

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

Инженерная школа новых производственных технологий

Направление подготовки: 15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение  
 машиностроительных производств

Отделение материаловедения

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>«Разработка и исследование системы моделирования дисбаланса роторного узла электромеханического испытательного стенда»</b>

УДК 001.891.54-047.37:621.313.043.3-047.58

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Кривошеева Евгения Алексеевна		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Буханченко Сергей Евгеньевич	кандидат технических наук		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Подопригора Игнат Валерьевич	кандидат экономических наук		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Исаева Елизавета Сергеевна			

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.05 Конструкторско- технологическое обеспечение машиностроительных производств	Крауиньш Пётр Янович	доктор технических наук		

Томск – 2019 г.

## Планируемые результаты обучения

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<b>Профессиональные компетенции</b>		
<b>P1</b>	Применять <i>глубокие естественнонаучные и математические знания</i> для создания нового технологического оборудования и машин.	Требования ФГОС ВО (ОПК 1, ПК2, 3). Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
<b>P2</b>	Применять <i>глубокие знания</i> в области современного машиностроительного производства для решения <i>междисциплинарных инженерных задач</i>	Требования ФГОС ВО (ПК-1-4). Критерий 5 АИОР (п. 2.1, п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
<b>P3</b>	Ставить и решать <i>инновационные задачи инженерного анализа</i> , связанные с созданием и обработкой новых изделий с использованием системного анализа и моделирования объектов машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ПК-5-9). Критерий 5 АИОР (п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
<b>P4</b>	<i>Разрабатывать</i> и использовать <i>новое</i> оборудование и инструменты для обработки материалов и изделий, конкурентоспособных на мировом рынке машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ПК-15-17). Критерий 5 АИОР (п. 2.3), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
<b>P5</b>	Проводить теоретические и модельные исследования в области машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ОПК 1, ПК16). Критерий 5 АИОР (п. 1.4), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
<b>P6</b>	Внедрять и обслуживать современные высокотехнологические линии автоматизированного производства, обеспечивать их высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на машиностроительном производстве, выполнять требования по защите окружающей среды	Требования ФГОС ВО (ОК-2, ПК-9, ПК-11, 12, 13, 14). Критерий 5 АИОР (п. 1.5), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI

Универсальные компетенции		
<b>P7</b>	Использовать <i>глубокие знания</i> для <i>инновационной</i> инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС ВО (ОПК-4, ПК2, ПК-3, ПК-13, ПК-14, ПК-18). Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
<b>P8</b>	<i>Активно</i> владеть <i>иностранным языком</i> на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты инновационной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОПК-3, ОПК-4, ПК-13, ПК-18). Критерий 5 АИОР (п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
<b>P9</b>	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 (ОПК-1, ПК18). Критерий 5 АИОР (п. 2.13), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
<b>P10</b>	Демонстрировать <i>глубокие знания</i> социальных, этических и культурных аспектов, компетентность в вопросах устойчивого развития	Требования ФГОС ВО (ОК-2). Критерий 5 АИОР (п. 2.14), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
<b>P11</b>	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОК-3). Критерий 5 АИОР (п. 2.14), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI

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

---

Школа ИШНПТ

Направление подготовки (специальность) 15.04.05 Конструкторско-технологическое  
обеспечение машиностроительных производств

Отделение школы (НОЦ) материаловедения

УТВЕРЖДАЮ:  
Руководитель ООП

\_\_\_\_\_  
(Подпись)      (Дата)      (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ71	Кривошеева Евгения Алексеевна

Тема работы:

«Разработка и исследование системы моделирования дисбаланса роторного узла  
электрохимического испытательного стенда»

Утверждена приказом директора (дата, номер)

18.03.2019 №1908/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

**Исходные данные к работе**

Система дисбаланса роторного узла, которая должна обеспечивать процессы, связанные с балансировкой различных видов роторов и соединяющих их элементов.

<b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Обзор существующих решений</li> <li>2. Теоретический анализ</li> <li>3. Составление принципиальной схемы</li> <li>4. Математическое моделирование</li> <li>5. Анализ параметров</li> <li>6. Теоретические исследования</li> <li>7. Разработка конструкции стенда</li> </ol>
<b>Перечень графического материала</b>	Принципиальная схема, расчетные схемы математической модели, 3D-модель конструкции стенда в среде SolidWorks.

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**

Раздел	Консультант
1. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Доцент отделения социально-гуманитарных наук: Подопригора Игнат Валерьевич
2. Социальная ответственность	Старший преподаватель отделения общетехнических дисциплин: Исаева Елизавета Сергеевна
3. Иностранный язык	Доцент отделения иностранных языков: Устюжанина Анна Константиновна

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

Обзор существующих решений; теоретический анализ; составление принципиальной схемы; математическое моделирование

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

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМ	Буханченко Сергей Евгеньевич	к.т.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Кривошеева Евгения Алексеевна		

## **Реферат**

Выпускная квалификационная работа содержит 153 с., 53 рис., 31 табл., 9 источников, 5 прил.

**Ключевые слова:** динамическая балансировка роторов, роторный узел, вибрация, дисбаланс, электромеханический стенд, гибкий ротор, вибродиагностика.

**Цель работы:** разработка и исследование системы дисбаланса роторного узла электромеханического стенда.

**Объект исследования:** дисбаланс роторного узла электромеханического испытательного стенда.

В данной работе проведен анализ существующих решений и методов по балансировке валов, получена математическая модель системы дисбаланса роторного узла и проведен анализ возникающих вибраций в системе при определенных параметрах. В результате теоретических исследований влияния параметров системы на вибрационные характеристики, выявлен вариант установки параметров, при котором наблюдались максимальные вибрации на опорах роторного узла. На основании результатов исследований были подобраны и спроектированы комплектующие стенда, из которых создана конструкция электромеханического стенда. Разработанная система позволит анализировать реальные производственные процессы, тем самым повышая долговечность работы электрических установок с вращающимися механизмами.

**Научная новизна:** заключается в выявлении параметров, влияющих на уровень вибрации роторного узла и получении экспериментальных данных, которые могут быть использованы при проектировании стенда.

**Практическая значимость:** создание стенда, на котором возможно моделирование процессов, связанных с балансировкой валов различной конфигурации с различными видами соединений, что поможет обучающимся и исследователям дать более полное представление о балансировке роторов и влиянии дисбаланса на надежность и долговечность технических систем.

**Методы исследования:** математическое моделирование в программном пакете «MatLab», проведение экспериментальных исследований, анализ результатов моделирования.

## **Введение**

На любом производстве непрерывность технологического процесса обеспечивается безаварийной эксплуатацией оборудования, состояние которого необходимо постоянно контролировать. Эффективность эксплуатации оборудования зачастую определяется качеством проведения технического и ремонтного обслуживания, для которого используются различные балансировочные станки. Изучение и применение в промышленности таких устройств является перспективным направлением развития теории автоматической балансировки и является актуальной научно-технической задачей.

Появление современной виброизмерительной аппаратуры обеспечивает возможность проведения динамической балансировки роторов на месте эксплуатации и снижения вибрационной нагруженности опор до допустимых пределов.

Причинами возникновения дисбаланса может быть: несоблюдение точных размеров при изготовлении валов; неточное центрирование сопряженных деталей относительно друг друга; неоднородная плотность детали и неоднородность материала; присутствие зазоров в сочленениях узлов и деталей; деформация валов вследствие повреждений в процессе работы и повреждения при термической и механической обработке.

Работа с несбалансированным валом может привести к:

- повышенному уровню вибрации и шума агрегата;
- увеличению сил трения и, следовательно, повышению энергопотребления;
- нагреву подшипников;
- вытеканию смазки;
- повреждению несущих конструкций, обрыву анкерных болтов;
- выпуску некачественной продукции;
- аварийному останову механизма;

- чрезмерные колебания могут передаваться на смежные узлы и существенно вредить их точности и правильному функционированию;
- возникающие вибрации наносят ущерб здоровью – появляется раздражительность, утомляемость.

### **Актуальность работы**

На данный момент существует множество типов балансировочных стендов, которые в зависимости от собственной частоты ротора в опорах станка подразделяются на: дорезонансные, резонансные, зарезонансные. Так как рассматриваемый жесткий ротор начиная с некоторой скорости вращения может проявлять качества гибкого ротора, то выбор того или иного метода балансировки определяется не только скоростью вращения, но и конфигурацией ротора. Существующие балансировочные стенды не учитывают возможности исследования разных конфигураций роторных узлов, которые могут быть представлены не только различными видами роторов, но и различными видами соединительных муфт.

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

В работе используются следующие термины с соответствующими определениями:

**Неуравновешенность ротора** – состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и его изгиб.

**Корректирующая масса** – масса, используемая для уменьшения дисбалансов ротора.

**Плоскость коррекции** – плоскость, перпендикулярная оси ротора, в которой расположен центр корректирующей массы.

**Балансировка ротора** – процесс определения значений и углов дисбалансов ротора и уменьшение их корректировкой его масс.

**Жесткий ротор** – ротор, который сбалансирован на частоте вращения, меньшей первой критической в двух произвольных плоскостях коррекции и у которого значения остаточных дисбалансов не будут превышать допустимые на всех частотах вращения вплоть до наибольшей эксплуатационной.

**Гибкий ротор** – ротор, который сбалансирован на частоте вращения, меньшей первой критической в двух произвольных плоскостях коррекции и у которого значения остаточных дисбалансов могут превышать допустимые на иных частотах вращения вплоть до наибольшей эксплуатационной.

**Высокочастотная балансировка** – балансировка на такой частоте вращения, при которой балансируемый гибкий ротор уже не может рассматриваться как жесткий.

**Станок для динамической балансировки** – балансировочный станок, определяющий дисбалансы на вращаемом им роторе.

**Собственная мода (гибкого ротора)** – форма пространственных колебаний на одной из критических скоростей при отсутствии демпфирования в системе «ротор–опора».

**SWOT-анализ** — метод стратегического планирования, заключающийся в выявлении факторов внутренней и внешней среды организации и разделении их на четыре категории: Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности), Threats (угрозы).

В представленной работе используются следующие обозначения и сокращения:

**АЦП:** аналого-цифровой преобразователь;

**ПДУ:** предельно допустимый уровень;

**ПК:** персональный компьютер;

**ПО:** программное обеспечение;

**ПЧ:** частотный преобразователь;

**ЭВМ:** электронно-вычислительная машина.

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

1. ГОСТ 24346-80 ВИБРАЦИЯ. Термины и определения.
2. Методические указания по балансировке жестких роторов (к ГОСТ 22061-76 Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения)
3. ГОСТ ИСО 1940-1-2007 ВИБРАЦИЯ. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса.
4. ГОСТ 31320-2006 (ИСО 11342:1998) Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов
5. ГОСТ ИСО 10816-1-97 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования
6. ГОСТ 19523-74 Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А мощностью от 0,06 до 400 кВт. Общие технические условия
7. ГОСТ 2590-2006 Прокат сортовой стальной горячекатаный круглый. Сортамент
8. ГОСТ 8617-81 Профили прессованные из алюминия и алюминиевых сплавов. Технические условия

9. ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. – Опасные и вредные производственные факторы. Классификация (с Изменением N 1).
10. ГОСТ 12.1.004 ССБТ. – Пожарная безопасность. Общие требования (с Изменением N 11).
11. ГОСТ 12.1.010–76 – Система стандартов безопасности труда. Взрывобезопасность. Общие требования.
12. ПОТ РМ-016-2001 РД 153-34.0-03.150-00 – Межотраслевые правила по охране труда (правила безопасности) при эксплуатации электроустановок.
13. СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 – Гигиенические требования.
14. СН 2.2.4/2.1.8.562–96 – Шум на рабочих местах, в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки.
15. СН 2.2.4/2.1.8.556–96 – Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.

## Оглавление

Введение.....	8
Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки.....	10
Оглавление.....	13
1. Основная часть.....	15
1.1 Теоретическая часть.....	15
1.2 Обзор существующих решений.....	23
1.3 Составление принципиальной схемы стенда.....	30
1.4 Математическое моделирование стенда.....	33
1.5 Анализ параметров.....	39
1.6 Теоретические исследования.....	52
1.7 Разработка конструкции стенда.....	78
2. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	87
2.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности.....	87
2.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования.....	87
2.1.2 Анализ конкурентных технических решений.....	88
2.1.3 SWOT – анализ.....	90
2.2 Планирование научно-исследовательских работ.....	95
2.2.1 Структура работ в рамках научного исследования.....	95
2.2.2 Разработка графика проведения научного исследования.....	96
2.2.3 Расчет материальных затрат НИИ.....	99
2.2.4 Расчет затрат на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ.....	101
2.2.5 Основная заработная плата исполнителей темы.....	101
2.2.6 Дополнительная заработная плата исполнительной системы.....	102
2.2.7 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).....	103
2.2.8 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта	103
2.2.9 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	105
3. Социальная ответственность.....	111
3.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	111

3.2 Производственная безопасность.....	112
3.3 Микроклимат .....	113
3.4 Уровень шума на рабочем месте .....	114
3.5 Уровень вибрации на рабочем месте .....	115
3.6 Освещенность на рабочем месте .....	117
3.7 Электробезопасность .....	118
3.8 Требования во время работы испытательного стенда.....	119
3.9 Экологическая безопасность.....	120
3.9.1 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду и «жизненного цикла» .....	120
3.9.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды .....	121
3.10 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	122
3.10.1 Анализ ЧС, которые может инициировать объект исследования ...	122
3.10.2 Анализ ЧС, которые могут произойти во время исследования .....	122
3.10.3 Мероприятия для предотвращения ЧС и их устранения.....	122
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	125
СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СТУДЕНТА:.....	127
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ: .....	128
Приложение А .....	129
Приложение Б.....	148
Приложение В.....	149
Приложение Г .....	151
Приложение Д.....	152

## **1. Основная часть**

### **1.1 Теоретическая часть**

Балансировка – это процедура, направленная на уравнивание масс вращающегося ротора. В процессе работы неравномерное распределение вращающихся масс приводит к возникновению вибраций, которые влекут за собой повышение нагрузки на подшипники, фундамент и другие элементы агрегатов. Чтобы избежать этого, все вращающиеся части должны быть отбалансированы.

#### **1. Типы ротора:**

- жесткий
- гибкий.

Жёсткий ротор определяется как ротор, который сбалансирован на частоте вращения, меньшей первой критической в двух произвольных плоскостях коррекции и у которого значения остаточных дисбалансов не будут превышать допустимые на всех частотах вращения вплоть до наибольшей эксплуатационной. Динамическая балансировка жёсткого ротора производится, как правило, в двух плоскостях.

Гибкий ротор определяется, как ротор, который сбалансирован на частоте вращения, меньшей первой критической в двух произвольных плоскостях коррекции и у которого значения остаточных дисбалансов могут превышать допустимые на иных частотах вращения вплоть до наибольшей эксплуатационной. При балансировке гибких роторов используется, как правило, более двух плоскостей коррекции, и они выбираются не произвольно [1].

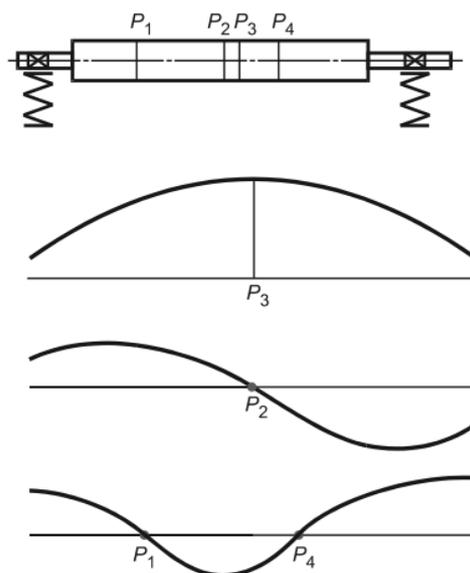


Рисунок 1 – Основные собственные моды изгибной деформации гибкого ротора

На каждой из критических частот гибкий ротор деформируется определенным образом, с доминирующей формой изгибных колебаний, называемой собственной модой колебаний гибкого ротора (рис.1). В зависимости от распределения жесткостей и масс по длине гибкого ротора в рабочий диапазон скоростей вращения может попасть до двух критических частот, каждая со своей собственной модой.

Методы низкочастотной балансировки роторов отличаются от методов низкочастотной балансировки жестких роторов тем, что дисбалансы в плоскостях коррекции устанавливают по определенному закону. Методы балансировки гибких роторов требуют высокой частоты вращения, многих плоскостей коррекции и измерения перемещений ротора в нескольких сечениях и вибраций опор.

## 2. Виды дисбаланса ротора

По определению Международной Организации по Стандартизации принято различать следующие виды дисбаланса:

- статический;

- моментный;
- квазистатический;
- динамический.

Статический дисбаланс возникает в следствие смещения основной оси инерции параллельно оси вращения. Данный вид дисбаланса может быть устранён установкой дополнительной массы напротив центра тяжести в плоскости перпендикулярной оси вращения. Такая неуравновешенность полностью определяется главным вектором дисбалансов или относительным смещением главной центральной оси инерции и его ротора, равным значению эксцентриситета центра его масс (рис. 1).

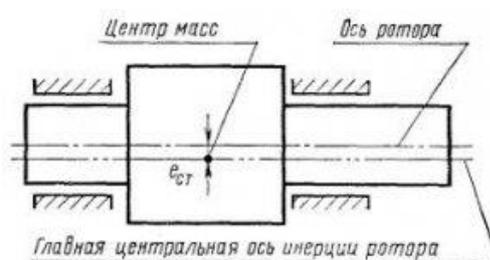


Рисунок 2 – Статическая неуравновешенность

Моментный дисбаланс – дисбаланс, при котором ось инерции ротора пересекает ось вращения в середине масс ротора. Такой вид возникает если два источника дисбаланса размещены с противоположных сторон ротора и угол между ними составляет  $180^\circ$ . Неуравновешенность определяется двумя одинаковыми по значению непараллельными векторами дисбалансов, находящимися в двух произвольных плоскостях, перпендикулярных оси ротора.

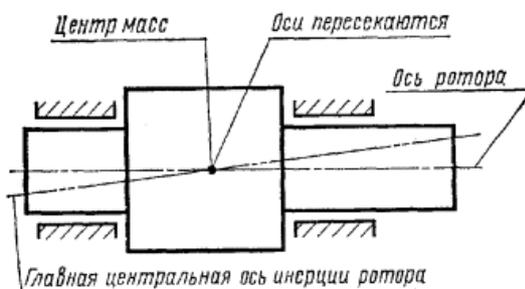


Рисунок 3 – Моментная неуравновешенность

Квазистатический дисбаланс – дисбаланс, при котором основная ось инерции пересекает ось вращения в месте, отличном от центра тяжести. Данный

вид представляет частный случай динамического дисбаланса, т.е. комбинацию статического дисбаланса и моментного. При квазистатической неуравновешенности дисбалансы ротора лежат в одной плоскости, содержащей ось ротора и его центра масс.

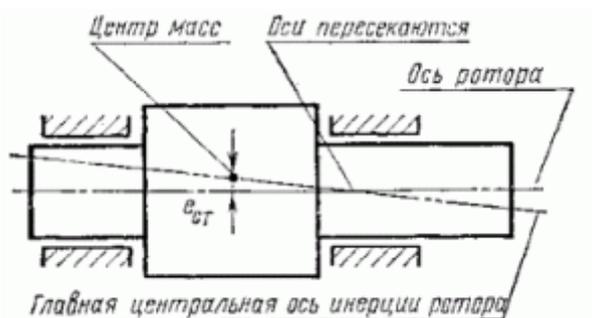


Рисунок 4 – Квазистатическая неуравновешенность

Динамический дисбаланс – дисбаланс, при котором центральная ось инерции не является ни параллельной, ни пересекается с осью вращения. Такой вид дисбаланса является комбинацией статического дисбаланса и моментного. Динамическую балансировку проводят как минимум в двух плоскостях коррекции. Динамическая неуравновешенность определяется главным моментом и главным вектором небалансов ротора или парой векторов дисбалансов, различных по направлению и антипараллельных.

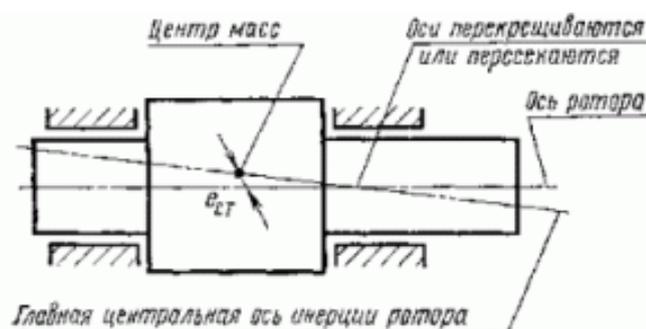


Рисунок 5 – Динамическая неуравновешенность

### 3. Методы балансировки роторов

Методы балансировки подразделяются на статическую балансировку, т.е. балансировку без вращения ротора, и динамическую, которая уравнивается по двум плоскостям коррекции. Зависимости дисбалансов в плоскостях коррекции от измеряемых параметров устанавливают методом пробных пусков или путем предварительного расчета.

### 3.1 Статический метод

Данный метод подразумевает уравнивание агрегата в состоянии покоя и проведение балансировки роторов дискообразной формы, масса которых размещена приблизительно в одной плоскости. Балансировка ротора в данном режиме начинается с укладки агрегата шейками вала на призмы балансировочного станка. При этом, перемещаясь по рабочей поверхности призм, вал принимает положение, в котором его более тяжёлая часть находится внизу. Точка окружности, в которую устанавливается груз для балансировки, определяется следующим образом: ротор перекачивают 5 раз; во время каждой остановки нижняя «тяжёлая» точка отмечается, расположенная точно по центру между двумя самыми крайними отметками, будет точкой расположения уравнивающего груза. Помимо использования уравнивающего груза, довольно часто баланс достигается путём спливания, высверловки или фрезерования металла с тяжёлой стороны ротора.

