W_{km}$  – direct current motor kinetic energy;

$W_{kc}$  – executive element kinetic energy,

where

$$\begin{aligned}W_{km} &= J_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} \\W_{kc} &= J_c \frac{d^2 \varphi_c}{dt^2}\end{aligned}\quad (7)$$

The input voltage  $U1$  is changed due to the appearance of the twist angle of the torsion. The input voltage  $\Delta U1$  is determined as:

$$\Delta U1 = U_{in1} + U_{\varphi e} + U_M \quad (8)$$

where

$U_{in1}$  – the input voltage for the drive control of the executive main motion element;

$U_{\varphi c}$  – the voltage at the elastic element torque angle;

$U_T$  – the voltage at the friction torque.

$$U_{\varphi e} = K_{\varphi e} \cdot \varphi_e \quad (9)$$

where

$K_{\varphi e}$  – feedback factor at the elastic element torque angle

$$U_T = K_T \cdot T_f \quad (10)$$

where

$K_T$  – feedback factor at the friction torque;

$T_f$  – friction torque.

We write (8) taking into account (9) and (10) as

$$\Delta U1 = U_{in1} + K_{\varphi e} \cdot \varphi_e + K_T \cdot T_f \quad (11)$$

According to the diagram, input control voltage  $\Delta U1$  – is amplified to the necessary drive power voltage  $U_{\omega m}$ . The drive power voltage  $U_{\omega m}$  is determined as

$$U_{\omega m} = \Delta U1 \cdot K_{y1} \quad (12)$$

where  $K_{y1}$  – voltage amplification factor  $\Delta U1$ ,

We write (12) in view of (11) as

$$U_{\omega m} = (U_{in1} + K_{\varphi e} \cdot \varphi_e + K_T \cdot T_f) \cdot K_{y1} \quad (13)$$

According to the diagram, the drive power voltage  $U_{\omega m}$  is amplified to the drive control unit power voltage  $\Delta U2$ . The power voltage  $\Delta U2$  is formed the electromotive moment  $T_m$ .

$$T_m = U_{\omega m} \cdot K_{y3} \quad (14)$$

where

$K_{y3}$  – the voltage transformation amplification factor,

We write (14) in view of (13) as

$$T_m = [(U_{in1} + K_{\varphi e} \cdot \varphi_e + K_T \cdot T_f) \cdot K_{y1}] \cdot K_{y3} \quad (15)$$

So, the change  $T_m$  by the value  $\Delta T1$  occurs as a result of  $\varphi_e$  and the direct current motor resistance that is determined as

$$\Delta T1 = T_m - T_{rm} - T_e \quad (16)$$

where

$T_e$  – elastic element torque;

$T_{rm}$  – motor resistance torque.

$$T_{rm} = K_{rm} \cdot \omega_m \quad (17)$$

where

$K_{rm}$  – feedback factor at  $\omega_m$ .

$$T_e = C_e \cdot \varphi_e \quad (18)$$

where

$C_e$  – torsional rigidity of elastic element.

We write (16) in view of (17), (15), (18) as

$$\Delta T1 = [(U_{in1} + K_{\varphi e} \cdot \varphi_e + K_T \cdot T_f) \cdot K_{y1}] \cdot K_{y3} - K_{rm} \cdot \omega_m - C_e \cdot \varphi_e \quad (19)$$

According to the diagram  $\Delta T1$  moment is transmitted to the executive element through an elastic element.

$$\Delta T2 = T_e - T_{lc} - T_f \quad (20)$$

where

$T_{lc}$  – loss torque caused by an executive element bearing friction.

$$T_{lc} = K_{lc} \cdot \omega_c \quad (21)$$

where

$K_{lc}$  – feedback factor at  $\omega_c$

We write (20) in view of (21) as

$$\Delta T2 = C_e \cdot \varphi_e - K_{lc} \cdot \omega_c - T_f \quad (22)$$

According to the structural scheme and (7), (19), (23) we write the system of differential equations

$$\left\{ \begin{array}{l} J_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = [(U_{in1} + K_{\varphi e} \cdot \varphi_e + K_T \cdot T_f) \cdot K_{y1}] \cdot K_{y3} - \\ \quad - K_{rm} \cdot \frac{d\varphi_m}{dt} - C_e \cdot \varphi_e \\ J_c \frac{d^2 \varphi_c}{dt^2} = C_e \cdot \varphi_e - K_{lc} \cdot \frac{d\varphi_c}{dt} - T_f \end{array} \right. \quad (23)$$