3.2 Динамическая балансировка — это такая балансировка, при которой определяются и уменьшаются дисбалансы ротора, характеризующие его динамическую неуравновешенность. При динамической балансировке уменьшаются как моментная, так и статическая неуравновешенность ротора одновременно.

Есть много методов балансировки. Все они основаны на предположении линейности системы, то есть амплитуды колебаний считаются пропорциональными значению дисбаланса, а фазы независимы от его величины. Существует одноплоскостная и многоплоскостная балансировка. При одноплоскостной балансировке расчёт корректирующих масс производится последовательно для каждой плоскости коррекции, при многоплоскостной — одновременно.

Одноплоскостная балансировка может осуществляться различными методами. Рассмотрим некоторые из них.

## 1) Метод обхода пробной массой.

Этот метод в настоящее время применяется крайне редко. Окружность, лежащая в плоскости коррекции, делится на 8 частей, и отмечаются точки через  $60^\circ$ . В каждую точку поочередно устанавливается пробная масса  $m_{пр}$ . Без пробной массы, а затем при каждой установке производится пуск, и измеряются амплитуды колебаний  $A_0, A_1, A_2, \dots, A_8$ . По полученным данным строится зависимость изменения амплитуды от места установки пробной массы. При приближении места установки к месту расположения дисбаланса амплитуда будет увеличиваться. Минимальная амплитуда будет соответствовать случаю, когда место установки пробного груза находится напротив дисбаланса. Место установки корректирующей массы  $m_{кор}$  определяется по минимальной амплитуде колебания.

## 2) Метод трёх пусков без измерения фаз.

При балансировке с помощью такого метода проводится три пуска с одной пробной массой  $m_{пр}$ , устанавливаемой последовательно через  $120^\circ$  на одном радиусе. При пусках измеряют амплитуды колебаний  $A_{01}, A_{02}, A_{03}$ . По результатам измерений амплитуд колебаний с помощью графических построений производится расчёт необходимых корректирующей массы и угла её установки. Для графического решения задачи из центра  $O$  (см. рис. 5) описывают три окружности радиусами  $A_{01}, A_{02}, A_{03}$ . На этих окружностях путём подбора располагают вершины равностороннего треугольника  $ABC$  вписанного в окружность с центром  $O_1$ , радиус которого  $r$  в масштабе отображает  $m_{пр}$ . Величина корректирующей массы  $m_{кор}$  находится из соотношения: 
$$m_{кор} = \frac{m_{пр} \cdot OO_1}{r}.$$

Угол дисбаланса  $\delta$  относительно первого положения пробной массы находится по чертежу (рис.6). Следовательно, напротив дисбаланса необходимо установить корректирующую массу.

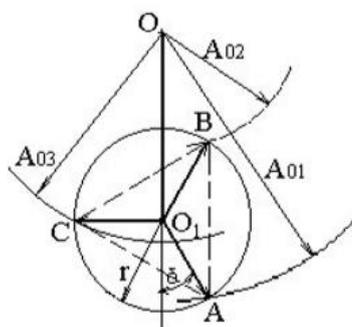


Рисунок 6 – Метод трёх пусков без измерения фаз

3) Метод, основанный на измерении амплитуды и фазы.

Этот метод легко реализуется с помощью современных балансировочных средств. Балансировщик, используя современные балансировочные средства, не видит, каким образом производится расчёт корректирующей массы и место её установки. Поэтому сущность этого метода поясняется графически с помощью рис.6.

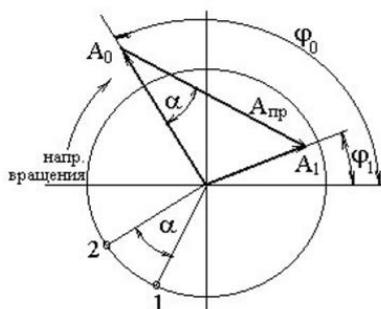


Рисунок 7 – Метод, основанный на измерении амплитуды и фазы

При первом (нулевом) пуске измеряют амплитуду и фазу колебаний  $A_0, \varphi_0$ . После установки пробной массы в произвольную точку 1 (см. рис. 7) вновь измеряют амплитуду и фазу колебаний  $A_1, \varphi_1$ . Нахождение значения и места установки корректирующей массы поясняется с помощью векторной диаграммы, приведенной на рис.6. Проводятся вектора  $\vec{A}_0$  и  $\vec{A}_1$ , затем строится вектор влияния пробной массы  $\vec{A}_{пр} = \vec{A}_0 - \vec{A}_1$ . Следовательно, для компенсации вектора дисбаланса необходимо вектор пробного груза повернуть на угол  $\alpha$  по вращению и сделать его значение равным  $A_0$ . Для этого необходимо в точку

2, отстоящую от точки 1 на угол  $\alpha$ , установить корректирующую массу  $m_{\text{кор}}$  исходя из соотношения:  $m_{\text{кор}} = \frac{m_{\text{пр}} \cdot A_0}{A_{\text{пр}}}$ .

В условиях производства балансировка проводится на динамических балансировочных станках, примеры которых будут рассмотрены далее, по методике, основанной на измерении амплитуды и фазы. Приборы измерения вибрации применяются для оперативной оценки состояния промышленного оборудования. Виброанализаторы проводят её в полном соответствии с нормативной базой. Их своевременное применение позволяет быстро установить причины чрезмерной вибрации агрегатов, от которых зависит работа предприятия в целом. Анализаторы вибросигналов имеют разное исполнение и могут быть как стационарными, так и портативными. Вместе с ними поставляются специализированные программы вибродиагностики вращающегося оборудования, благодаря которым можно узнать результаты с наибольшей точностью.

## 1.2 Обзор существующих решений

Для обучения основам балансировки и вибрационного контроля состояния роторных систем необходимо разработать стенд, с такой конструкцией, которая сможет адаптироваться под любую конфигурацию ротора, с различными видами соединений, которые сделают стенд более универсальным и поможет обучающимся при изучении дать более полное представление о балансировке роторов. В данной работе рассмотрены несколько вариантов балансировочных стендов, на основании которых, сформулированы основные варианты конструктивного исполнения стенда, с помощью которых возможно будет достичь его универсальности.

Первый вариант стенда балансировки – патент №2336509 «Устройство для динамической балансировки роторов», схема которого изображена на рисунках 1 и 2 [2].

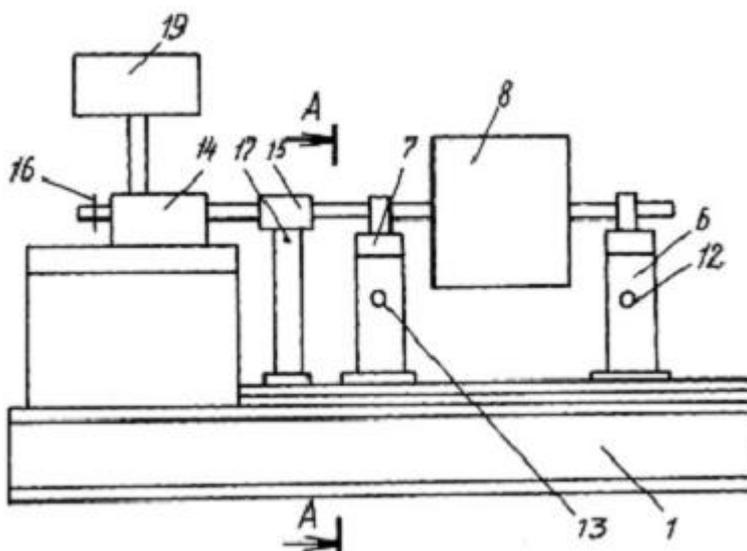


Рисунок 8 – Компонентная схема устройства для динамической балансировки роторов, где 1 – станина, 6, 7 – перемещающиеся опоры, 8 – балансируемый ротор, 12, 13 – датчики колебаний, 14 – двигатель, 15 – балансировочная оправка, 16 – датчик вращения, 17 – кронштейн, 19 – датчик дисбаланса.

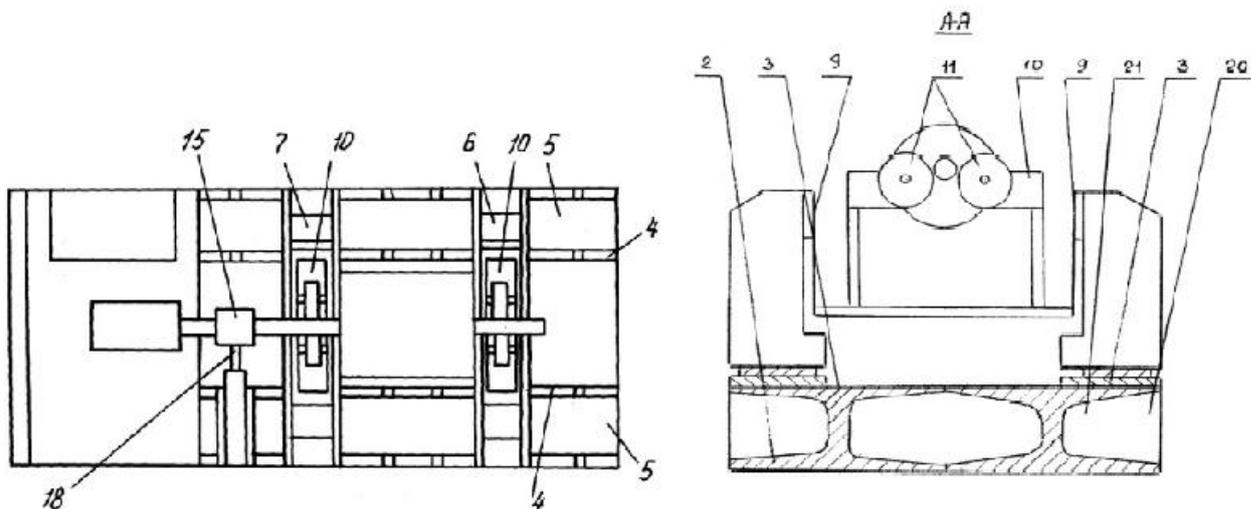


Рисунок 9 – Вид сверху и разрез А-А компоновочной схемы устройства для динамической балансировки роторов, где 2 – двутавры, 3 – верхние плоскости двутавров, 4 – плоские пластины, 5 – направляющие, 6, 7 – перемещающиеся опоры, 9 – упругие элементы, 10 – траверса, 11 – ролики, 15 – балансировочная оправка, 18 – датчик колебаний, 20 – блок торможения, 21 – наружная полость станины.

Данное устройство работает следующим образом: подвижные опоры и устанавливаются под балансируемый ротор, один конец которого непосредственно размещается на установочных местах, роликах, а второй с помощью балансировочной оправки соединяется с приводным двигателем. Диагностируется ротор на дисбаланс посредством двух датчиков колебаний, которые регистрируют колебания упругих элементов, отклоняющихся в следствие дисбаланса ротора, а третьим датчиком регистрируются радиальные биения балансировочной оправки. Данные с датчиков преобразуются и подаются на измеритель дисбаланса.

Достоинства:

1. Упрощённая станина большой массы обеспечивает жёсткость механической системы
2. Имеются перемещающиеся опоры, которые позволяют устанавливать роторы различных габаритов.

Недостатки:

1. Большое количество датчиков (датчики колебаний, датчики вращения, датчик дисбаланса), что усложняет устройство.

Имеется балансировочный станок компании VALTECH для динамической балансировки роторов 1-2 кг (рис.10). Данный станок включает в себя станочную базу, которая обеспечивает оптимальную эксплуатацию в удобном варианте (в настольном или в стоечном), измерительную систему с ПО и пультом управления, опорные ролики для установки вала диаметром от 16 до 30 мм, осевые упорные ролики, приводные механизмы и фототахометр [3].

Принцип действия такого станка: балансируемый ротор устанавливается на своей собственной оправке или вибрационной раме станка для балансировки. Диагностика производится фототахометром, после которой программным обеспечением выдаются все данные экран. Для компенсации дисбаланса предусмотрен набор грузов.

Достоинства:

1. Устранение дебаланса (разбалансировки) любых валов.
2. Подвижный защитный экран класса В.
3. Автоматическая индексация измеряемого механизма.

Недостатки:

1. Дополнительное ПО для статистики и алгоритма компенсации является полезным помощником для быстрой диагностики в рабочих условиях, однако для обучения студентов и квалификации персонала такой метод анализа на дисбаланс не подойдет.
2. Дисбаланс роторного механизма измеряется в двух плоскостях, что не подойдет для балансировки гибких валов.



Рисунок 10 – Горизонтальный балансировочный станок для динамической балансировки роторов 1-2 кг BALTECH HBM 7105

Более подробно рассмотрено следующее решение для динамической балансировки, а также вибрационного анализа горизонтально-ориентированных роторных машин, которое предлагает компания «Диамех 2000» [4]. Учебный стенд модели СУ2013 может осуществлять статическую и динамическую балансировку в собственных опорах, моделирование дефектов опорной системы ротора посредством изменения жёсткости опор, а также диагностику подшипников качения (опор ротора).

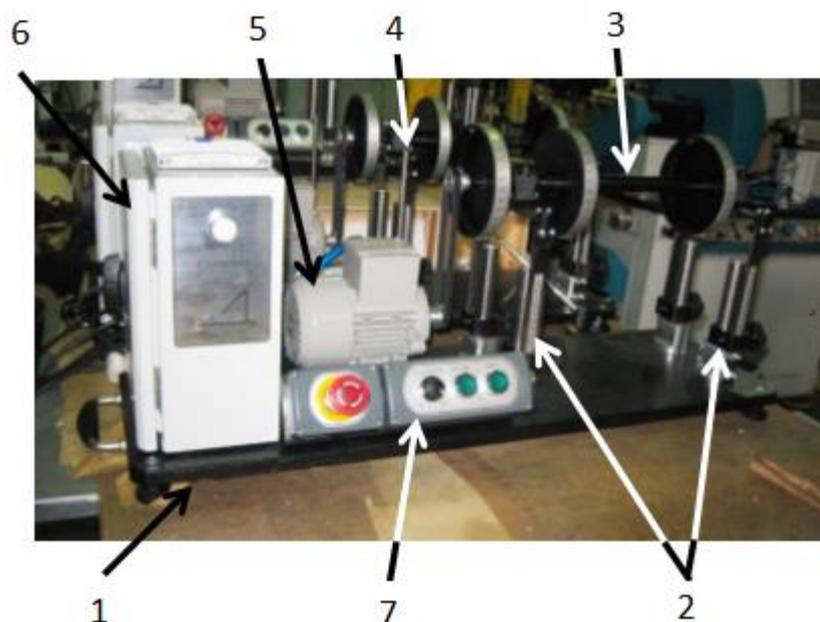


Рисунок 11 – Устройство учебного стенда СУ 2013, где 1 – основание стенда, 2 – пружинная система, 3 – имитатор ротора, 4 - стойка для установки отметчика фазы, 5 – приводной механизм, 6 – частотный преобразователь, панель управления.

Данный стенд работает следующим образом: перед измерением дисбаланса устанавливаются жесткости четырёх опорных стоек, перемещая вдоль плоских пружин клемму и фиксируя винтовым стопором. Вращение имитатора ротора с установленными на нём тремя маховиками, которые играют роль плоскостей коррекции, обеспечивается ременным приводом, состоящим из асинхронного двигателя и плоского ремня. Имеется панель управления, которая обеспечивает: 1 – включение стенда, 2 – плавное ручное регулирование частоты вращения роторного узла, 3 – режим контролируемого выбега. Фиксация момента начала и окончания цикла измерения амплитуды вибрации за один оборот достигается за счёт контакта светоотражающей метки, расположенной на роторе, с лучом лазерного преобразователя числа оборотов (фотоотметчика).

Преимущества данной установки:

1. Для стенда имеется адаптированное программное обеспечение, выводящее в графической форме на ПК данные полученные в процессе имитации, что

позволяет эффективно использовать устройство в учебных целях, для изучения процесса вибрационного анализа и дальнейшей настройки оборудования.

2. Опоры с переменной жесткостью по разным осям позволяют при исследованиях на стенде получать приближенные к реальным условиям эксплуатации вала данные в области виброанализа и балансировки.

Недостатки:

1. Несъемные опоры, которые позволяют исследовать только один вал.
2. Ременная передача, при использовании которой возможны проскальзывания, а, следовательно, обеспечивается малая точность определения положения исследуемого вала.

Предлагается для наибольшей универсальности и увеличения функциональности стенда использовать в качестве имитатора ротора не только жесткие валы, но и гибкие, а также разные виды соединений двух соосных валов.

Прототипом конструируемого стенда для вибродиагностики и балансировки валов, на основании проведенного обзора учебных стендов, принимаем лабораторный стенд СУ 2013 производителя «Диамех 2000». Для совершенствования конструкции предполагаются опоры с внедрёнными датчиками вибрации АС102-1А по каждой оси. В конструкции стенда СУ 2013 данные датчики устанавливались на корпус подшипников вала магнитом.

Для передачи крутящего момента с вала двигателя на вал исследуемого ротора в стенде Диамех использовалась ременная передача. Для того, чтобы избежать проскальзывания и обеспечить точность определения угла положения исследуемого вала, посредством жесткой кинематической связи между ведущими и ведомыми звеньями механизмов, перейдем с плоскоременной передачи на зубчатую ременную передачу.

В первых рассмотренных вариантах имелись решения по установке роторов различных габаритов, которые устанавливались на перемещающиеся опоры. Для разрабатываемого стенда была взята эта идея, однако немного видоизменена. Станину стенда предполагается изготовить из алюминиевого профильного проката (рис.12), который также имеет достаточную прочность и

жесткость. Конструкция такого типа обеспечит удобное крепление и установку корпуса стенда и дополнительных предметов для расширения функционала установки (предполагается, что стенд будет универсальным и, наряду с функциями балансировки и вибродиагностики, будет функция центровки) за счет пазов в данном профиле.



Рисунок 12 – Алюминиевый профиль ГОСТ 8617-81

### 1.3 Составление принципиальной схемы стенда

Разрабатываемый учебный стенд, схема которого изображена на рисунке 13, состоит из двух основных частей:

- Система управления;
- Система дисбаланса роторного узла.

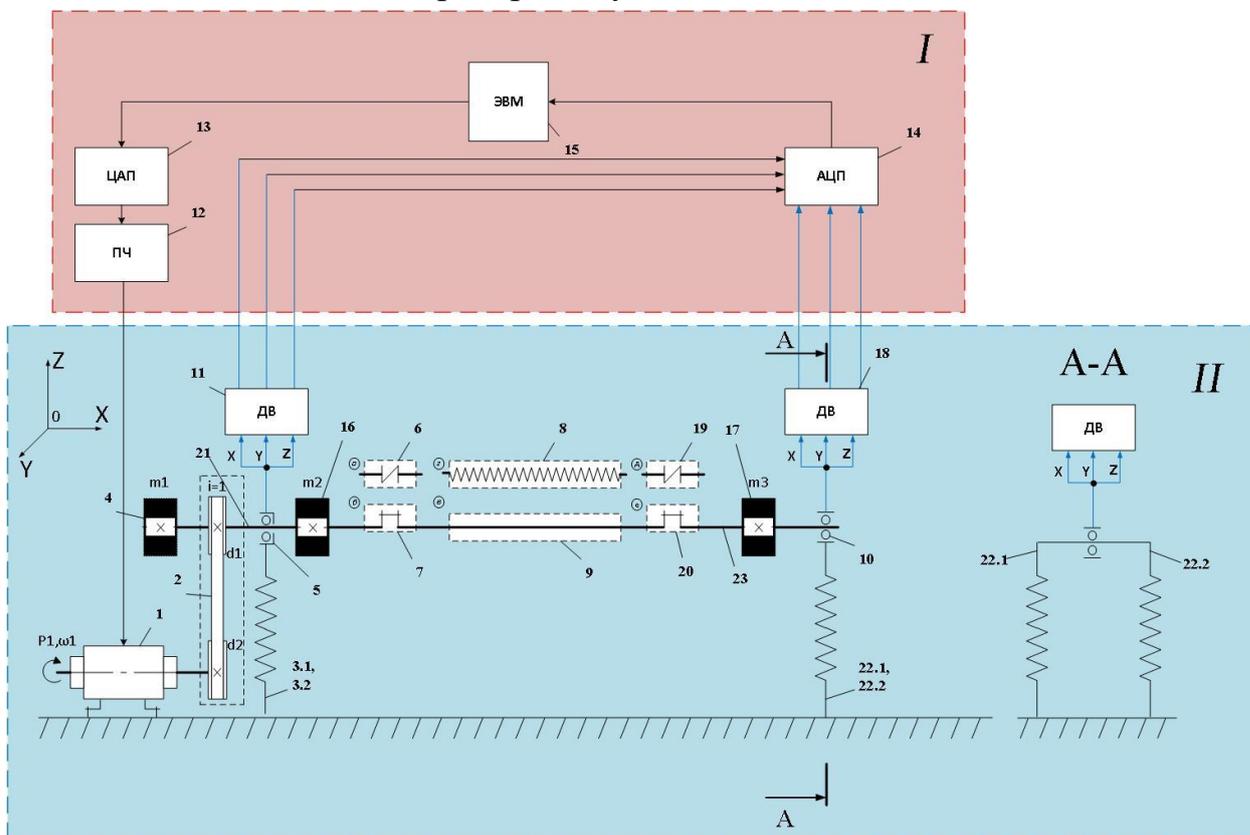


Рисунок 13 – Принципиальная схема системы дисбаланса роторного узла: I – система управления, II – система дисбаланса роторного узла; 1 – испытуемый электродвигатель на лапах; 2 – зубчатая ременная передача; 3.1, 3.2, 22.1, 22.2 – опорные стойки в виде плоской прямой пружины; 4, 16, 17 – маховик 1, 2, 3; 5 – подшипник качения; 6, 19 – упругое соединение (поперечно-компенсирующая) двух соосных валов 21, 23; 7, 20 – упругое соединение (универсально-компенсирующая) двух соосных валов 21, 23; 8 – гибкий вал; 9, 21, 23 – жесткий вал; 10 – подшипник качения; 11, 18 – датчик вибрации 1, 2; 12 – частотный преобразователь (ПЧ); 13 – цифро-аналоговый преобразователь (ЦАП); 14 – аналого-цифровой преобразователь (АЦП); 15 – электронно-вычислительная машина (ЭВМ).

Стенд для исследования влияния дисбаланса на роторный узел состоит из двух основных блоков: системы управления I и системы дисбаланса роторного

узла II. Ведущее звено системы дисбаланса роторного узла электродвигатель 1 мощностью  $P_1$ , жестко закрепленный на основании стенда, вращаясь с круговой частотой  $\omega_1$ , передаёт вращение на роторный узел при помощи зубчатой ремённой передачи 2, с передаточным отношением  $i=1$ . Роторный узел, удерживаемый подшипником качения 10 и 5, соединяется с основанием посредством опорных стоек в виде плоской прямой пружины 3.1, 3.2, 22.1, 22.2. Исследуемый вал может быть представлен жестким 9 или гибким 8 валом, который устанавливается посредством упругого поперечно-компенсирующего 7, 20 или упругого универсально-компенсирующего соединения 6, 19 на роторном узле. Имитация плоскостей коррекции ротора реализована с помощью трёх маховиков 4, 16, 17, установленных на жестких валах 21, 23. Датчики вибрации 11, 18, установленные на подшипниках 5 и 10 соответственно, измеряют вибрации ротора и передают информацию в систему управления I.

Система управления I принимает сигналы с датчиков 11, 18, которые посредством АЦП 14 обрабатываются и передаются в ЭВМ 15. Управление двигателем осуществляется от ЭВМ 15, посредством ЦАП 13 сигналы обрабатываются и передаются на ПЧ 12, который в свою очередь передает сигналы управления на электродвигатель 1.

Принцип работы: Перед включением стенда необходимо выставить жёсткость пружинной системы (опор), которая меняется путём перемещения по вертикали, зажимая пружину в нужном месте клеммой с винтовым стопором. Для контроля положения каждая опора снабжена измерительной линейкой. Также установить исследуемый тип вала, и удерживающие его муфты. Электродвигатель, управляемый частотным преобразователем от электронно-вычислительной машины, при подаче на него управляющих сигналов, вращаясь, приводит в движение роторный узел через зубчатую ременную передачу. Вибрацию ротора регистрируют датчики вибрации, установленные на опоры узла. Зарегистрированные данные датчиками передаются на электронно-вычислительную машину или измерительный прибор.

Преимуществами данной схемы является возможность исследования не только жестких роторов, но и гибких, а также роторов различной конфигурации. Примером жесткого ротора является коротко-замкнутый ротор асинхронного электродвигателя, а гибкого – ротор мощного генератора тока. Также, например, ротор турбины состоит из следующих основных деталей: дисков или барабанов, рабочих лопаток, вала, упорного гребня и соединительной муфты, на роторе реактивных турбин устанавливают разгрузочный поршень или думмис, т.е. конструктивное исполнение может быть разное, поэтому исследовать ротор одной конфигурации нецелесообразно.

Кроме того, в конструкции предусматриваются сменные муфты, которые позволяют исследовать разные виды соединений. Продольно-компенсирующий тип муфт подразумевает компенсацию осевых смещений роторов. К данному типу муфт относятся эластомерные муфты, которые предназначены для передачи крутящего момента на агрегаты, работающие от двигателя, например, генератор, насос гидроусилителя или компрессор кондиционера и для гашения вибраций между двумя соединенными валами и т.д. Эластичные муфты особенно рекомендуется применять там, где имеется нарушение соосности валов или осевое перемещение. Универсально-компенсирующий тип муфт позволяет компенсировать одновременно два или все три вида смещений соединяемых валов. К данному типу относят сильфонные муфты, которые находят применение там, где необходимо обеспечить защиту от скручивания соединяемых деталей, а также где необходима точная безлюфтовая передача угла и момента. Примером использования таких муфт могут послужить прецизионные системы поддержания скорости и позиционирования промышленных роботов и высокоточных станков.

Благодаря модульному исполнению данный стенд сможет легко и быстро адаптироваться под любые балансировочные задачи.

## 1.4 Математическое моделирование стенда

Учитывая компоненты системы дисбаланса роторного узла и принцип работы испытательного стенда, была разработана математическая модель данной системы, в которой предусматривается измерение вибромеремещений, виброскоростей или виброускорений возникающих на опорах испытательного стенда.

На основании разработанной принципиальной схемы (рис. 13) составлена расчетная схема системы, которая учитывает вибрации в двух направлениях: по оси Oz и Oy.

В горизонтальном направлении, по оси Oy, расчетная схема математической модели (рис.14) представлена осью, проходящей через центр тяжести поперечных сечений роторного узла, относительно которой производятся расчеты прогиба и вибраций, возникающих в системе. Приложим внешние силовые факторы к данной оси, которые представлены силами разбалансировки  $F_{разб1}$ ,  $F_{разб2}$  и  $F_{разб3}$  от грузов  $m_{гр1}$ ,  $m_{гр2}$  и  $m_{гр3}$ , а также силой разбалансировки гибкого вала.  $F_{разб8(9)}$ . Также расставим силы сопротивления на узел, в число которых входят сила упругости со стороны муфт, исследуемого вала, а также реакции опор, удерживающих роторный узел. Поскольку вибрации предполагается измерять на двух опорах, дополним схему силами инерции от движущихся масс корпусов подшипников. Искомые вибрационные характеристики роторного узла выражены переменными  $x_1$  и  $x_2$ .

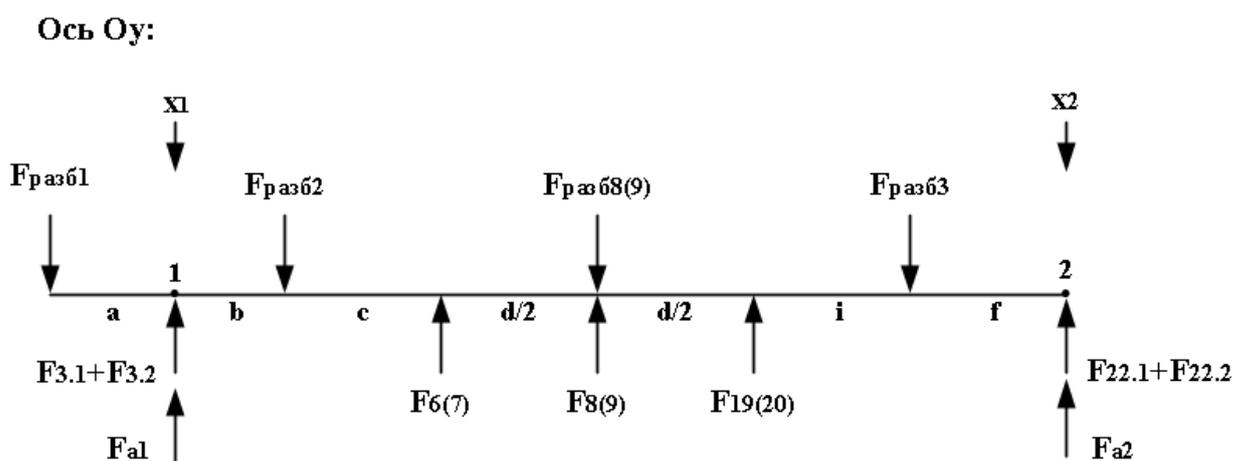


Рисунок 14 – Расчетная схема балансирующей системы роторных узлов по оси Oy, где

$F_{разб1}, F_{разб2}, F_{разб3}$  – сила разбалансировки от грузов  $m_{гр1}, m_{гр2}$  и  $m_{гр3}$ ;

$F_{разб8(9)}$  – сила разбалансировки при несовпадении центра тяжести вала с его осью;

$F_{3.1}, F_{3.2}, F_{22.1}, F_{22.2}$  – силы упругости от опор роторного узла 3.1, 3.2, 22.1, 22.2;

$F_{6(7)}, F_{19(20)}$  – силы упругости двух типов упругого соединения двух соосных валов 6(7), 19(20);

$F_{8(9)}$  – сила упругости вала 8(9);

$F_{a1}, F_{a2}$  – силы инерции от движущихся масс корпусов подшипников  $M_1, M_2$ ;

$x_1$  и  $x_2$  – смещение опор роторного узла.

Составим уравнение баланса сил составленной расчётной схемы:

$$F_{разб1} + F_{разб2} + F_{разб8(9)} + F_{разб3} - F_{3.1} - F_{3.2} - F_{6(7)} - F_{8(9)} - F_{19(20)} - F_{22.1} - F_{22.2} = F_{a1} + F_{a2}; \quad (1)$$

$$m_{гр1} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\omega t + q_1) + m_{гр2} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\omega t + q_2) + m_{в} \cdot \omega^2 \cdot (e + r) + m_{гр3} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\omega t + q_3) - (c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot x_1 - c_{6(7)} \cdot x_1 - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2 = M_1 \cdot a_1 + M_2 \cdot a_2, \quad (2)$$

где  $m_{гр1}, m_{гр2}, m_{гр3}$  – массы неуравновешенных грузов на маховиках, установленных на расстоянии  $R$  от центра тяжести маховиков, на фазы  $q_1, q_2, q_3$ ;  $m_{в}$  – масса вала 8(9);  $e$  – расстояние центра тяжести от оси вала;  $r$  – прогиб вала под действием центробежной силы,  $a$  – расстояние от маховика 4 до опоры1,  $b$  – расстояние от опоры1 до маховика 16,  $c$  – расстояние от маховика 16 до муфты 6(7),  $d$  – расстояние от муфты 6(7) до муфты 19(20),  $i$  – расстояние от муфты 19(20) до маховика 17,  $f$  – расстояние от маховика 17 до опоры2.

Зафиксировали опору 1 (схема изображена на рис.15) и составили уравнение баланса моментов:

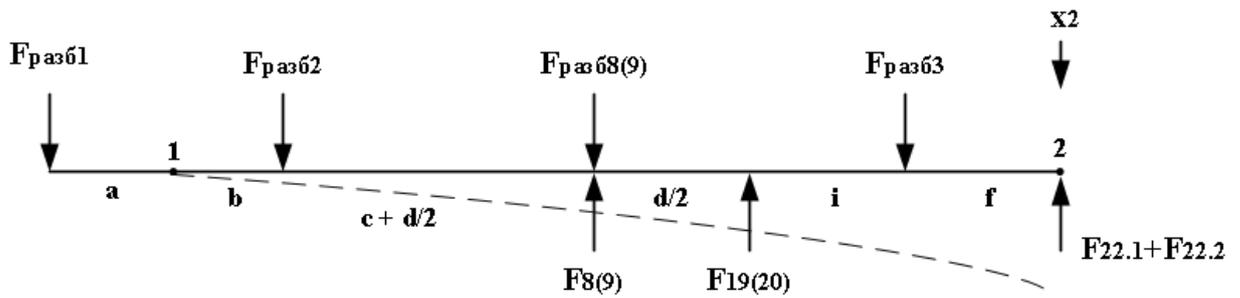


Рисунок 15 – Расчетная схема балансирующей системы роторных узлов по оси  $Oy$  для зафиксированной опоры 1

$$\begin{aligned}
 F_{\text{разб}1} \cdot a &= F_{\text{разб}2} \cdot b + F_{\text{разб}8(9)} \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) - F_{8(9)} \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб}3} \cdot \\
 &(b + c + d + i) - F_{19(20)} \cdot (b + c + d) - (F_{22.1} + F_{22.2}) \cdot (b + c + d + i + f); \\
 F_{\text{разб}1} \cdot a &= F_{\text{разб}2} \cdot b + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 \cdot (e + r) \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \\
 &\left(b + c + \frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб}3} \cdot (b + c + d + i) - c_{19(20)} \cdot x_2 \cdot (b + c + d) - \\
 &(c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2 \cdot (b + c + d + i + f).
 \end{aligned} \tag{3}$$

Выразили из (3) переменную  $x_2$ :

$$x_2 = \frac{-F_{\text{разб}1} \cdot a + F_{\text{разб}2} \cdot b + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 (e + r) \left(b + c + \frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \left(b + c + \frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб}3} (b + c + d + i)}{c_{19(20)} \cdot (b + c + d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b + c + d + i + f)}. \tag{4}$$

Зафиксировали опору 2 (схема изображена на рис.16) и составили уравнение баланса моментов:

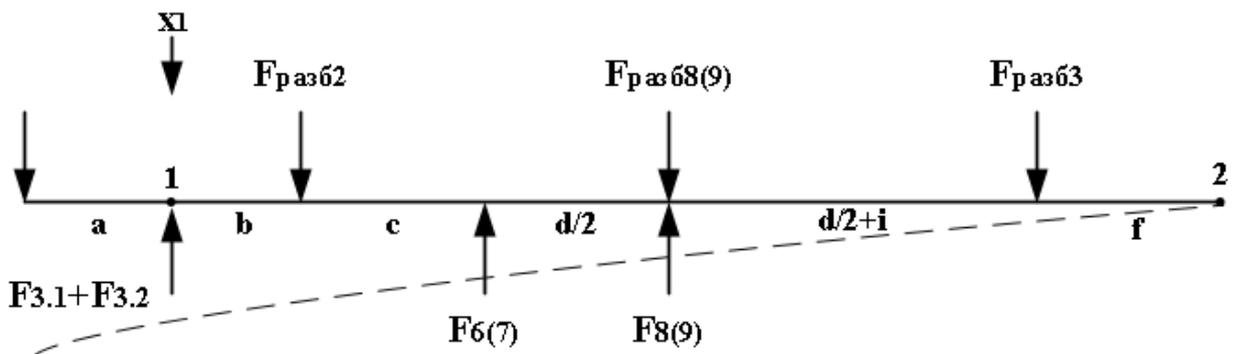


Рисунок 16 – Расчетная схема балансировочной системы роторных узлов по оси Оу для зафиксированной опоры 2

$$\begin{aligned}
 & F_{\text{разб1}} \cdot (a + b + c + d + i + f) - (F_{3.1} + F_{3.2}) \cdot (b + c + d + i + f) + F_{\text{разб2}} \cdot \\
 & (c + d + i + f) - F_{6(7)} \cdot (d + i + f) + F_{\text{разб8(9)}} \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - F_{8(9)} \cdot \\
 & \left(\frac{d}{2} + i + f\right) + F_{\text{разб3}} \cdot f = 0; \\
 & F_{\text{разб1}} \cdot (a + b + c + d + i + f) - (c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot x_1 \cdot (b + c + d + i + \\
 & f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c + d + i + f) - c_{6(7)} \cdot x_1 \cdot (d + i + f) + m_B \cdot \omega^2 \cdot \\
 & (e + r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) + F_{\text{разб3}} \cdot f = 0;
 \end{aligned} \tag{5}$$

Выразили из (5) переменную  $x_1$ :

$$\begin{aligned}
 & x_1 = \\
 & \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a + b + c + d + i + f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c + d + i + f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{(c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b + c + d + i + f) + c_{6(7)} \cdot (d + i + f)}.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Подставили (6) в (2), и выразили ускорение опоры 2:

$$\begin{aligned}
 & F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) + F_{\text{разб3}} - (c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \\
 & \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a + b + c + d + i + f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c + d + i + f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{(c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b + c + d + i + f) + c_{6(7)} \cdot (d + i + f)} - \\
 & - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2 = M_2 \cdot a_2; \\
 & a_2 = \frac{F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) + F_{\text{разб3}} - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2}{M_2} + \\
 & - \frac{(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a + b + c + d + i + f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c + d + i + f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{(c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b + c + d + i + f) + c_{6(7)} \cdot (d + i + f)}}{M_2}.
 \end{aligned} \tag{7}$$

Подставили (4) в (2), и выразили ускорение опоры 1:

$$\begin{aligned}
 & F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) + F_{\text{разб3}} - (c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \\
 & \frac{-F_{\text{разб1}} \cdot a + F_{\text{разб2}} \cdot b + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб3}} \cdot (b + c + d + i)}{c_{19(20)} \cdot (b + c + d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b + c + d + i + f)} - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - \\
 & (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2 = M_1 \cdot a_1; \\
 & a_1 = \frac{F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) + F_{\text{разб3}} - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2}{M_1} +
 \end{aligned}$$

$$-\frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \cdot \frac{-F_{\text{разб1}} \cdot a + F_{\text{разб2}} \cdot b + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 (e+r) \left(b+c+\frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \left(b+c+\frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб3}} (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}{M_1}. \quad (8)$$

В выражениях (7) и (8) помимо смещения опор роторного узла  $x_1$  и  $x_2$ , присутствует неизвестная переменная  $r$ . Подставили в выражение (2) выраженные смещения  $x_1$  и  $x_2$ , и выразили  $r$ :

$$r = \frac{-F_{\text{разб1}} - F_{\text{разб2}} - F_{\text{разб3}} - m_{\text{в}} \cdot \omega^2 \cdot e +}{(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1}+c_{3.2})(b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1}+c_{22.2}+c_{19(20)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+b+c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2})(b+c+d+i+f)}} +$$

$$\frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \cdot \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a+b+c+d+i+f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c+d+i+f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(\frac{d}{2}+i+f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{(c_{3.1}+c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f) + c_{6(7)} \cdot (d+i+f)}}{(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1}+c_{3.2})(b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1}+c_{22.2}+c_{19(20)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+b+c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2})(b+c+d+i+f)}} + \quad (9)$$

$$\frac{(c_{22.1}+c_{22.2}+c_{19(20)}) \cdot \frac{-F_{\text{разб1}} \cdot a + F_{\text{разб2}} \cdot b + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 (e+r) \left(b+c+\frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \left(b+c+\frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб3}} (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}{(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1}+c_{3.2})(b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1}+c_{22.2}+c_{19(20)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+b+c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2})(b+c+d+i+f)}}.$$

Выражения (7) и (8) преобразованы в систему дифференциальных уравнений, которая и есть математическая модель системы дисбаланса роторного узла:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx_1^2}{dt} = \frac{F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 \cdot (e+r) + F_{\text{разб3}} - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2}{M_1} - \\ \frac{-(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{-F_{\text{разб1}} \cdot a + F_{\text{разб2}} \cdot b + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 (e+r) \left(b+c+\frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \left(b+c+\frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб3}} (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}{M_1}; \\ \frac{dx_2^2}{dt} = \frac{F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 (e+r) + F_{\text{разб3}} - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2}{M_2} - \\ \frac{-(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a+b+c+d+i+f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c+d+i+f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(\frac{d}{2}+i+f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{(c_{3.1}+c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f) + c_{6(7)} \cdot (d+i+f)}}{M_2}, \end{array} \right.$$

$$\text{ГДЕ } r = \frac{-F_{\text{разб1}} - F_{\text{разб2}} - F_{\text{разб3}} - m_{\text{в}} \cdot \omega^2 \cdot e +}{(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1}+c_{3.2})(b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1}+c_{22.2}+c_{19(20)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+b+c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2})(b+c+d+i+f)}} +$$

$$\frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \cdot \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a+b+c+d+i+f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c+d+i+f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(\frac{d}{2}+i+f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{(c_{3.1}+c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f) + c_{6(7)} \cdot (d+i+f)}}{(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1}+c_{3.2})(b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1}+c_{22.2}+c_{19(20)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+b+c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2})(b+c+d+i+f)}} +$$

$$\frac{(c_{22.1}+c_{22.2}+c_{19(20)}) \cdot \frac{-F_{\text{разб1}} \cdot a + F_{\text{разб2}} \cdot b + m_{\text{в}} \cdot \omega^2 (e+r) \left(b+c+\frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \left(b+c+\frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб3}} (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}{(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{3.1}+c_{3.2}+c_{6(7)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+i+f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1}+c_{3.2})(b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1}+c_{22.2}+c_{19(20)}) \left(m_{\text{в}} \cdot \omega^2 - c_{8(9)}\right) \left(\frac{d}{2}+b+c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1}+c_{22.2})(b+c+d+i+f)}}.$$

По направлению оси Oz математическая модель выглядит аналогично, за исключением параметра жесткости пружин, который выражен жесткостью не в поперечном сечении пружины, а в продольном, в связи с этим исследования проводились только по оси Oy, так как на зависимость параметров системы это не влияет, а влияет только на амплитуду вибраций.

## 1.5 Анализ параметров

Для исследования выведенной математической модели, задались ориентировочными параметрами системы.

1) Разрабатываемый стенд предназначен для испытаний в лабораторных условиях, в которых имеется питание от сети 220 В, что позволяет выбрать тип двигателя – двигатель переменного тока. По принципу работы эти двигатели разделяются на синхронные и асинхронные двигатели.

Балансировка роторов подразумевает кратковременные испытания, возможность кратковременных механических перегрузок, регулировку частоты вращения. Для таких режимов работы применяются асинхронные электродвигатели, используемые в общепромышленных механизмах (серии А, А2, 4А, АИ). Данные двигатели охватывают диапазон мощностей от 0,06 до 400 кВт, однако для напряжения 220 В мощность ограничивается от 0,06 до 37 кВт.

Асинхронные двигатели изготавливаются на синхронные частоты вращения (3000, 1500, 1000, 750, 600 и 500 об/мин) в соответствии с ГОСТ 19523-74. Двигатели с частотой вращения вала 3000 оборотов в минуту имеют большую применяемость, начиная от бытовых приборов, заканчивая металлообрабатывающими, деревообрабатывающими станками, шлифовальным и затирочным оборудованием, компрессорами, насосами, вентиляторами и т.д. Поэтому ограничим частоту вращения  $n$  электродвигателя 3000 оборотами в минуту.