We write (23) in view of (5) as

$$\left\{ \begin{array}{l} J_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = K_{y1} K_{y3} U_{in1} + K_{y1} K_{y3} K_{\varphi e} \cdot \varphi_m - K_{y1} K_{y3} K_{\varphi e} \cdot \varphi_c + \\ \quad + K_{y1} K_{y3} K_T \cdot T_f - K_{rm} \cdot \frac{d\varphi_m}{dt} - C_e \cdot \varphi_m + C_e \cdot \varphi_c \\ J_c \frac{d^2 \varphi_c}{dt^2} = C_e \cdot \varphi_m - C_e \cdot \varphi_c - K_{lc} \cdot \frac{d\varphi_c}{dt} - T_f \end{array} \right. \quad (24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} J_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} + K_{rm} \cdot \frac{d\varphi_m}{dt} + (C_e - K_{y1} K_{y3} K_{\varphi e}) \cdot \varphi_m = \\ = \varphi_c \cdot (C_e - K_{y1} K_{y3} K_{\varphi e}) + K_{y1} K_{y3} \cdot (U_{in1} + K_T \cdot T_f) \\ J_c \frac{d^2 \varphi_c}{dt^2} + K_{lc} \cdot \frac{d\varphi_c}{dt} + C_e \cdot \varphi_c = C_e \cdot \varphi_m - T_f \end{array} \right. \quad (25)$$

the changes of variables are introduced as follows:

$$T_1 = \sqrt{\frac{J_m}{(C_e - K_{y1} K_{y3} K_{\varphi e})}} \quad (26)$$

$$\xi_1 = \sqrt{\frac{J_m}{(C_e - K_{y1} K_{y3} K_{\varphi e})}} \cdot \frac{K_{rm}}{2 \cdot J_m} \quad (27)$$

$$K_1 = \frac{K_{y1} K_{y3}}{(C_e - K_{y1} K_{y3} K_{\varphi e})} \quad (28)$$

$$T_2 = \sqrt{\frac{J_c}{C_e}} \quad (29)$$

$$\xi_2 = \sqrt{\frac{J_c}{C_e} \cdot \frac{K_{rm}}{2 \cdot J_c}} \quad (30)$$

$$K_2 = \frac{1}{C_e} \quad (31)$$

where

$T_1$  – the response time of the “direct current motor – elastic element” system;

$\xi_1$  – the decay coefficient of the “direct current motor – elastic element” system;

$K_1$  – the amplification factor of the main motion drive;

$T_2$  – the response time of the “executive element – elastic element” system;

$\xi_2$  – the decay coefficient of “executive element – elastic element” system;

$K_2$  – the amplification factor “elastic element – executive element”.

The differential equations system (25) can be written as

$$\begin{cases} T_1^2 \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} + 2\xi_1 T_1 \frac{d\varphi_m}{dt} + \varphi_m = K_1 U_{in1} + \varphi_c \\ T_2^2 \frac{d^2 \varphi_e}{dt^2} + 2\xi_2 T_2 \frac{d\varphi_c}{dt} + \varphi_c = \varphi_m - K_2 T_f \end{cases} \quad (32)$$

We write transfer functions:

For the first equation, the rotation angle of the executive element  $\varphi_c = 0$

We write the Laplace transform of the transfer function

$$W_1(p) = \frac{\varphi_m}{U_{in1}} = \frac{K_1}{T_1^2 p^2 + 2\xi_1 T_1 p + 1} \quad (33)$$

This transfer function determines the change of angular position of the motor shaft  $\varphi_m$ , from input voltage  $U_{in1}$ .

For the second equation, rotation angle of motor shaft  $\varphi_m = 0$

Laplace transform of the transfer function

$$W_2(p) = \frac{\varphi_c}{T_f} = \frac{K_2}{T_2^2 p^2 + 2\xi_2 T_2 p + 1} \quad (34)$$

This transfer function determines the change of angular position of the executive element  $\varphi_c$ , from  $T_f$ .



## Приложение Б

### TECHNICAL DATA - Size 20 DONNEES TECHNIQUES - Taille 20

#### Features / Caractéristiques

Technical Features	Données techniques				
Rated torque	Couple nominal	Nm	<b>2</b>	lb.ft	<b>1.5</b>
Rated current	Courant nominal	A	<b>0.40</b>	Amp	<b>0.40</b>
Residual torque	Couple résiduel	Nm	<b>0.04</b>	lb.ft	<b>0.03</b>
Residual torque RR (1)	Couple résiduel RR (1)	Nm	<b>0.08</b>	lb.ft	<b>0.06</b>
Coil resistance (2)	Impédance de la bobine (2)	$\Omega$	<b>24</b>		
Rotor inertia	Inertie du rotor	kg.m <sup>2</sup>	<b>16.10<sup>-6</sup></b>		
Min rotation speed (3)	Vitesse de rotation min (3)	mn <sup>-1</sup> rpm	<b>40</b>		
Max rotation speed (3)	Vitesse de rotation max (3)	mn <sup>-1</sup> rpm	<b>3000</b>		
Rated housing Temp. (4)	Temp. ext. nominale du corps (4)	°C	<b>100</b>		
Ultimate housing Temp.	Limite max. de Temp. ext. du corps	°C	<b>120</b>		