Согласно формуле мощности двигателя, найден диапазон значений крутящего момента двигателя

$$P = \frac{M_{кр} \cdot n}{9549} \text{ [кВт]},$$

где  $M_{кр}$  – крутящий момент двигателя, Н·м,

$n$  – частота вращения вала двигателя, об/мин.

$$M_{кр} = \frac{P \cdot 9549}{n} = \frac{(0,06 \dots 0,37) \cdot 9549}{3000} = 0,19 \dots 1,17 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2) Для обеспечения однородности поля центробежных сил маховик, используемый в качестве плоскости коррекции при балансировке, имеет цилиндрическую форму. Масса маховика и смещение центра тяжести найдено из условия, что внешний диаметр  $D$  маховика должен находиться в пределах  $(6-10) \cdot r$ , где  $r$  – внутренний диаметр колеса или диаметр вала, и отношение ширины маховика  $h$  к его диаметру должно находиться в пределах  $0,08 - 0,15$  (расчет маховика по методу Мерцалова). Таким образом, исходя из типоразмера круглого стального проката по ГОСТ 2590-2006, внешний диаметр маховика задан равным 140 мм, тогда внутренний диаметр маховика  $d$  лежит в пределах от 14 до 23 мм, а ширина маховика  $h$  – от 11 до 21 мм.

Расчёт массы маховика

$$m_4 = m_{16} = m_{17} = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot h =$$

$$7850 \cdot \frac{3,14}{4} (0,14^2 - (0,014 \dots 0,023)^2) \cdot (0,011 \dots 0,021) =$$

$$1,32 \dots 2,48 \text{ кг.}$$

Поскольку для балансировки двигатель выбран не большой частоты вращения, то чтобы увидеть влияние балансировочных грузов на общие вибрации узла, и не увеличивать их массу, необходимо снизить инерцию узла, т.е. минимизировать массу элементов узла, где это возможно. По конструкции маховики (балансировочные диски) делят на сплошные и полые. Как правило, для облегчения и уменьшения инерции, балансировочные диски изготавливаются полыми, поэтому масса маховиков 4, 16 и 17 условно принята в 2 раза меньшей от рассчитанной, таким образом,

$$m_4 = m_{16} = m_{17} = 0,66 \dots 1,24 \text{ кг.}$$

В зависимости от конструктивного исполнения и способа крепления корректирующих грузов на маховиках радиус смещения центра тяжести может меняться от 0,02 до 0,07 м.

3) Передача зубчатым ремнем характеризуется наименьшей шириной шкива и небольшой нагрузкой на валы. Для заданной мощности и

частоты вращения двигателя модуль ремня составляет 3 мм, а ширина ремня 9 мм. Масса шкивов для заданных параметров варьируется от 0,01 до 0,04 кг, а длина шкива от 12,8 до 13,4 мм.

4) Для гибкого вала 9 рабочая скорость вращения должна подчиняться неравенству [5]:

$$1,4 \cdot n_{кр1} < n < 0,7 \cdot n_{кр2}.$$

С учетом характера опор (таблица 1), выраженным коэффициентом  $\beta_i$ , критическая скорость вращения вала определяется по формуле

$$n_{кр} = 299 \cdot \beta_i \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{P \cdot L^2}},$$

где  $E$  - модуль упругости материала, кГ/см<sup>2</sup>;  $J$  - момент инерции поперечного сечения, см<sup>4</sup>;  $P$  - вес вала, кГ;  $L$  - длина вала, см.

Исходя из неравенства рабочей скорости вращения для гибких валов, рассчитаем геометрические параметры гибкого вала. Материалом для вала послужит алюминий марки АМгб(для уменьшения геометрических параметров вала), коэффициенты  $\beta_i$  взяты для жесткого способа закрепления концов вала.

$$n_{кр1} = 299 \cdot 22,37 \cdot \sqrt{\frac{6791,3 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot d^4}{0,1 \cdot 9,8 \cdot 2700 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot L^4}},$$

$$n_{кр1} = 299 \cdot 22,37 \cdot \sqrt{\frac{6791,3 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot 0,3^4}{0,1 \cdot 9,8 \cdot 2700 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,3}{2}\right)^2 \cdot 24^4}} = 1396,3 \text{ об/мин},$$

$$n_{кр2} = 299 \cdot 61,67 \cdot \sqrt{\frac{6791,3 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot 0,3^4}{0,1 \cdot 9,8 \cdot 2700 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,3}{2}\right)^2 \cdot 24^4}} = 3849,4 \text{ об/мин}.$$

Таким образом, для гибкого вала 9 диаметром 3 мм и длиной 0,24 м рабочая скорость вращения  $n_9$  находится в пределах от 1954,8 об/мин до 2694,6 об/мин.

Жесткость вала 9 рассчитана, как:

$$c_9 = \frac{48 \cdot E \cdot J}{L^3} = \frac{48 \cdot 6,66 \cdot 10^{10} \cdot \frac{\pi}{64} (0,003^2)}{0,24^3} = 7968,1 \text{ Н/м.}$$

Тогда масса вала 9 равна

$$m_9 = \rho \cdot V = 2700 \cdot \pi \cdot \frac{0,003^2}{4} \cdot 0,24 = 0,0046 \text{ кг.}$$

Таблица 1. Значения коэффициента  $\beta_i$ , характеризующего способ закрепления опорных концов вала

Характер закрепления концов вала	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$
Шарнирные концы	9,87	39,48	88,86
Один конец жесткий, другой шарнирный	15,42	49,97	104,2
Жесткие концы	22,37	61,67	120,9

5) Для нахождения диапазона диаметров валов, необходимо понимать, какая максимальная нагрузка будет действовать на них. Для этого построены эпюры крутящих моментов. На схеме роторного узла, изображенного на рисунке 17, расставлены моменты, действующие на роторный узел, и плечи сил, которые представляют собой расстояния между элементами узла. Длины данных участков валов, взяты максимальными, для возможности расположения на узле компонентов будем считать равными:  $l_1 =$

50,  $l_2 = 50$ ,  $l_3 = 50$ ,  $l_4 = 70$ ,  $l_5 = 240$  мм,  $l_6 = 70$  мм,  $l_7 = 50$  мм.

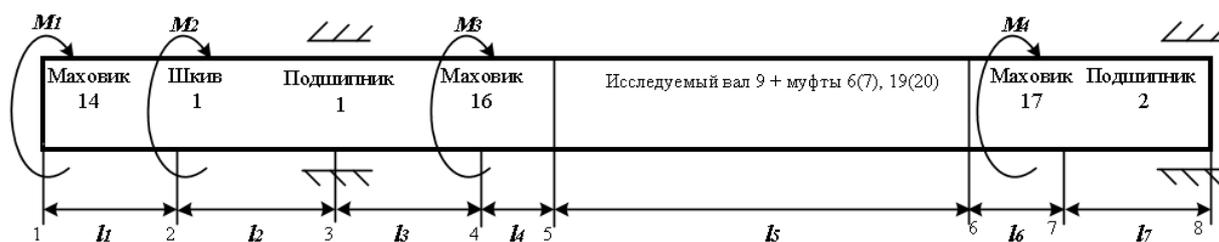


Рисунок 17 – Схема роторного узла

Момент  $M_2$  это момент передаваемый от двигателя 1 на шкив зубчатой ременной передачи 2, т.е. 0,19...1,17 Н·м. Моменты  $M_1$ ,  $M_3$ ,  $M_4$  рассчитаны, предположив, что каждый маховик максимально можем нагрузить балансирующим грузом равным 10 грамм.

$$M_1 = F_{\text{разб1}} \cdot l_1 = (19,72 \dots 69) \cdot 0,05 = 0,986 \dots 3,45 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = F_{\text{разб2}} \cdot (l_4 + l_5 + l_6) = (19,72 \dots 69) \cdot 0,380 = 7,49 \dots 26,22 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_4 = F_{\text{разб3}} \cdot l_7 = (19,72 \dots 69) \cdot 0,05 = 0,986 \dots 3,45 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$\text{где } F_{\text{разб1}} = F_{\text{разб2}} = F_{\text{разб3}} = m_{\text{разб max}} \cdot r \cdot \omega^2 = 0,01 \cdot (0,02 \dots 0,07) \cdot$$

$$\frac{\pi \cdot n^2}{30} = 19,72 \dots 69 \text{ Н}.$$

Построенные эпюры крутящих моментов показаны на рисунке 18.

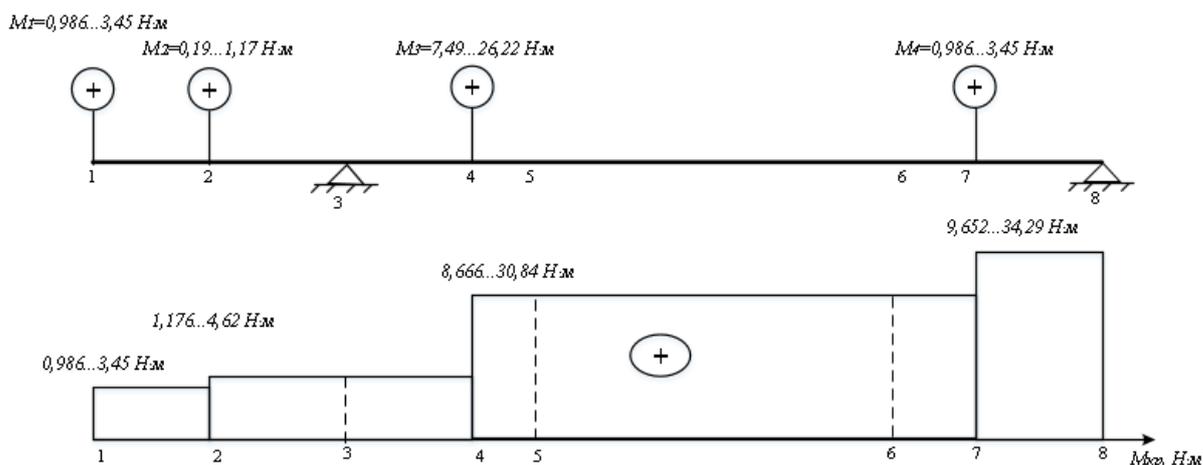


Рисунок 18 – Эпюры крутящих моментов роторного узла стенда

Для определения масс валов 21 и 23, и исследуемого жесткого вала 8, необходимо знать их диаметры, с этой целью они рассчитаны на условие

прочности и жесткости при кручении [6], исходя из максимального момента, приходящегося на каждый вал.

На основании построенных эпюр (рис. 18) рассчитан диаметр жесткого вала 8 из условия допускаемого касательного напряжения:

$$\tau_{max} = \frac{M_{x\ max}}{W_x} = [\tau],$$

где  $\tau_{max}$  – наибольшее касательное напряжение в поперечном сечении стержня,

$[\tau]$  – допускаемое касательное напряжение в поперечном сечении стержня,

$M_{x\ max}$  – максимальный момент, приложенный к данному стержню,

$W_x$  – момент сопротивления сечения при кручении, который для прутка вычисляется по формуле  $W_x = \frac{\pi d^3}{16}$ .

Исследуемый жесткий вал 8, выполнен из стали, для которой  $[\tau]=140$  МПа. Расчет ориентировочного диаметра вала, исходя из максимального момента на данном участке:

$$d_8 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_3}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot (8,666 \dots 30,84)}{3,14 \cdot 140 \cdot 10^6}} \approx 0,007 \dots 0,010 \text{ м} = 7 \dots 10 \text{ мм.}$$

Проверка вала 8 на условие жесткого вала, исходя из рассчитанных диаметров и длины равной 240 мм:

$$n_{1кр} \geq (1,20 \dots 1,25) \cdot n_{max}.$$

$$n_{кр1} = 299 \cdot 22,37 \cdot \sqrt{\frac{214140,4 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (0,7 \dots 1)^4}{0,1 \cdot 9,8 \cdot 7850 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,7 \dots 1}{2}\right)^2 \cdot 24^4}} = 10701 \dots 15049 \text{ об/мин,}$$

$$10701 \dots 15049 \geq 3600 \dots 3750.$$

Поскольку первая критическая частота удовлетворяет неравенству, то рассчитанный диапазон диаметров принадлежит валу жесткого типа.

Для принятого диапазона диаметров вала 8 рассчитана масса и коэффициент жесткости. Масса вала равна:

$$m_8 = \rho \cdot V_8 = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_8^2 \cdot l_5 = 7850 \cdot \frac{3,14}{4} ((0,007 \dots 0,01)^2) \cdot 0,24 = 0,07 \dots 0,15 \text{ кг.}$$

Жесткость вала 8 будем рассчитана, как:

$$c_8 = \frac{48 \cdot E \cdot J}{L^3} = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi}{64} ((0,007 \dots 0,01)^4)}{0,24^3} = 85895 \dots 357747 \text{ Н/м.}$$

б) Диаметры валов 21 и 23 рассчитана на условие прочности и жесткости при кручении, исходя из максимального момента (на основании построенных эпюр рисунке 18), приходящегося на каждый вал. Материалом для валов принята сталь.

$$d_{21} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_2}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot (1,176 \dots 4,62)}{3,14 \cdot 140 \cdot 10^6}} \approx 0,0035 \dots 0,0055 \text{ м.}$$

$$d_{23} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_4}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot (9,52 \dots 34,29)}{3,14 \cdot 140 \cdot 10^6}} \approx 0,007 \dots 0,011 \text{ м.}$$

Валы взяты с запасом прочности в 2 раза ( $d_{21} = 0,007 \dots 0,011, d_{23} = 0,014 \dots 0,022$ ), тогда масса валов равна:

$$m_{21} = \rho \cdot V_{21} = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{21}^2 \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 7850 \cdot \frac{3,14}{4} (0,007 \dots 0,011)^2 \cdot 0,22 = 0,066 \dots 0,164 \text{ кг.}$$

$$m_{23} = \rho \cdot V_{21} = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{21}^2 \cdot (l_6 + l_7) = 7850 \cdot \frac{3,14}{4} (0,014 \dots 0,022)^2 \cdot 0,12 = 0,145 \dots 0,36 \text{ кг.}$$

7) Соединение двух соосных валов, согласно разработанной принципиальной схеме, представлено двумя типами упругого соединения, один из которых предполагает компенсацию осевого смещения, а второй – как осевого, так и радиального смещения валов.

В качестве продольно-компенсирующего соединения выбраны эластомерные муфты, имеющие широкое применение, например, в прокатных

станах, бурильных станках, генераторах, компрессорах, в соединениях насосов и трубопроводов и т.д. Данный тип муфт амортизирует удары и толчки, может соединять несоосные валы, компенсирует не только радиальные, но и осевые и угловые смещения.

Универсально-компенсирующее соединение представлено сильфонными муфтами, которые используются в качестве «предохранителей» для исполнительных механизмов от поломки вследствие нагрузок. Такие муфты используются в узлах, требующих высокие динамические характеристики, большой скорости вращения, компенсации перекосов валов и несоосностей, быстрого реверса и в то же время жесткости на кручение без потери надежности. Сильфонные муфты применяются в различных областях, например, станкостроении, в высокоточном оборудовании, таком как: системы измерения, станки, упаковочное, текстильное и типографское оборудование.

Определив тип муфт, найден диапазон радиальных коэффициентов жесткости и массы муфт на основании соединяемых диаметров валов, а также исходя из наибольшего крутящего момента роторного узла.

Исходя из эпюр крутящих моментов, номинальный крутящий момент для выбора муфт находится в диапазоне от 15 до 53 Н·м (с коэффициентом запаса равным 2), а диапазон диаметра вала лежит в пределах от 7 до 10 мм. Для данных значений коэффициент жесткости эластомерных муфт равен  $c_{6(19)} = 1,36 \cdot 10^6 \dots 1,58 \cdot 10^6$  Н/м, согласно ГОСТ 14084-76 «Муфты упругие со звездочкой».

По диапазону крутящих моментов сильфонные муфты имеют коэффициент радиальной жесткости  $c_{7(20)}$  от  $6,8 \cdot 10^5$  до  $7,9 \cdot 10^5$  Н/м.

Диапазон значения массы сильфонной (эластомерной) муфты  $m_{6(19)}(m_{7(20)})$  равен 0,3 – 0,4 кг.

8) Поскольку роторный узел в данном стенде испытывает преимущественно радиальную нагрузку, то выбор подшипников качения

падает на радиальный тип подшипников. Шариковые подшипники предназначены для поддержки быстро вращающихся узлов и восприятия умеренных нагрузок. Благодаря простоте и универсальности подшипники данного типа получили наибольшее распространение в технике. Самыми простыми и наиболее распространенными являются шариковые однорядные радиальные подшипники, которые могут воспринимать не только чисто радиальную, но и осевые нагрузки.

Таким образом, определены геометрические параметры, а также массовые характеристики, шариковых однорядных радиальных подшипников исходя из условия максимальной динамической грузоподъемности.

Номинальную динамическую грузоподъемность определили по эмпирической формуле [7]:

$$C = F_3^p \sqrt[p]{L},$$

где  $F_3$  – эквивалентная нагрузка, Н;

$L$  – номинальная долговечность, млн оборотов;

$p$  – показатель степени:  $p=3$  для шариковых и  $p=3,33$  для роликовых подшипников.

Номинальная долговечность:

$$L = 60nL_h/10^6,$$

где  $n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>;

$L_h$  – номинальная долговечность подшипников, ч. (Рекомендуемые значения  $L_h$ : 8000 – работа механизмов с перерывами; 12000 – работа механизмов в одну смену при переменном режиме нагрузки; 20000 – работа механизмов с полной нагрузкой в одну смену; 40000 – круглосуточная работа механизмов при среднем режиме нагрузки.)

Эквивалентная нагрузка:

$$F_3 = (XV F_r + Y F_a) K_6 K_T,$$

где  $X, Y$  – коэффициенты радиальной (0,6) и осевой нагрузок;

$V$  – коэффициент вращения: для внутреннего кольца  $V=1$ , для наружного  $V=1,2$ ;

$K_6$  – коэффициент безопасности: при спокойной нагрузке  $K_6 = 1$ , при умеренных толчках  $K_6 = 1,3 \dots 1,8$ , при ударной –  $K_6=2 \dots 3$ .

$K_T$  – температурный коэффициент. Для стали ШХ15 при  $t \leq 125^\circ\text{C}$   $K_T=1$ , при  $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$   $K_T=1,05 \dots 1,4$ .

По построенным эпюрам (рис.7) рассчитана радиальная нагрузка для каждого подшипника:

$$F_{r1} = \frac{M_{\text{кр подш1}}}{l_1 + l_2} = \frac{1,176 \dots 4,62}{0,1} = 11,76 \dots 46,2 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \frac{M_{\text{кр подш2}}}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7} = \frac{9,652 \dots 34,29}{0,58} = 16,64 \dots 59,12 \text{ Н}.$$

Таким образом, определили для каждого подшипника номинальную динамическую грузоподъемность, исходя из того, что на них не действует осевая нагрузка, коэффициент вращения берется для внутреннего кольца, коэффициент безопасности при умеренных толчках и температурный коэффициент при  $t \leq 125^\circ\text{C}$  и работа механизмов подразумевается с перерывами:

$$C_1 = XV F_{r1} K_6 K_T^p \sqrt[3]{L} = 0,6 \cdot 1 \cdot (11,76 \dots 46,2) \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{8000} = 254 \dots 999,9 \text{ Н};$$

$$C_2 = XV F_{r2} K_6 K_T^p \sqrt[3]{L} = 0,6 \cdot 1 \cdot (16,64 \dots 59,12) \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{8000} = 359,5 \dots 1277 \text{ Н}.$$

Подшипники, обладающие рассчитанной грузоподъемностью, принятой с запасом, и внутренним диаметром равным диаметрам валов, имеют

геометрические размеры: ширина подшипника от 5 до 12 мм, внешний диаметр подшипника от 17 до 40 мм, и масса подшипника  $m_{5(10)}$  от 0,005 до 0,073 кг.

9) Для определения массы корпуса подшипника необходимо задаться его геометрией и материалом. Поскольку установка датчиков вибрации предполагается на корпус подшипника в соответствии с декартовой системой координат, по осям Y и Z (см. принципиальную схему рис.7), то корпус имеет вид параллелепипеда с гранями, ортогональными заданным координатным осям. Таким образом, корпус имеет форму параллелепипеда с цилиндрическим вырезом под подшипник. В большинстве случаев датчики вибрации устанавливаются посредством магнитов, поэтому в качестве материала для корпуса выбрана магнитную сталь марки 20X13. Рассчитана масса корпуса подшипника, для наибольшего размера ширины подшипника и переменного размера внешнего диаметра:

$$m_{\text{корп.подш } 5(10)} = \rho \cdot V_{\text{корп.подш } 5(10)} =$$

$$7670 \cdot \left( (0,06 \cdot 0,06 \cdot 0,02) - \left( \pi \cdot \left( \frac{0,017}{2} \dots \frac{0,04}{2} \right)^2 \cdot 0,02 \right) \right) =$$

$$0,36 \dots 0,517 \text{ кг.}$$

10) В соответствии с принципиальной схемой (рис.13), в качестве удерживающих роторных узел элементов используются плоские прямые пружины с переменной жесткостью. Переменную жесткость у пружин можно получить при помощи клеммы с винтовым стопором, зажимающей каждую пружину по вертикали на определенном расстоянии. Таким образом рабочая длина пружины уменьшается, а жесткость – увеличивается.

Для того, чтобы узнать коэффициент жесткости пружины, необходимо задаться геометрическими параметрами пружины, которые вытекают из максимальной нагрузки и материала пружины. В качестве материала выбрана пружинная сталь 65Г (с допускаемым напряжением при изгибе  $\sigma_{из}$  равным  $700\text{Н/мм}^2$ ), которая обладает значительным пределом текучести. Это

обуславливает свойство изделий из такого металла приобретать первоначальную форму, невзирая на существенный изгиб, излом, кручение и динамическое нагружение.

Поскольку назначение стенда предполагает, что он будет использоваться в лабораторных условиях, и его размещение будет на учебных столах, то для удобства его эксплуатации необходимо, чтобы роторный узел находился на уровне вытянутых рук пользователя (в положении стоя). Для обеспечения данного условия длина пружин ограничивается 120 мм.

Максимальная нагрузка для плоских пружин рассчитана по формуле [8]:

$$F_{max} = \frac{b \cdot s^2 \cdot \sigma_{из}}{6 \cdot L_{max}}$$

Рассчитана величина  $b \cdot s^2$ , задающая геометрические параметры пружины, исходя из принятой максимальной нагрузки на каждый маховик 19,72 ... 69 Н (центробежная сила для максимального единичного груза равного 10 грамм, выставленного на маховик, на максимальной частоте вращения двигателя):

$$b \cdot s^2 = \frac{6 \cdot F_{max} \cdot L_{max}}{\sigma_{из}} = \frac{6 \cdot ((19,72 \dots 69) \cdot 3) \cdot 0,12}{7 \cdot 10^8} = 6,09 \cdot 10^{-8} \dots 2,13 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3.$$

Определен коэффициент жесткости пружины [9]:

$$c_{3.1} = c_{3.2} = c_{22.1} = c_{22.2} = \frac{3 \cdot G \cdot J}{L^3},$$

где  $J = \frac{b \cdot s^3}{12}$  – момент инерции поперечного сечения прямоугольника,

$G$  – модуль поперечной упругости материала, для стали 65Г равный  $8,4 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>.

Следовательно, для пружины переменной жесткости коэффициент упругости задан (при условии, что жесткость пружины меняется от 2 см до 12 см):

$$c_{3.1} = c_{3.2} = c_{22.1} = c_{22.2} = \frac{3 \cdot 8,4 \cdot 10^{10} \cdot \frac{(6,09 \cdot 10^{-8} \dots 2,13 \cdot 10^{-7})}{12}}{L^3} =$$

$$\frac{1278,9 \dots 4473}{L^3} \text{ Н/м.}$$

Проанализировав и определив диапазоны параметров математической модели, данные были занесены в таблицу 2.

Таблица 2. Параметры математической модели

	Параметр	Значение
1	Частота вращения двигателя $n$ , об/мин	0...3000
2	Масса маховиков $m_4, m_{16}, m_{17}$ , кг	0,66...1,24
3	Величина смещения центра тяжести маховика $R$ , м	0,02...0,07
4	Масса шкива $m_{\text{рем.перед.2}}$ , кг	0,01...0,04
5	Масса гибкого вала $m_9$ , кг	0,0046
6	Масса жесткого вала $m_8$ , кг	0,07...0,15
7	Жесткость гибкого вала $c_9$ , Н/м	7968,1
8	Жесткость жесткого вала $c_8$ , Н/м	85895...357747
9	Масса вала $m_{21}$ , кг	0,066...0,164
10	Масса вала $m_{23}$ , кг	0,145...0,36
11	Коэффициент радиальной жесткости эластомерной муфты $c_{6(19)}$ , Н/м	$2,4 \cdot 10^5 \dots 3,95 \cdot 10^5$
12	Коэффициент радиальной жесткости сильфонной муфты $c_{7(20)}$ , Н/м	$6,8 \cdot 10^5 \dots 7,9 \cdot 10^5$
13	Масса сильфонной (эластомерной) муфты $m_{6(19)}(m_{7(20)})$ , кг	0,3...0,4
14	Масса подшипника $m_{5(10)}$ , кг	0,005...0,073
15	Масса корпуса подшипника $m_{\text{корп.подш.5(10)}}$ , кг	0,36...0,517
16	Коэффициент упругости пружин $c_{3.1}, c_{3.2}, c_{22.1}, c_{22.2}$ , Н/м, где $L$ от 0,2 до 0,12 м	$\frac{1278,9 \dots 4473}{L^3}$

## 1.6 Теоретические исследования

Составив математическую модель системы балансировки роторного узла, проведены исследования влияния параметров системы на вибрационные характеристики. Для этого составили карту исследований (табл.3), согласно которой выявили наиболее узкие места роторного узла.

Определив диапазон значений параметров системы, задались параметрами, с которыми будем исследовать систему. Массы валов 21 и 23 выбраны по минимальной границе диапазона (0,066 кг и 0,145 кг, соответственно), т.е. с минимальным из рассчитанных диаметров, что указывает наименьшую прочность и жесткость. Под данные валы задана наименьшая масса маховиков (0,66 кг), шкива (0,01 кг), муфт (0,3 кг), подшипника (0,005 кг) и масса корпуса подшипника (0,36 кг), а также соответственно заданным массам элементов коэффициенты жесткости: эластомерной муфты –  $2,4 \cdot 10^5$  Н/м, сильфонной муфты -  $6,8 \cdot 10^5$  Н/м, жесткого вала – 85895 Н/м. Величина смещения центра тяжести маховика выбрана максимальной (0,07 м), коэффициент упругости пружин минимальный  $\frac{1278,9}{L^3}$  Н/м. Таким образом, для исследований из диапазона значений параметров выбраны наиболее уязвимые, то есть те, при которых система имеет наименьшую жесткость.

Для определения влияния каждого элемента на вибрации роторного узла проведены исследования, разбитые на группы, в каждой из которых исследовано влияние на систему каждого из них.

Таблица 3. Карта исследований

№	Жесткость вала ( $c_{жест.}=c_8=8,6 \cdot 10^4 /$ $c_{гибк.}=c_9=7,97 \cdot 10^3$ ), Н/м	Масса неуравновешенного груза/ фаза, кг/град.			Длина пружины, м (жесткость опор)				Жесткость муфты ( $c_{сильф.}=c_{6(19)}=6,8 \cdot 10^5 /$ $c_{эласт.}=c_{7(20)}=2,4 \cdot 10^5$ ), Н/м		Частота вращения двигателя, об/мин.
		$c_{8(9)}$	$m_{гр1}/q_1$	$m_{гр2}/q_2$	$m_{гр3}/q_3$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$c_{6(7)}$	
1	$8,6 \cdot 10^4$				0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
2	$7,97 \cdot 10^3$				0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
3	$7,97 \cdot 10^3$	0,0001/0			0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
4	$7,97 \cdot 10^3$		0,0001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
5	$7,97 \cdot 10^3$			0,0001/0	0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
6	$7,97 \cdot 10^3$	0,0001/0	0,0001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
7	$7,97 \cdot 10^3$		0,0001/0	0,0001/0	0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
8	$7,97 \cdot 10^3$	0,0001/0		0,0001/0	0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
9	$7,97 \cdot 10^3$	0,0001/0	0,0001/0	0,0001/0	0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
10	$7,97 \cdot 10^3$	0,0005/0	0,0005/0		0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
11	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
12	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
13	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,02	0,02	0,02	0,02	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
14	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,02	0,02	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
15	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,02	0,02	0,12	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
16	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,02	0,02	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000
17	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,02	0,02	0,12	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	2000

18	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,02	0,02	0,12	$2,4 \cdot 10^5$	$2,4 \cdot 10^5$	2000
19	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	$2,4 \cdot 10^5$	$2,4 \cdot 10^5$	2000
20	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	$2,4 \cdot 10^5$	$2,4 \cdot 10^5$	2400
21	$7,97 \cdot 10^3$	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	$2,4 \cdot 10^5$	$2,4 \cdot 10^5$	2800

1) При идеально сбалансированном роторном узле, то есть при совпадении оси вращения с главной осью инерции вала, колебаний в системе не возникает, что и доказывают эксперименты, отраженные на рисунках 19 и 20.

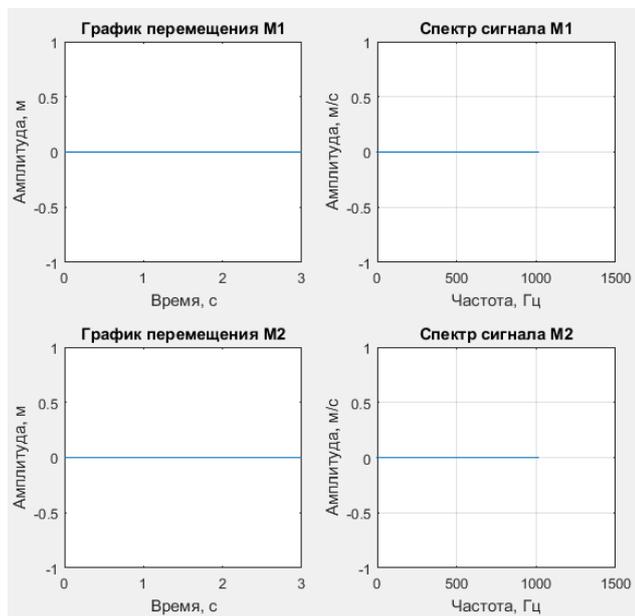


Рисунок 19 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при сбалансированном жестком вале

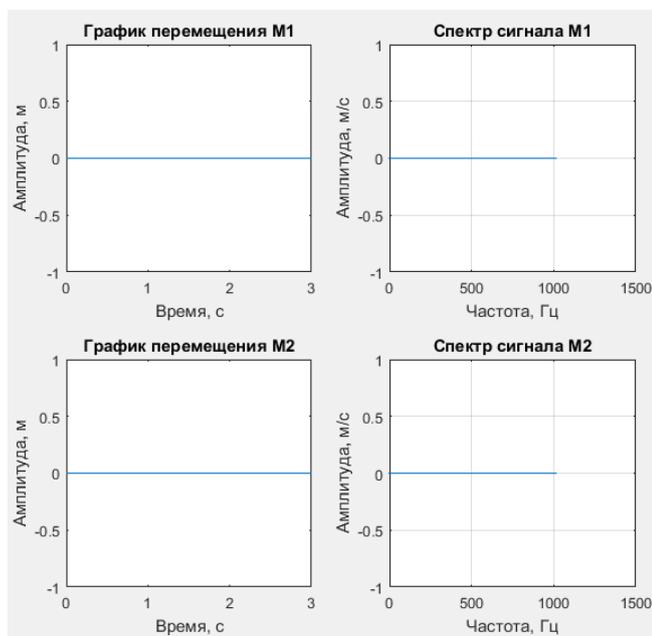


Рисунок 20 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при сбалансированном гибком вале

Однако проведены исследования на влияние жесткости вала при смещении центра тяжести от оси вала  $e$  (определили исходя из поля допуска вала  $g_6$  равного для гибкого вала 0,004 мм, для жесткого 0,0065 мм). Исследования проведены без установки дисбалансов, при минимальной жесткости опор, на скорости вращения двигателя, которая входит в рабочий диапазон скоростей как жесткого, так и гибкого вала (2000 об/мин.), при соединении вала сильфонными муфтами.

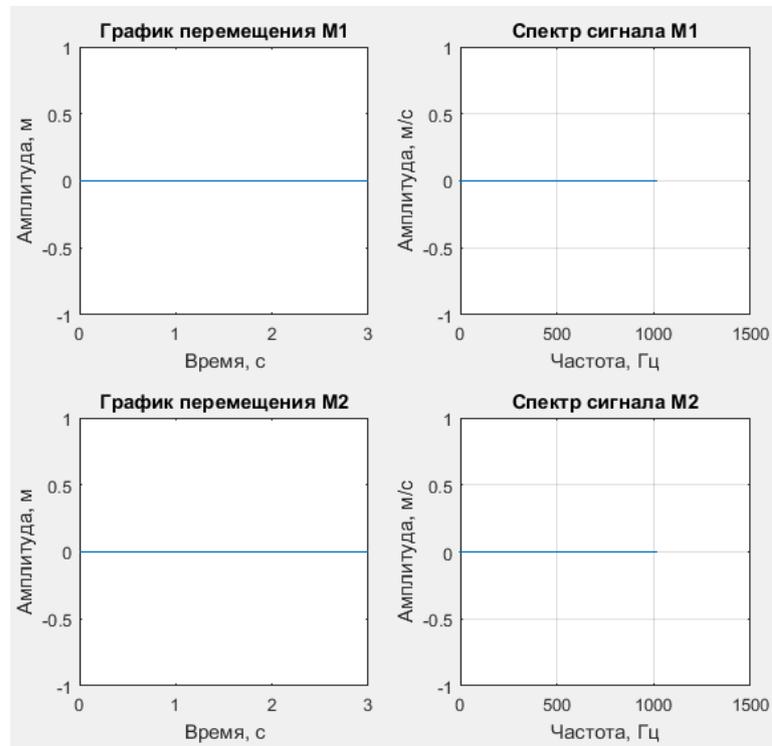


Рисунок 21 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке жесткого вала

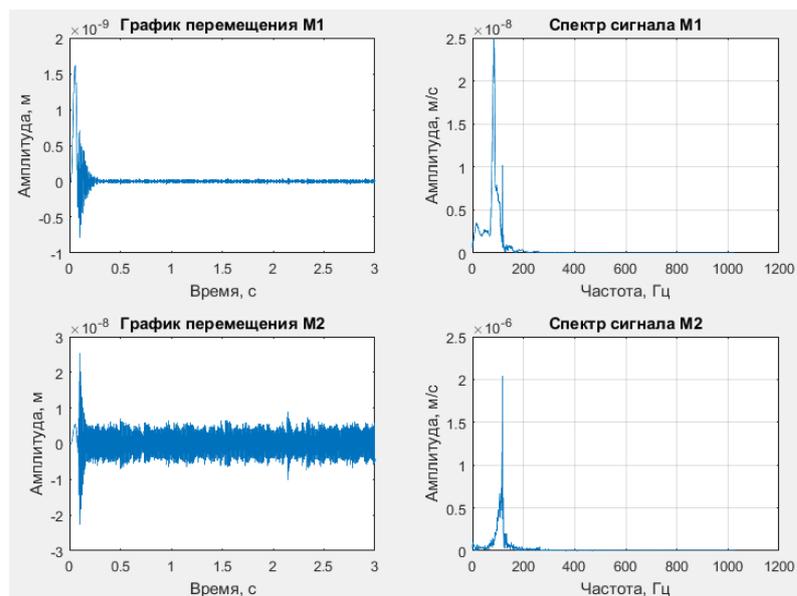


Рисунок 22– Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке гибкого вала

Таблица 4. Характеристики исследований вибраций опор на влияние жесткости вала

№	Жесткость вала ( $c_{жест.}=c_8=8,6 \cdot 10^4$ ), / $c_{гибк.}=c_9=7,97 \cdot 10^3$ ), Н/м	Характеристики спектра (пик1, пик2), (м/с)/Гц			
		$c_{8(9)}$	Опора 1		Опора 2
1	$8,6 \cdot 10^4$	–	–	–	–
2	$7,97 \cdot 10^3$	$2,495 \cdot 10^{-8}$ / 83	$1,018 \cdot 10^{-8}$ / 117	–	$2,036 \cdot 10^{-6}$ / 117

Сравнив исследования с жестким и гибким валом, сделан вывод, что если приложить произвольную силу к жесткому валу, то данная сила полностью уравновешивается упругой реакцией вала. Однако при недостаточной жесткости вала (гибкий вал) действующие на него силы могут вызвать прогиб. Если скорость вращения невелика, то малые изгибные колебания быстро затухают. В этих условиях прямолинейная форма вала устойчива.

Вследствие вышесказанного для дальнейших исследований выбран гибкий вал.

2) Исследована система при наличии дисбаланса на балансировочных дисках. Поскольку дисбаланс можно задать посредством большого количества комбинаций, то ограничились массой корректирующего груза 0,1 грамм и фазой  $0^\circ$ , и изменяли места (балансировочные диски), на которых установлен груз. Исследования проведены с гибким валом, который установлен сильфонными муфтами на роторном узле, а также на минимальной жесткости всех опор, на скорости вращения двигателя равной 2000 об/мин.

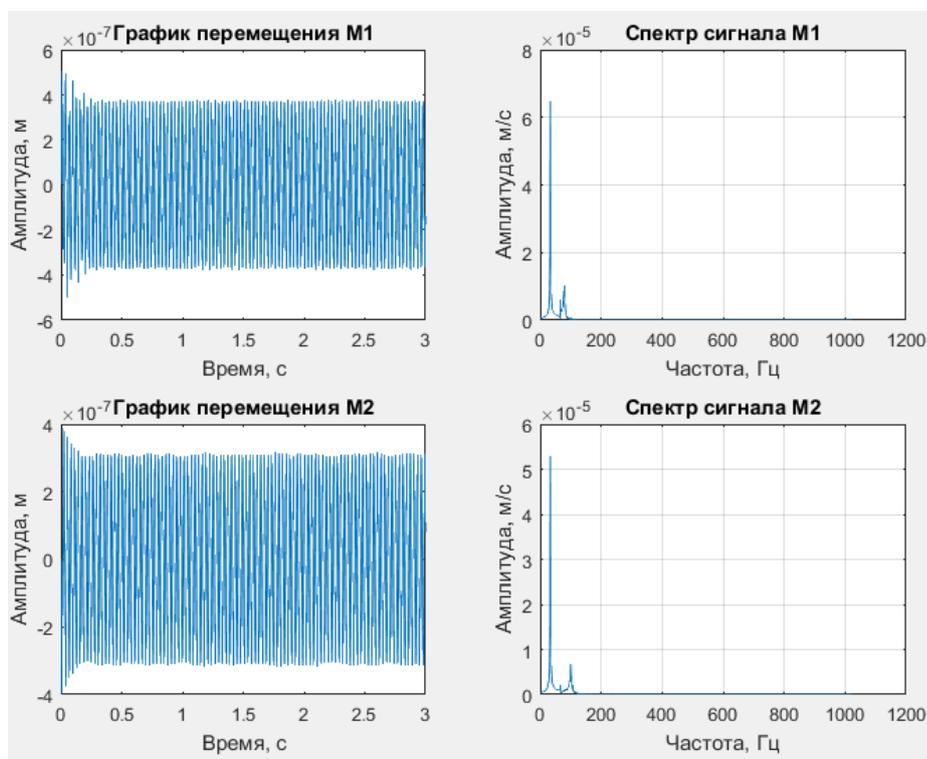


Рисунок 23– Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке груза на маховик 4

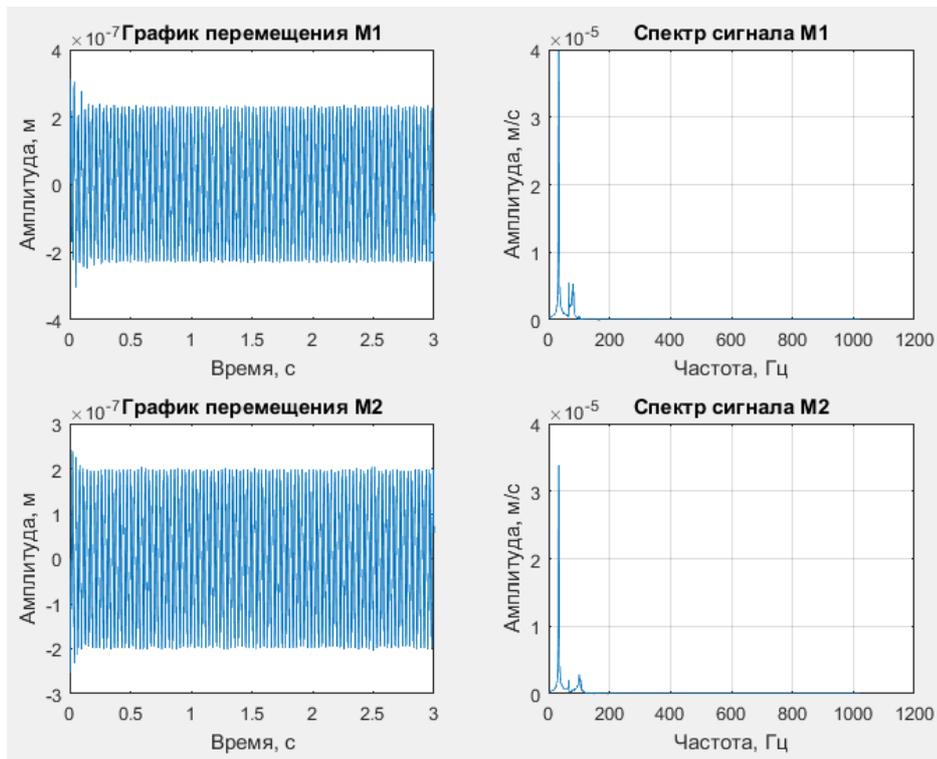


Рисунок 24— Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке груза на маховик 16

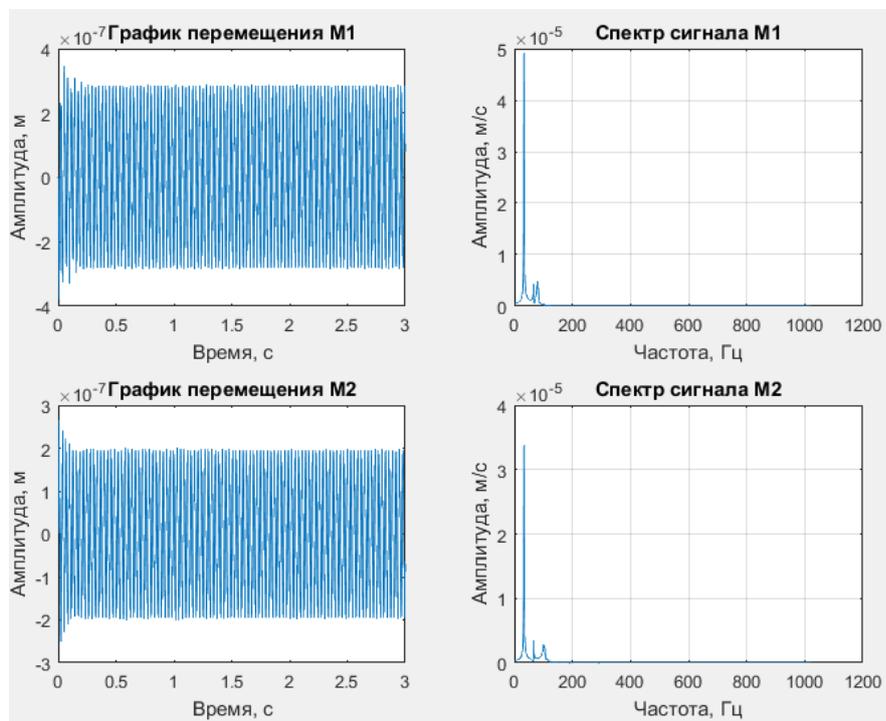


Рисунок 25 — Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке груза на маховик 17