(1) remnant rotor version

(2) at 20°C (varies with the coil temperature)

(3) except RR versions. Any further request, please consult your supplier

(4) max for rated life

(1) version rotor rémanent

(2) à 20°C (variable en fonction de la température de bobine)

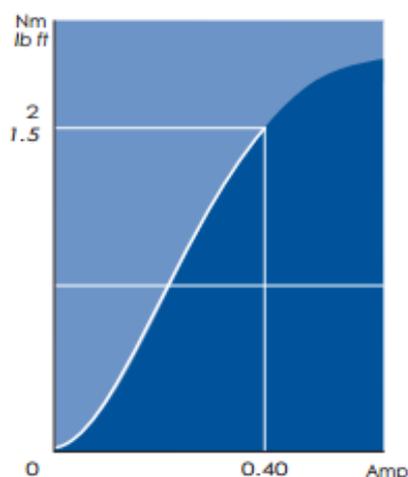
(3) sauf versions RR. Pour toute autre valeur souhaitée, consultez votre revendeur

(4) limite max pour une durée de vie nominale

#### Full range / Gamme complète

	Power Puissance W	Weight Masse kg / lb	Ordering Code Code de commande
FAT 20	<b>40</b>	0.80 / 1.76	ME314320-00
FRAT 20	<b>60</b>	0.90 / 1.98	ME314325-00

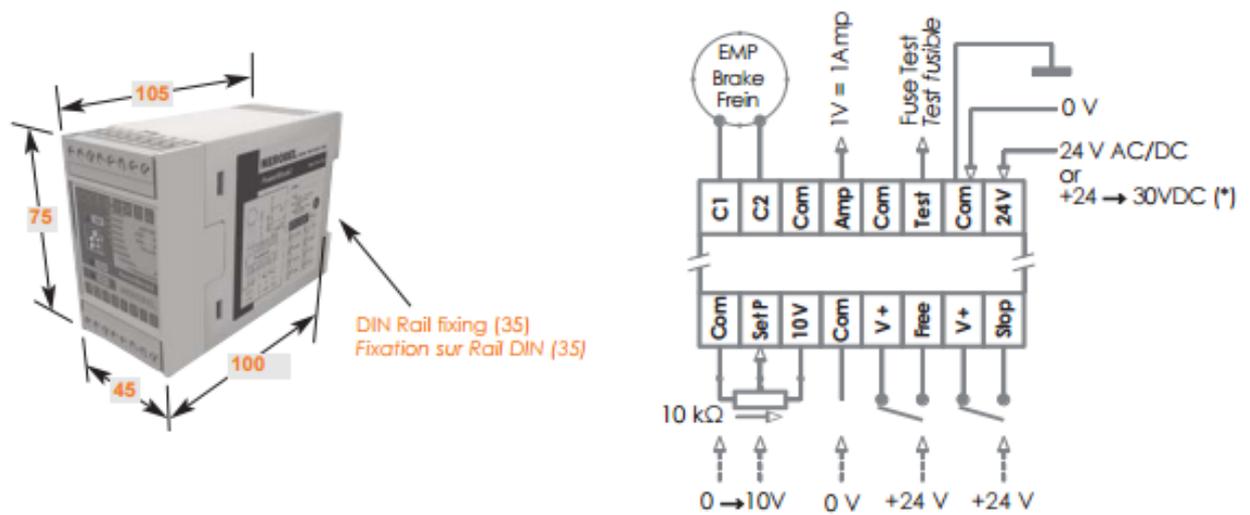
#### Typical torque vs. current / Courbe caractéristique courant - couple



## Приложение В

Input voltage	Tension d'alimentation	V	<b>24 AC/DC</b>
Max output current	Courant de sortie max.	Amp	<b>0.400</b>
Output load (resistance)	Charge en sortie (résistance)	$\Omega$	<b>480 max</b>
Max. power consumption	Puissance consommée max.	VA	<b>20</b>
Remote voltage control	Tension de pilotage	V DC	<b>0 → 10</b>
Ambient temperature	Température d'utilisation	°C	<b>+10 → +40</b>

### Dimensions & Connections / Dimensions & raccordements



1