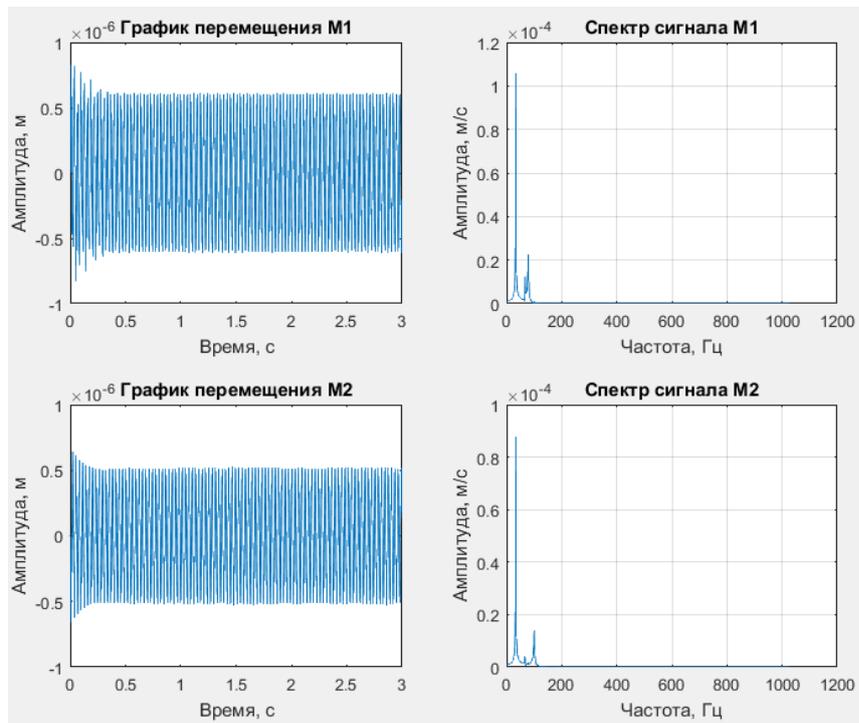


Рисунок 26 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке грузов на маховики 4 и 16

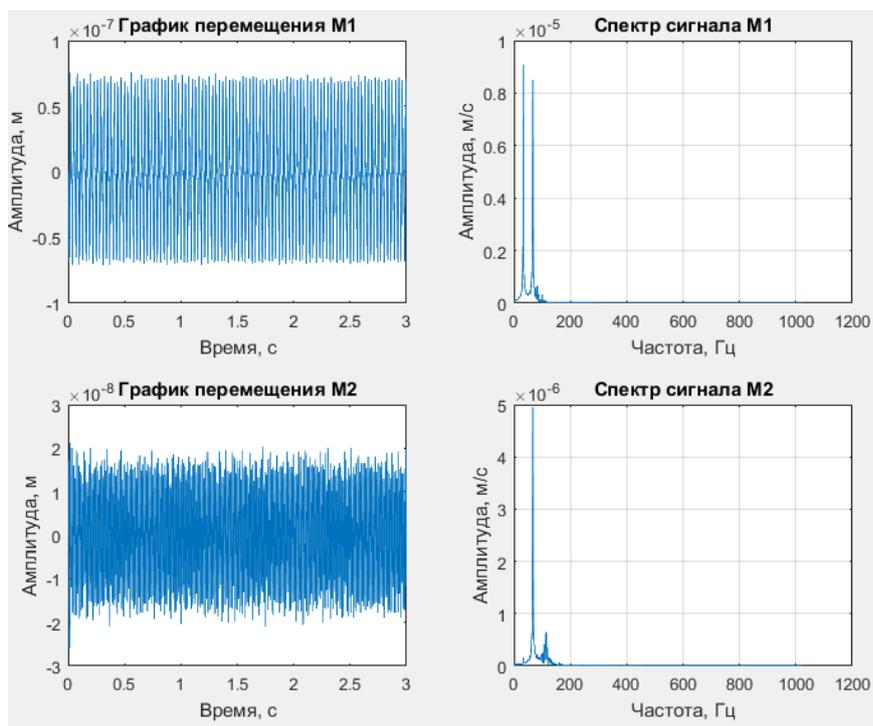


Рисунок 27 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке грузов на маховики 16 и 17

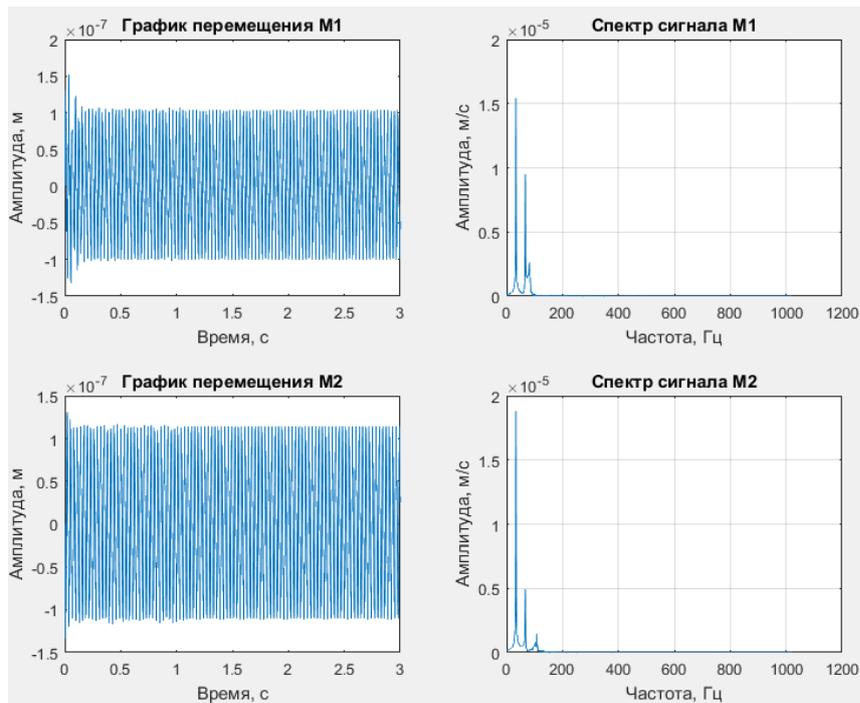


Рисунок 28 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке грузов на маховики 4 и 17

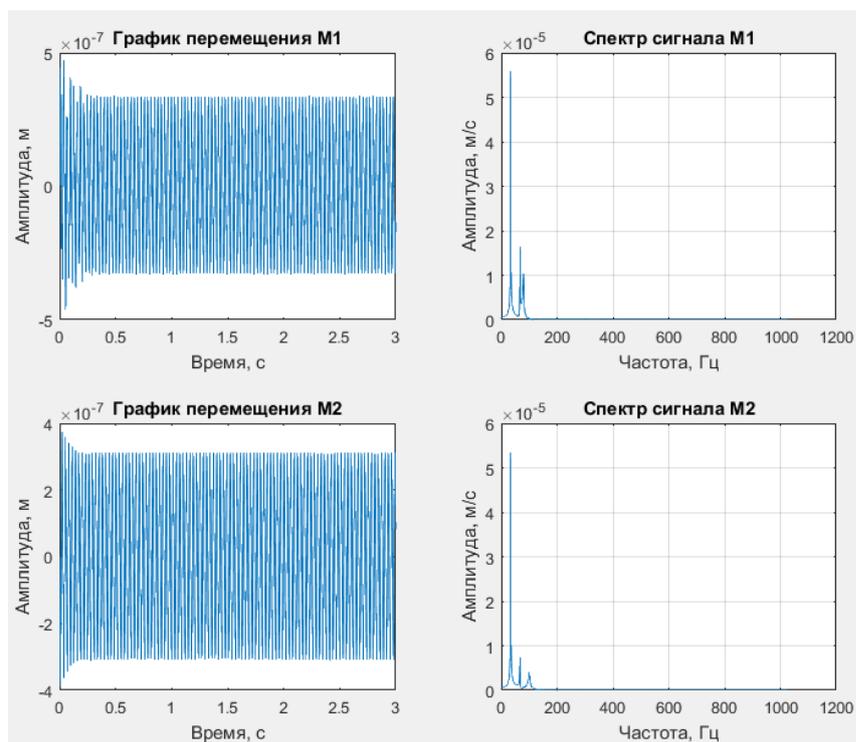


Рисунок 29 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке грузов на маховики 4, 16 и 17

Характерными диагностическими признаками при неуравновешенности роторного узла и отсутствии других развитых дефектов является форма сигнала виброперемещения, которая во многих случаях периодическая или почти периодическая, с периодом колебаний, соответствующим первой оборотной частоте двигателя.

Таким образом, можно сделать вывод, что один из пиков на спектрах сигнала свидетельствует о наличии дисбаланса (в данном случае на частоте 33 Гц), т.е. характеризует вынужденные колебания системы, а остальные пики – это характеристики свободных колебаний системы на собственной частоте. В начальный момент в колебательной системе возбуждаются оба процесса, однако свободные колебания затухают из-за неизбежного наличия препятствующих сил (упругости элементов системы), поэтому на графиках перемещений опор имеется переходный процесс, который впоследствии через некоторое время затухает и в системе остаются только стационарные колебания на частоте внешней вынуждающей силы.

В ходе сравнительного анализа характеристик выше проделанных экспериментов, занесенных в таблицу 3 и в сравнительный график 29, было выявлено, что наличие дисбаланса на маховиках 4 и 16 вызывает максимальные вибрации на опорах роторного узла. Это обусловлено расположением маховика 4, который удерживается одной опорой, т.е. колебания от дисбаланса компенсируются с одной стороны жесткостью опор. Наименьшие вибрации возникают при дисбалансе на маховиках 16 и 17, находящихся между опор, поскольку деформации роторного узла в данном случае минимальны, вследствие сопротивления со стороны как опор, так и вала с муфтами.

Дальнейшие исследования рассмотрены относительно варианта с установкой дисбаланса на маховики 4 и 16 при увеличении массы грузов. Максимальную единичную массу корректирующего груза принято брать в

1000 раз меньше массы вала (вал 21 и 23), из чего следует, что данный параметр ограничим значением 0,001 кг.

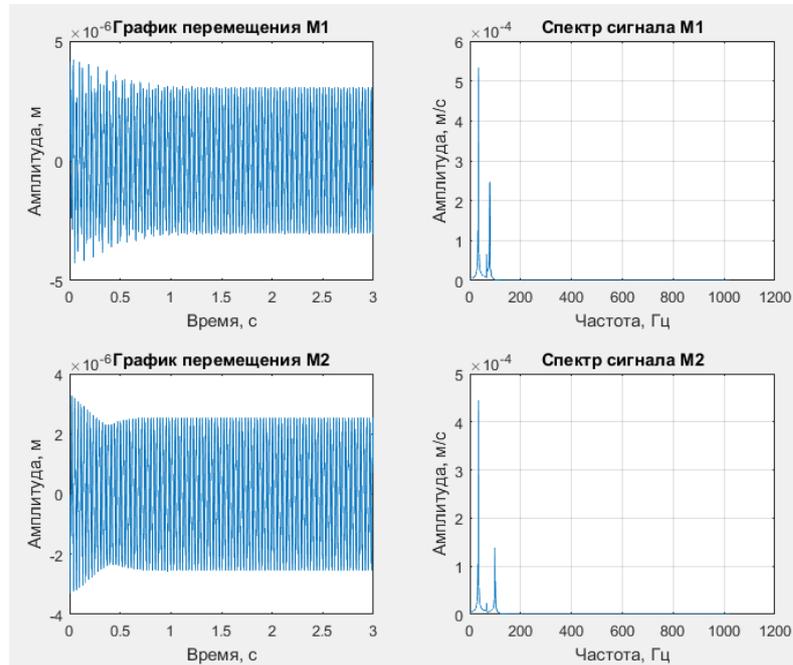


Рисунок 30 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке грузов в 0,5 грамма на маховики 4, 16

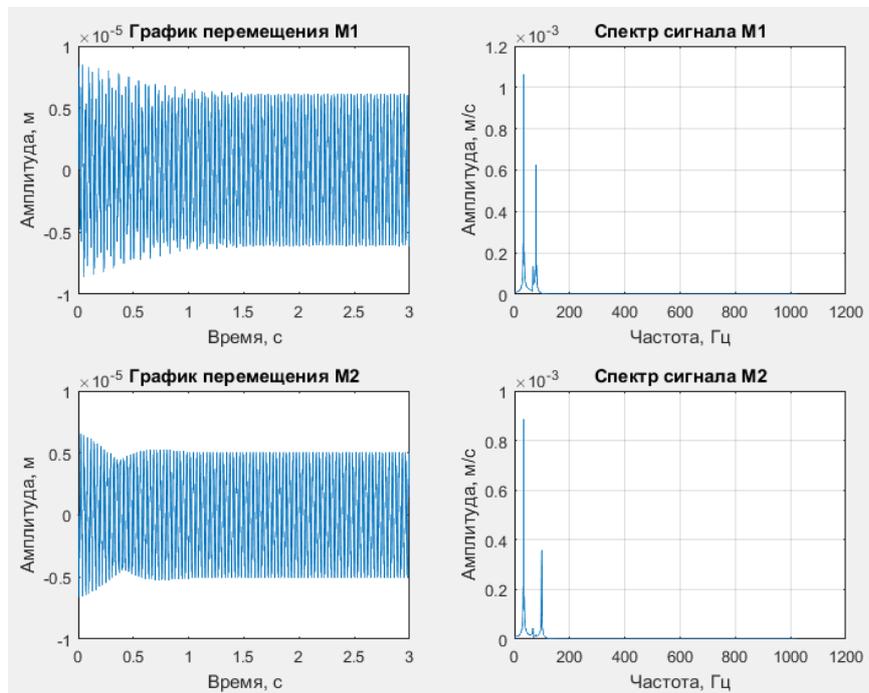


Рисунок 31 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке грузов в 1 грамм на маховики 4, 16

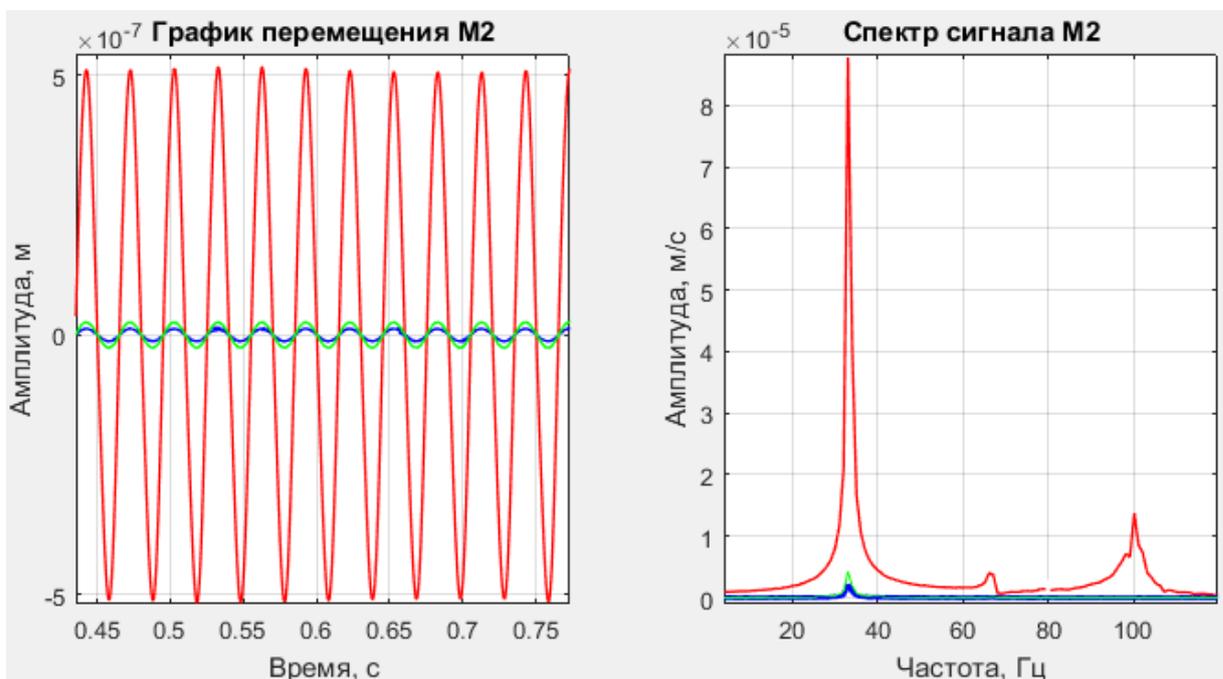
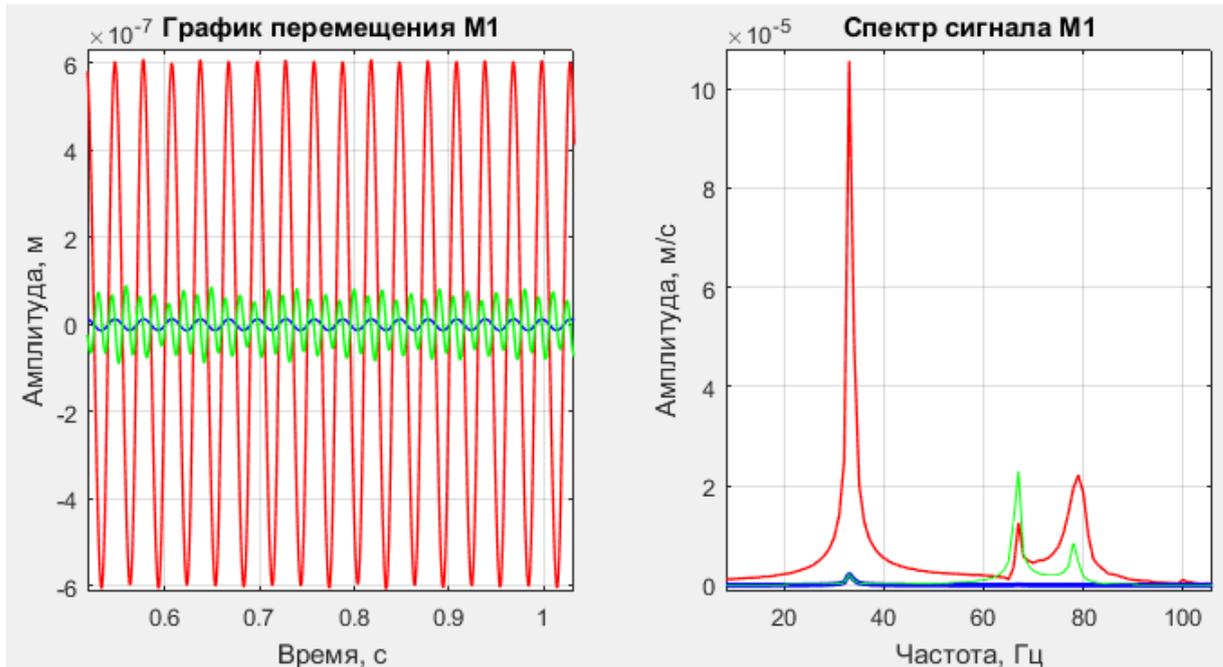


Рисунок 32 – Совмещение зависимостей перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке грузов в 0,1 грамм на маховики 4, 16 (красный график); 16 и 17 (голубой график); 4 и 17 (зеленый график)

Таблица 5. Характеристики исследований вибраций опор на влияние дисбаланса в системе

№	Масса неуравновешенного груза/ фаза, кг/град.			Характеристики спектра (пик1, пик2, пик 3), (м/с)/Гц					
	$m_{гр1}/q_1$	$m_{гр2}/q_2$	$m_{гр3}/q_3$	Опора 1			Опора 2		
1	0,0001/0			$0,649 \cdot 10^{-4}/33$	$0,061 \cdot 10^{-4}/67$	$0,1 \cdot 10^{-4}/79$	$0,529 \cdot 10^{-4}/33$	$0,019 \cdot 10^{-4}/67$	$0,065 \cdot 10^{-4}/100$
2		0,0001/0		$0,398 \cdot 10^{-4}/33$	$0,056 \cdot 10^{-4}/67$	$0,046 \cdot 10^{-4}/79$	$0,338 \cdot 10^{-4}/33$	$0,019 \cdot 10^{-4}/67$	$0,029 \cdot 10^{-4}/100$
3			0,0001/0	$0,491 \cdot 10^{-4}/33$	$0,042 \cdot 10^{-4}/67$	$0,049 \cdot 10^{-4}/79$	$0,337 \cdot 10^{-4}/33$	$0,033 \cdot 10^{-4}/67$	$0,028 \cdot 10^{-4}/100$
4	0,0001/0	0,0001/0		$1,057 \cdot 10^{-4}/33$	$0,012 \cdot 10^{-4}/67$	$0,22 \cdot 10^{-4}/79$	$0,88 \cdot 10^{-4}/33$	$0,037 \cdot 10^{-4}/67$	$0,138 \cdot 10^{-4}/100$
5		0,0001/0	0,0001/0	$0,09 \cdot 10^{-4}/33$	$0,085 \cdot 10^{-4}/67$			$0,049 \cdot 10^{-4}/67$	
6	0,0001/0		0,0001/0	$0,15 \cdot 10^{-4}/33$	$0,095 \cdot 10^{-4}/67$		$0,19 \cdot 10^{-4}/33$	$0,048 \cdot 10^{-4}/67$	
7	0,0001/0	0,0001/0	0,0001/0	$0,55 \cdot 10^{-4}/33$	$0,164 \cdot 10^{-4}/67$	$0,103 \cdot 10^{-4}/79$	$0,53 \cdot 10^{-4}/33$	$0,074 \cdot 10^{-4}/67$	$0,041 \cdot 10^{-4}/100$
8	0,0005/0	0,0005/0		$5,323 \cdot 10^{-4}/33$	$0,667 \cdot 10^{-4}/67$	$2,466 \cdot 10^{-4}/79$	$4,433 \cdot 10^{-4}/33$	$0,221 \cdot 10^{-4}/67$	$1,374 \cdot 10^{-4}/100$
9	0,001/0	0,001/0		$10,64 \cdot 10^{-4}/33$	$1,352 \cdot 10^{-4}/67$	$6,212 \cdot 10^{-4}/79$	$8,868 \cdot 10^{-4}/33$	$0,441 \cdot 10^{-4}/67$	$3,565 \cdot 10^{-4}/100$

Результаты последних экспериментов показали, что с увеличением массы груза колебания на опорах увеличиваются, таким образом самым опасным вариантом установки дисбаланса в ходе исследований выявлен вариант установки максимальной массы единичного груза, принятой для данной системы 1 грамм, на маховики 4 и 16.

3) Исследовали систему на влияние жесткости опор, удерживающих роторный узел. Исследования проведены для варианта установки дисбалансов массой 1 грамм, в фазу  $0^\circ$  (на маховик 4 и 16), с гибким валом, который установлен посредством сильфонных муфт на роторном узле, со скоростью вращения двигателя 2000 об/мин.

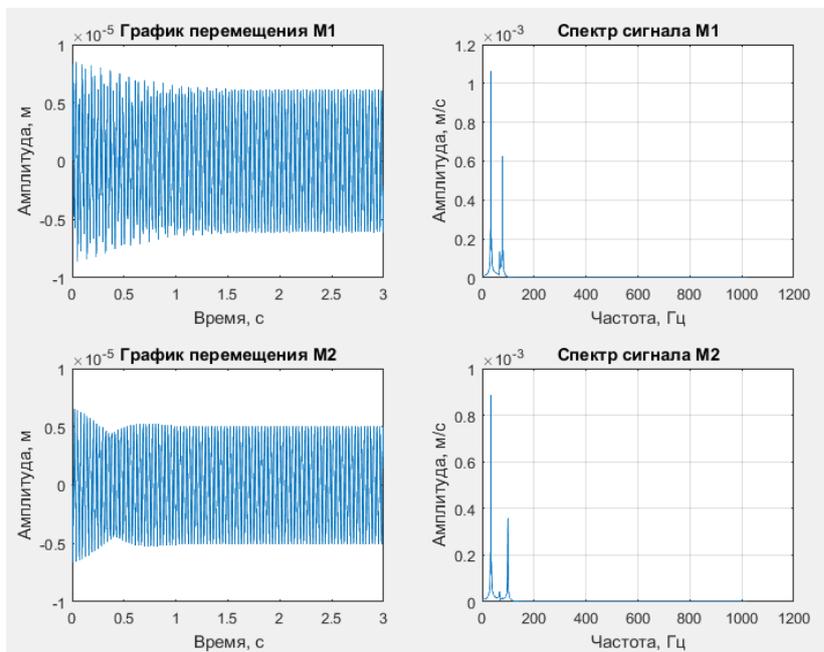


Рисунок 33 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке длины пружин:  $L_1=0,12$ ,  $L_2=0,12$ ,  $L_3=0,12$ ,  $L_4=0,12$

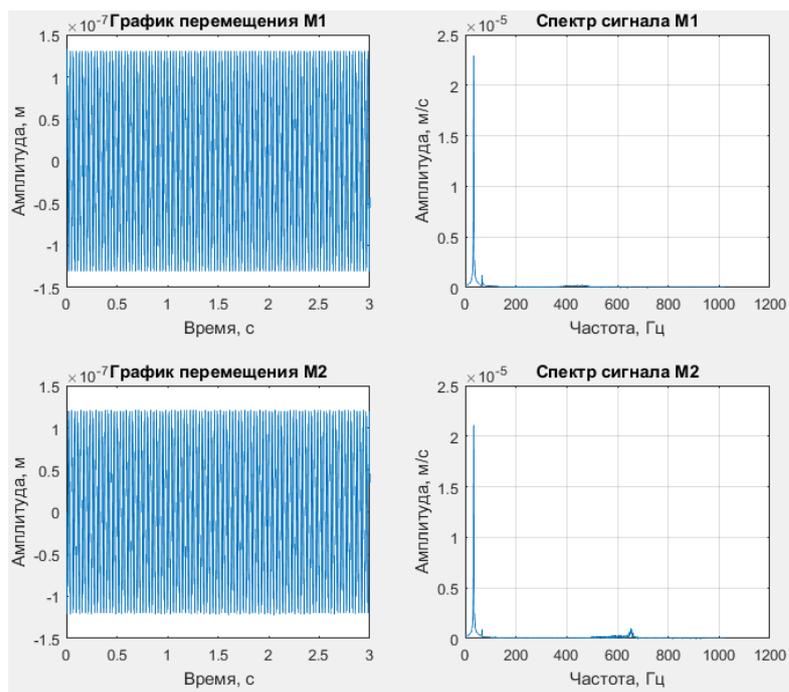


Рисунок 34 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке длин пружин:  $L_1=0,02$ ,  $L_2=0,02$ ,  $L_3=0,02$ ,  $L_4=0,02$

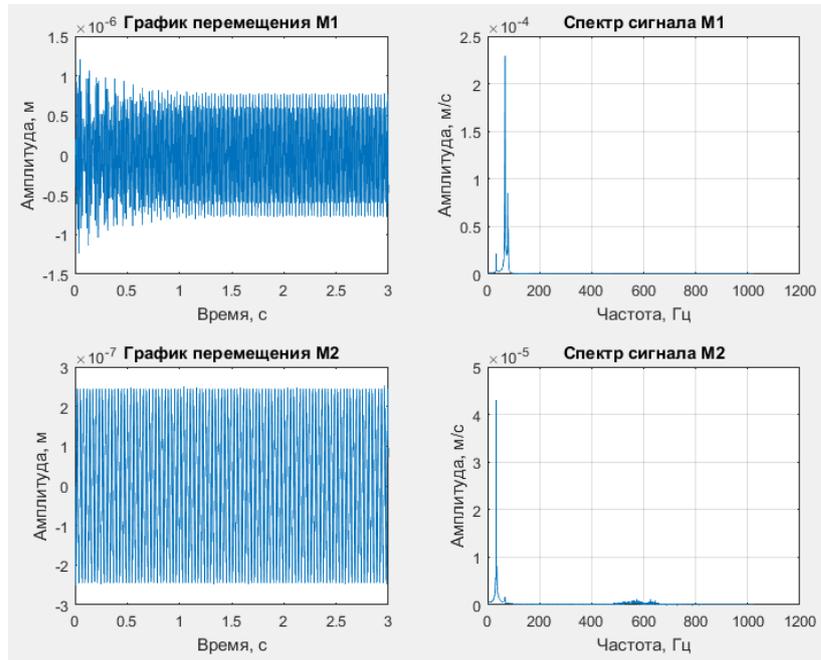


Рисунок 35 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке длин пружин:  $L_1=0,12$ ,  $L_2=0,12$ ,  $L_3=0,02$ ,  $L_4=0,02$

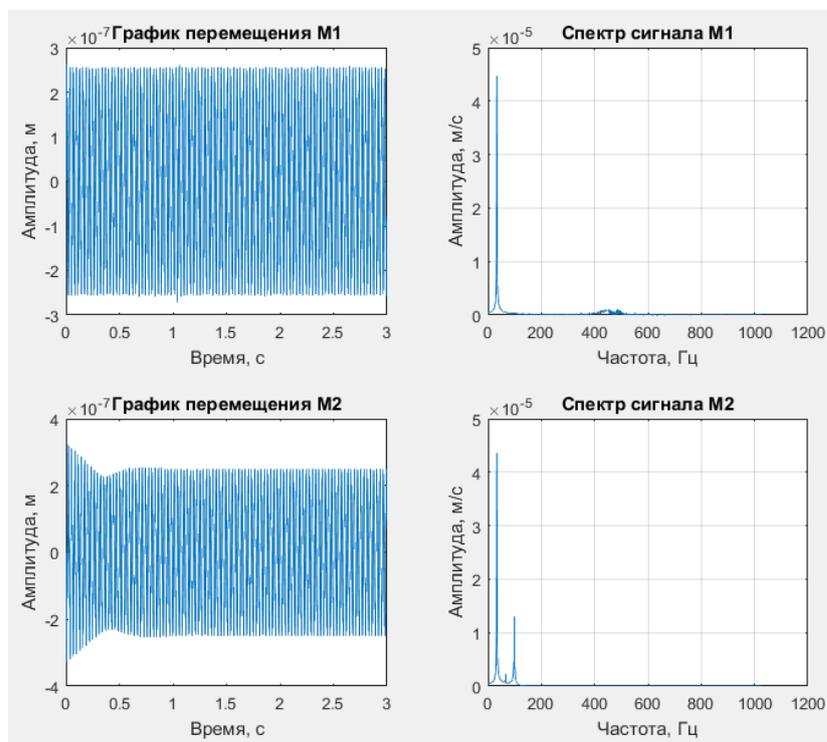


Рисунок 36 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке длин пружин:  $L_1=0,02$ ,  $L_2=0,02$ ,  $L_3=0,12$ ,  $L_4=0,12$

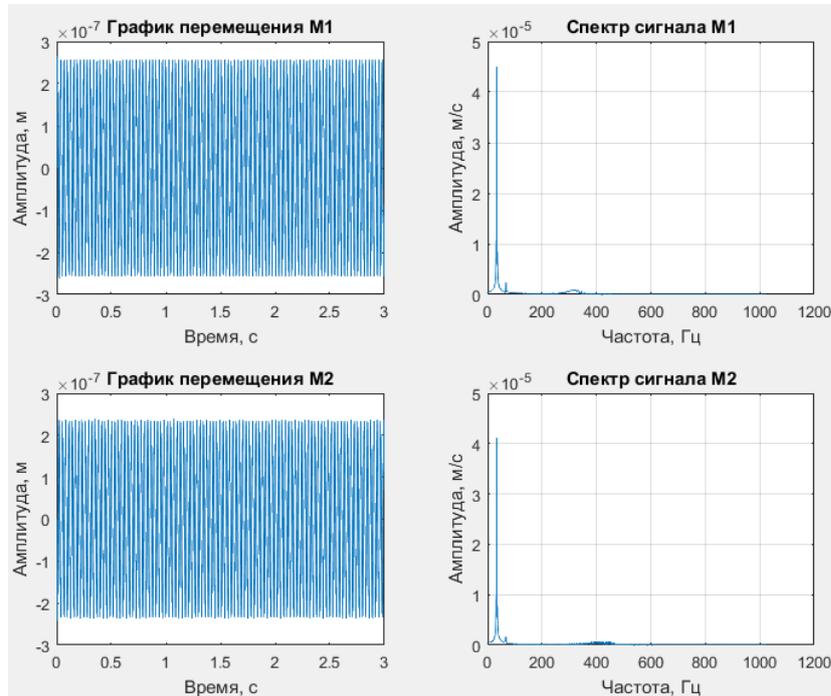
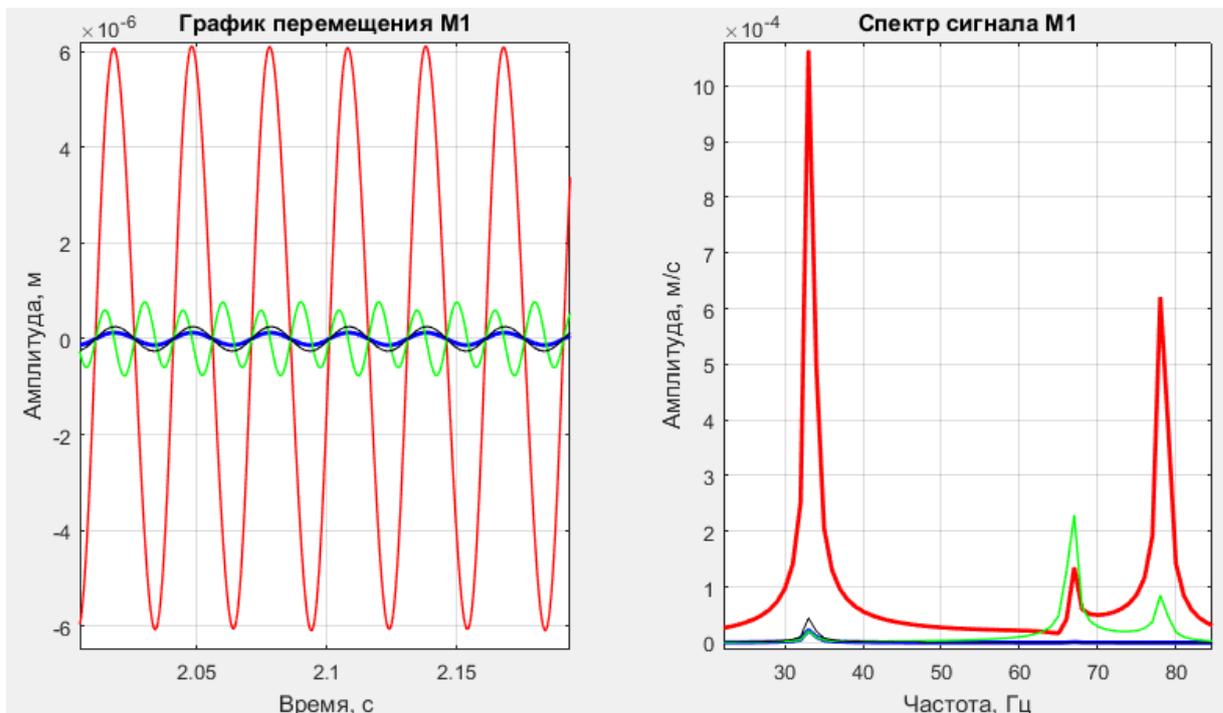


Рисунок 37 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке длин пружин:  $L_1=0,12$ ,  $L_2=0,02$ ,  $L_3=0,02$ ,  $L_4=0,12$



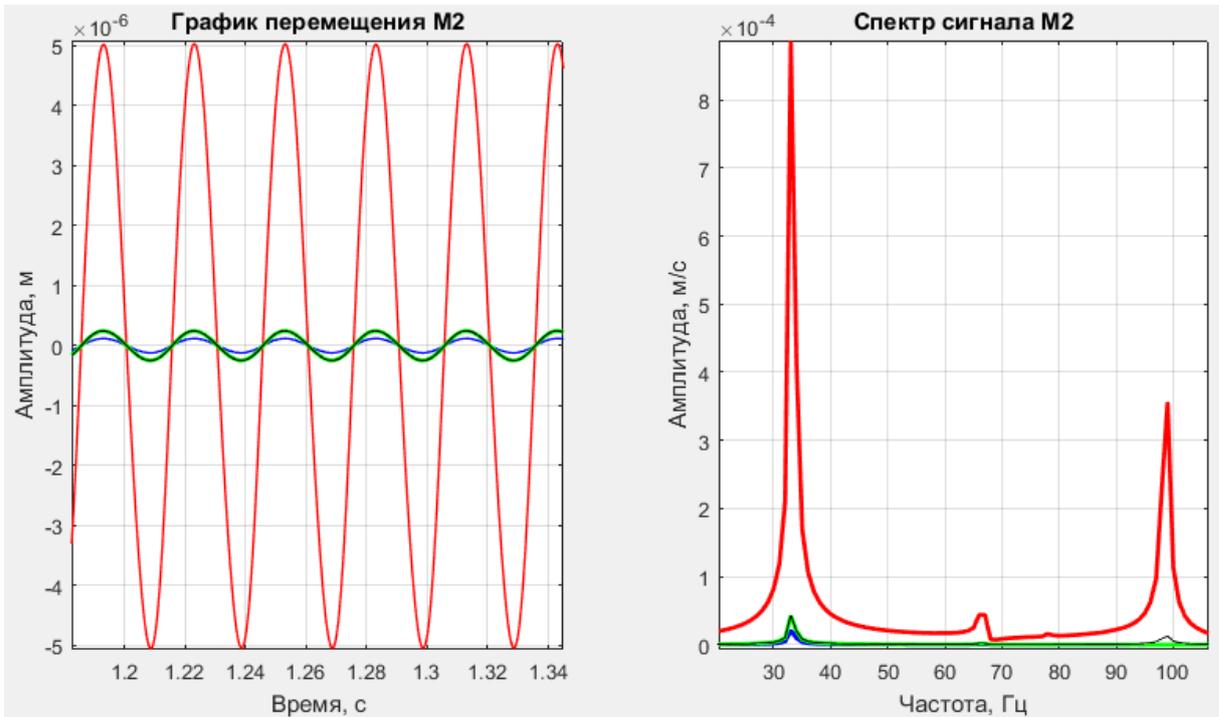


Рисунок 38 – Совмещение зависимостей перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке длины пружин:  $L_1=0,12$ ,  $L_2=0,12$ ,  $L_3=0,12$ ,  $L_4=0,12$  (красный график);  $L_1=0,02$ ,  $L_2=0,02$ ,  $L_3=0,02$ ,  $L_4=0,02$  (голубой график);  $L_1=0,12$ ,  $L_2=0,12$ ,  $L_3=0,02$ ,  $L_4=0,02$  (зеленый график);  $L_1=0,02$ ,  $L_2=0,02$ ,  $L_3=0,12$ ,  $L_4=0,12$  (черный график)

Таблица 6. Характеристики исследований вибраций опор на влияние жесткости опор

№	Длина пружины, м (жесткость опор)				Характеристики спектра (пик1, пик2), (м/с)/Гц					
	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	Опора 1			Опора 2		
1	0,12	0,12	0,12	0,12	10,64·10 <sup>-4</sup> /33	1,352·10 <sup>-4</sup> /67	6,212·10 <sup>-4</sup> /79	8,868·10 <sup>-4</sup> /33	0,441·10 <sup>-4</sup> /67	3,565·10 <sup>-4</sup> /100
2	0,02	0,02	0,02	0,02	0,229·10 <sup>-4</sup> /33	0,012·10 <sup>-4</sup> /67		0,211·10 <sup>-4</sup> /33	0,008·10 <sup>-4</sup> /67	
3	0,02	0,02	0,12	0,12	0,214·10 <sup>-4</sup> /33	2,293·10 <sup>-4</sup> /67	0,847·10 <sup>-4</sup> /79	0,430·10 <sup>-4</sup> /33	0,174·10 <sup>-4</sup> /67	
4	0,12	0,12	0,02	0,02	0,447·10 <sup>-4</sup> /33			0,437·10 <sup>-4</sup> /33	0,022·10 <sup>-4</sup> /67	0,130·10 <sup>-4</sup> /100
5	0,12	0,02	0,02	0,12	0,450·10 <sup>-4</sup> /33	0,0245·10 <sup>-4</sup> /67		0,411·10 <sup>-4</sup> /33	0,017·10 <sup>-4</sup> /67	

Исследования на влияние жесткости опор, удерживающих роторный узел, показали, что наибольшие колебания в несбалансированной системе наблюдаются с максимальной длиной опор роторного узла, т.е. с минимальной жесткостью.

4) Исследована система на влияние жесткости муфт, удерживающих исследуемый вал. Исследования проведены для варианта установки дисбалансов массой 1 грамм, в фазу 0° (на маховик 4 и 16), при минимальной жесткости опор, на скорости вращения двигателя 2000 об/мин.

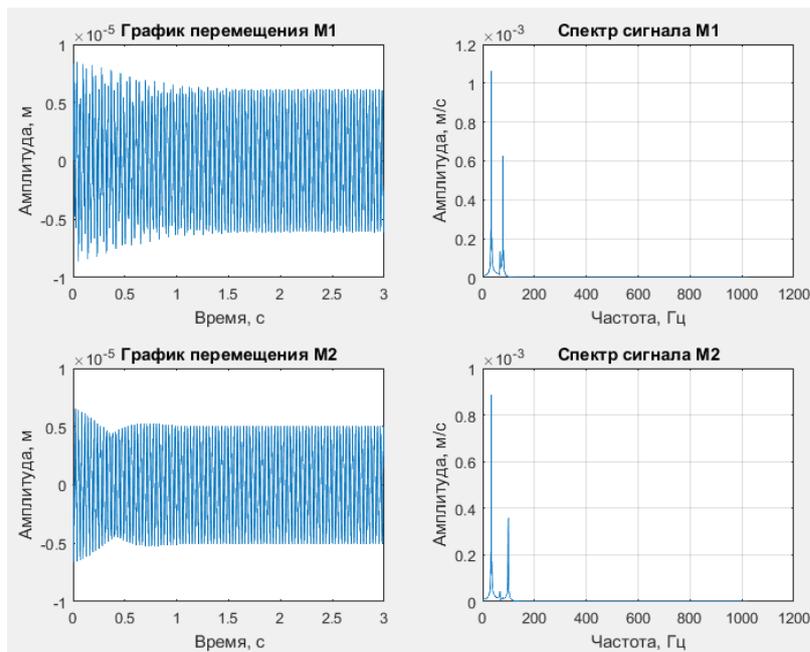


Рисунок 39 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке двух сильфонных муфт

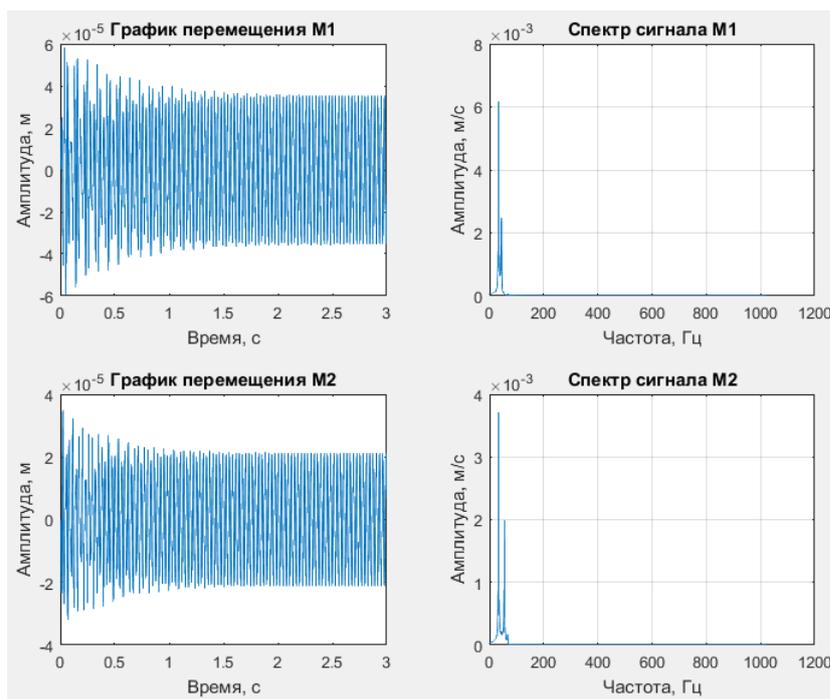


Рисунок 40 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке двух эластомерных муфт

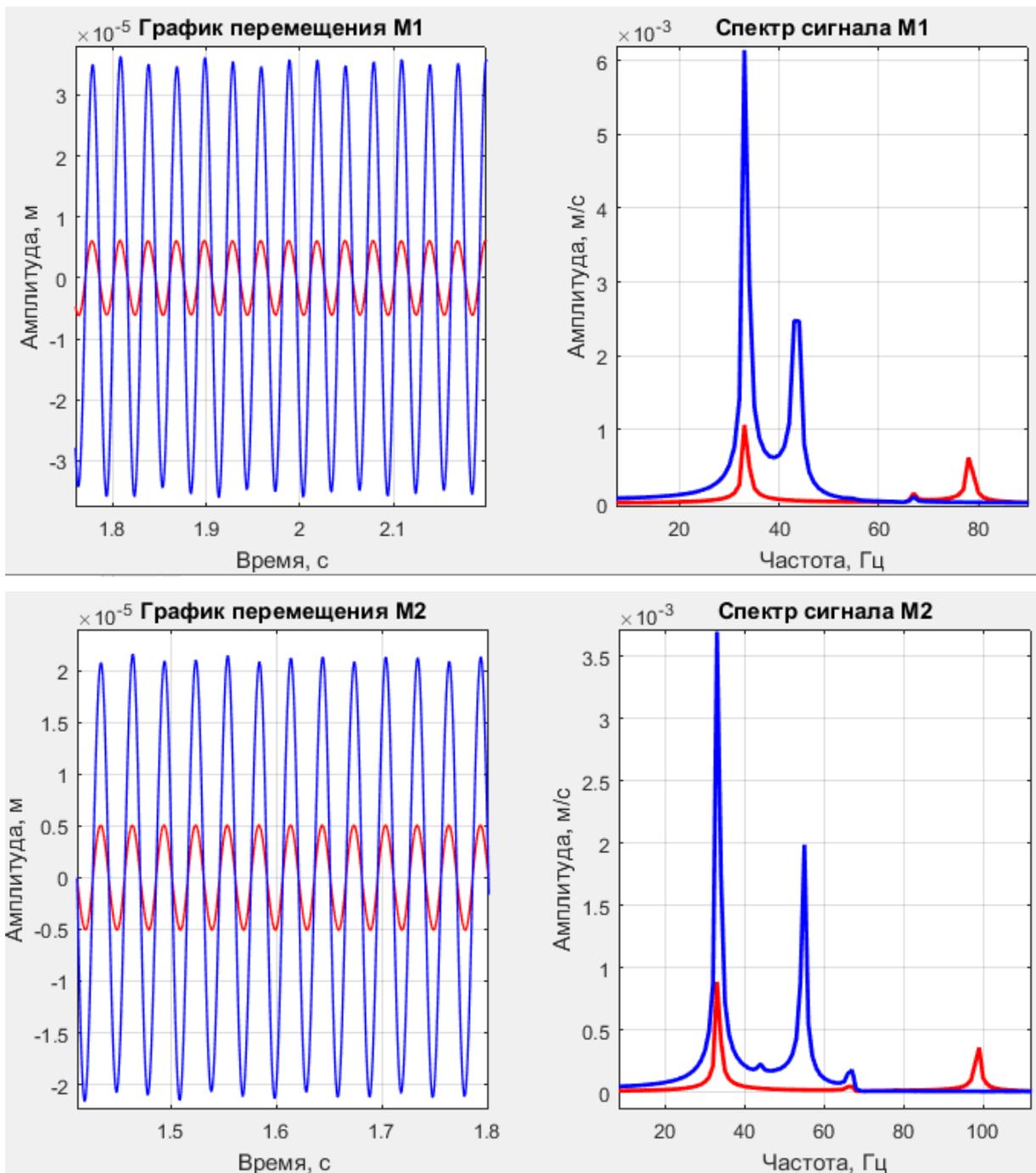


Рисунок 41 – Совмещение зависимостей перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла при установке сильфонных муфт (красный график); эластомерных муфт (синий график)

Таблица 7. Характеристики исследований вибраций опор на влияние жесткости муфт

№	Жесткость муфты ( $c_{\text{сильф.}} = c_{6(19)} = 6,8 \cdot 10^5 /$ $c_{\text{эласт.}} = c_{7(20)} = 1,36 \cdot 10^5$ ), Н/м		Характеристики спектра (пик1, пик2, пик3), (м/с)/Гц					
	$c_{6(7)}$	$c_{19(20)}$	Опора 1			Опора 2		
1	$6,8 \cdot 10^5$	$6,8 \cdot 10^5$	$10,64 \cdot 10^{-4}/33$	$1,352 \cdot 10^{-4}/67$	$6,212 \cdot 10^{-4}/79$	$8,868 \cdot 10^{-4}/33$	$0,441 \cdot 10^{-4}/67$	$3,565 \cdot 10^{-4}/100$
2	$1,36 \cdot 10^5$	$1,36 \cdot 10^5$	$61,43 \cdot 10^{-4}/33$	$24,76 \cdot 10^{-4}/43$		$36,98 \cdot 10^{-4}/33$	$19,86 \cdot 10^{-4}/55$	$1,757 \cdot 10^{-4}/67$

В ходе сравнительного анализа характеристик выше проделанных экспериментов, занесенных в таблицу 7 и сравнительный график 41, было выявлено, что вариант установки эластомерных муфт является наилучшим.

Эластомерные муфты способны уменьшить вибрации, однако муфты с металлическим сильфоном обладают повышенной жесткостью, то есть лучше гасят вибрации в радиальном направлении.

5) Дальнейшие эксперименты направлены на исследование влияния скорости вращения узла на вибрационные характеристики. Исследования проведены для варианта установки дисбалансов массой 1 грамм, в фазу  $0^\circ$  (на маховик 4 и 16), при минимальной жесткости опор, с гибким валом, установленным посредством эластомерных муфт.

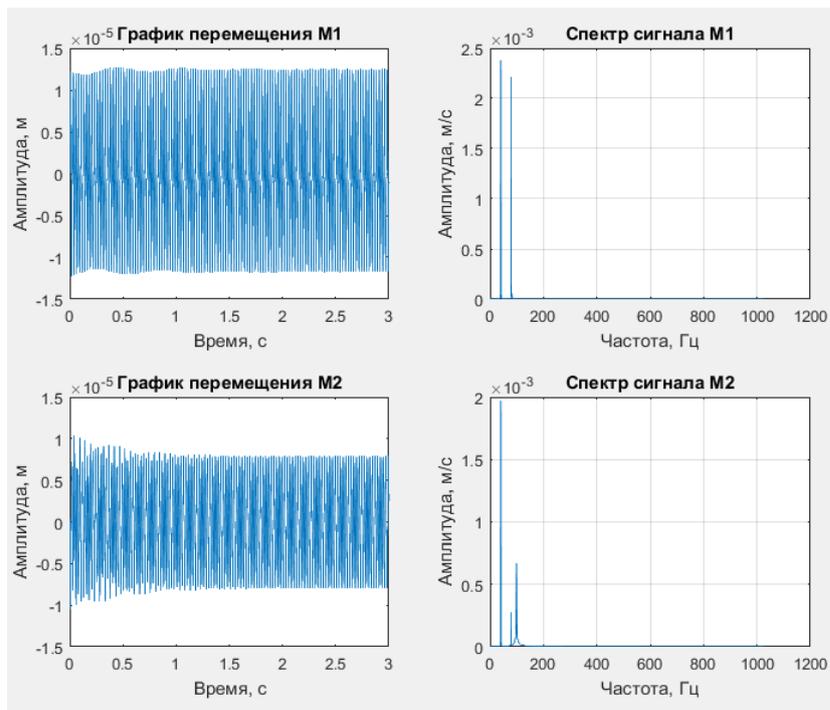


Рисунок 42 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла на частоте вращения 2400 об/мин

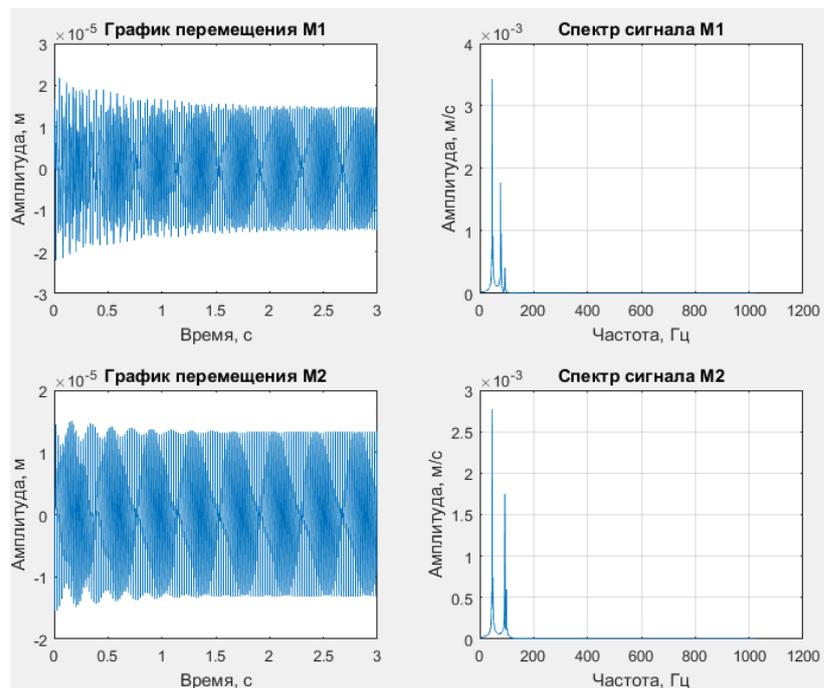


Рисунок 43 – Зависимости перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла на частоте вращения 2800 об/мин

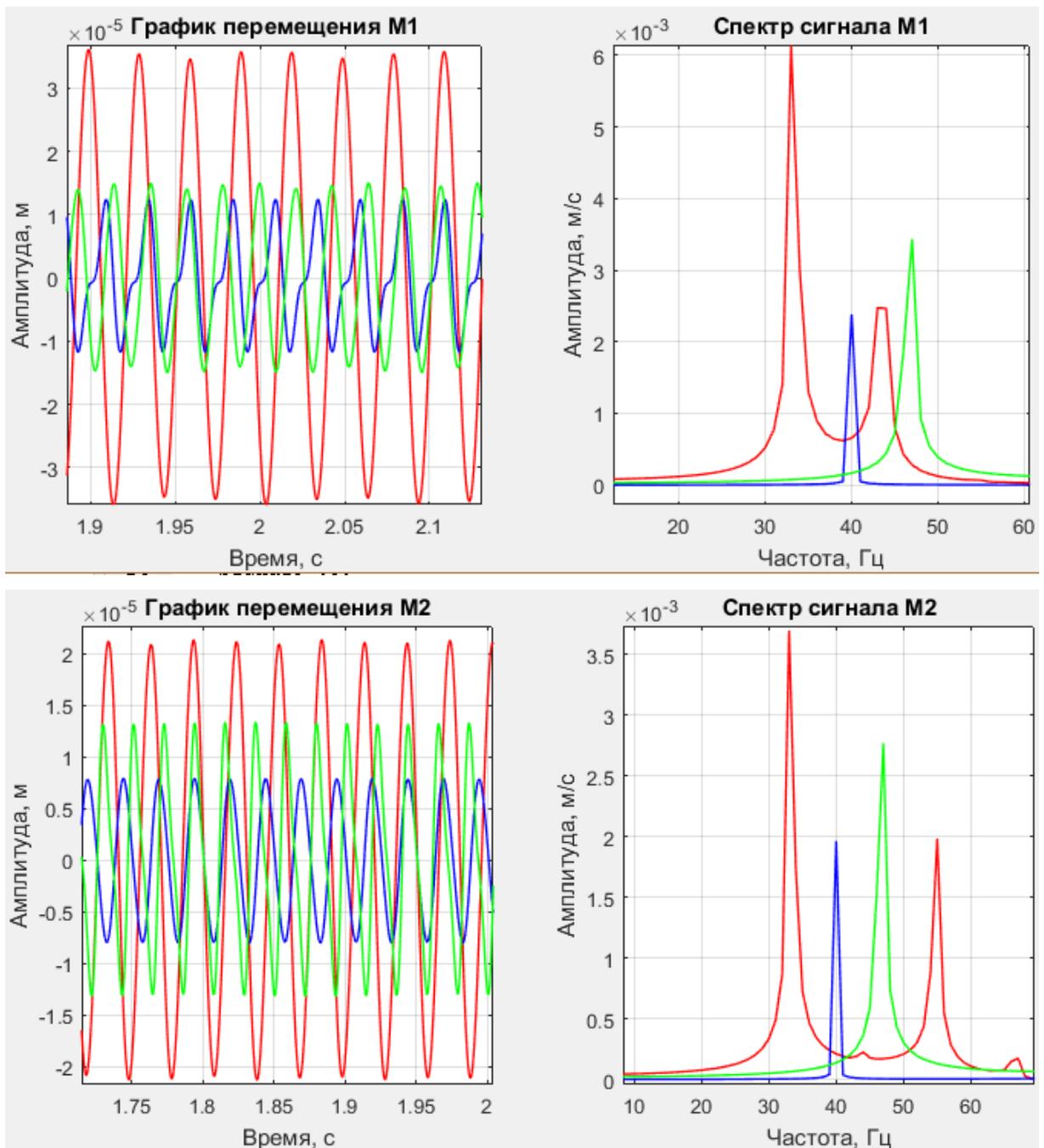


Рисунок 44 – Совмещение зависимостей перемещения от времени и амплитуд скоростей от частоты вращения (спектр) на опорах роторного узла на частоте вращения 2000 об/мин (красный график); 2400 об/мин (синий график); 2800 об/мин (зеленый график)

Таблица 8. Характеристики исследований вибраций опор на влияние частоты вращения

№	Частота вращения двигателя, об/мин.	Характеристики спектра (пик1, пик2, пик3), (м/с)/Гц					
		Опора 1			Опора 2		
1	2000	61,43·10 <sup>-4</sup> /33	24,76·10 <sup>-4</sup> /43		36,98·10 <sup>-4</sup> /33	19,86·10 <sup>-4</sup> /55	1,757·10 <sup>-4</sup> /67
2	2400	23,84·10 <sup>-4</sup> /40	22,06·10 <sup>-4</sup> /80		19,65·10 <sup>-4</sup> /40	2,714·10 <sup>-4</sup> /80	6,741·10 <sup>-4</sup> /100
3	2800	34,36·10 <sup>-4</sup> /47	17,75·10 <sup>-4</sup> /78	4,077·10 <sup>-4</sup> /93	27,7·10 <sup>-4</sup> /47	17,45·10 <sup>-4</sup> /93	

На основании результатов вибрационных характеристик из таблицы 8 и рисунка 44 выявили, что при увеличении частоты вращения гибкого ротора вибрации имеют тенденцию сначала снижаться, а потом увеличиваться, это объясняется тем, что при превышении угловой скорости вращения ротора некоторой критической величины  $\omega_{кр}$  возникает явление самоцентрирования, то есть прогиб уменьшается, центр масс стремится к оси вращения. Эффект самоцентрирования наблюдается при соблюдении неравенства  $\frac{\omega_{раб}}{\omega_{кр}} > 1$ , однако в случае приближения ко второй критической частоте, данное неравенство не соблюдается и вибрации снова увеличиваются, что и отражает 3 эксперимент в таблице 8.

Поскольку к самоцентрированию способны только гибкие валы, то для устройств, работающих на высоких скоростях предпочтительней использовать гибкие валы, работающее в резонансной за критической области. Если вал гибкий, вылет благоприятно влияет на динамику, так как уменьшает критическую скорость и способствует эффекту самоцентрирования. Для жестких валов чрезмерный вылет центра массы может представлять опасность.

Таким образом, в ходе исследования влияния параметров системы на вибрационные характеристики, было выявлено, что максимальные вибрации на опорах роторного узла возникают при установке вала 8 с наименьшей жесткостью (гибкого) посредством эластомерных муфт на роторном узле, одновременном размещении на маховиках 4 и 16 максимальной единичной массы корректирующего груза, а также минимальной жесткости опор (максимальная длина плоской пружины), при вращении двигателя со скоростью 2000 об/мин (в таблице 3 выделены серым цветом). Максимальная амплитуда сигнала виброскорости при установке данных параметров системы составила  $61,43 \cdot 10^{-4}$  м/с, что входит в диапазон допустимых вибраций (2,8 – 7,1 мм/с) по ГОСТ ИСО 10816-1-97 («Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях»), для машин мощностью до 15кВт, в зоне, рассматривающей как непригодную для длительной непрерывной эксплуатации

## 1.7 Разработка конструкции стенда

Предыдущий раздел показал, что минимальные значения параметров системы из выбранного диапазона, представленного в п. 5, соответствуют допустимому уровню вибрации для устройств, предназначенных к испытаниям с кратковременными механическими перегрузками. Для проектирования стенда задались максимальными значениями параметров, что обеспечит запас прочности и жесткости конструктивных элементов, и приведет к снижению уровня вибрации в целях безопасности пользователей стендом.

1) Для реализации нагрузочной части был выбран асинхронный двигатель 1 с короткозамкнутым ротором у компании Siemens серии 1LA7070-2AA, мощностью 0,37 кВт.

2) Система управления, входящая в стенд, состоит из преобразователя частоты, помещенного в силовой шкаф, и панели управления, которая находится на частотном преобразователе в виде электронного пульта.

Частотный преобразователь подобран исходя из мощности двигателя, частоты питающей сети и минимальных габаритов, который был выбран у производителя SIEMENS тип SINAMICS V20, предназначенный для применения, где не требуется точное поддержание скорости асинхронных двигателей. Данный преобразователь имеет габаритные размеры: высота 90 мм, ширина 166 мм, глубина 146 мм.

3) Силовой шкаф был подобран компактных размеров у производителя Schneider Electric, типоразмера NSYS3D3215P, размерами 300x200x150 мм.

4) Для максимально заданного диаметра валов 21 и 23 (14 мм), на который будет устанавливаться один шкив, и зная, диаметр вала двигателя (11 мм), на который будет установлен второй шкив зубчатой ременной передачи 2, определимся с внешним диаметром шкивов, который зададим равным 30 мм. Ширина ремня принята равной 9 мм, и межосевое расстояние между шкивами 200 мм. Далее все остальные параметры зубчатой ременной передачи были рассчитаны в программе ContiTech Suite Beltimpex 7.1 компании ContiTech, которая по исходным данным подобрала шкивы и ремень передачи (см.

результаты расчёта приложение В). Шкив зубчатой ременной передачи был выбран у производителя POGGI типоразмера 32D036009, а зубчатый ремень производства компании ContiTech типа CONTI SYNCHROBELT для малых и средних мощностей.

5) Радиальные подшипники 5 и 10 выбраны серии 63003-2RS1(см. приложение Г) у производителя SKF, исходя из максимальной динамической грузоподъемности, рассчитанной в пункте 2, с запасом. Данные подшипники имеют внутренний диаметр 17 мм, внешний диаметр 35 мм, ширину 14 мм.

б) Корпус подшипника сконструирован разъёмным, состоящим из двух частей, которые скрепляются между собой посредством винтов, а также фланцев по бокам (модель на рис. 45). Форма корпуса, а именно плоские поверхности сверху и по бокам, предусматривает крепление датчиков вибрации по оси Oz и Oy, посредством крепежного магнита, а также имеется резьбовое отверстие на верхней площадке для крепления другого типа вибродатчика (AP2082M-100). Внутренний диаметр корпуса соответствует внешнему диаметру подшипника (35 мм), ширина корпуса составляет 25 мм, что меньше ширины подшипника, с целью установки подшипников через дистанционные втулки, которые обеспечат их фиксацию в осевом направлении.

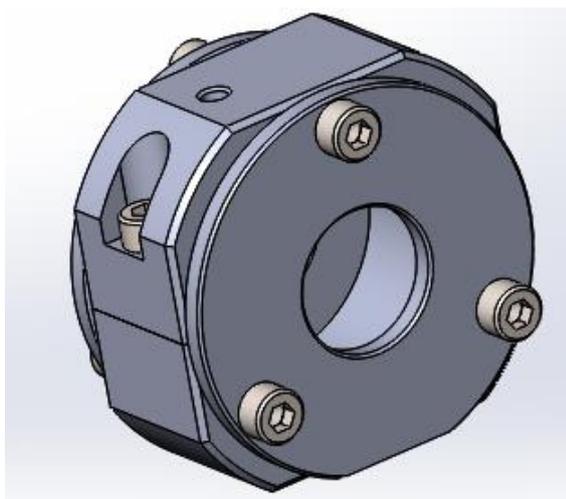


Рисунок 45 – Модель корпуса подшипников

7) Опорные стойки были заимствованы у учебного стенда модели СУ 2013 компании «ДИАМЕХ 2000». Данные стойки служат для восприятия силы

тяжести имитационного ротора и его периодических колебаний ротора, вызванных остаточной неуравновешенностью.

К каждой стойке с обеих сторон приболчены плоские пружины (с максимальным поперечным сечением и длиной, рассчитанным в п.2, пп. 10), которые составляют пружинную систему переменной жёсткости. Верхняя часть пружин соединяется с поперечиной, в центре которой находится корпус с подшипником, куда укладываются цапфы имитатора ротора. Жесткость пружинной системы можно изменять путем перемещения по вертикали клемм с винтовым стопором, зажимая каждую пружину в нужном месте.

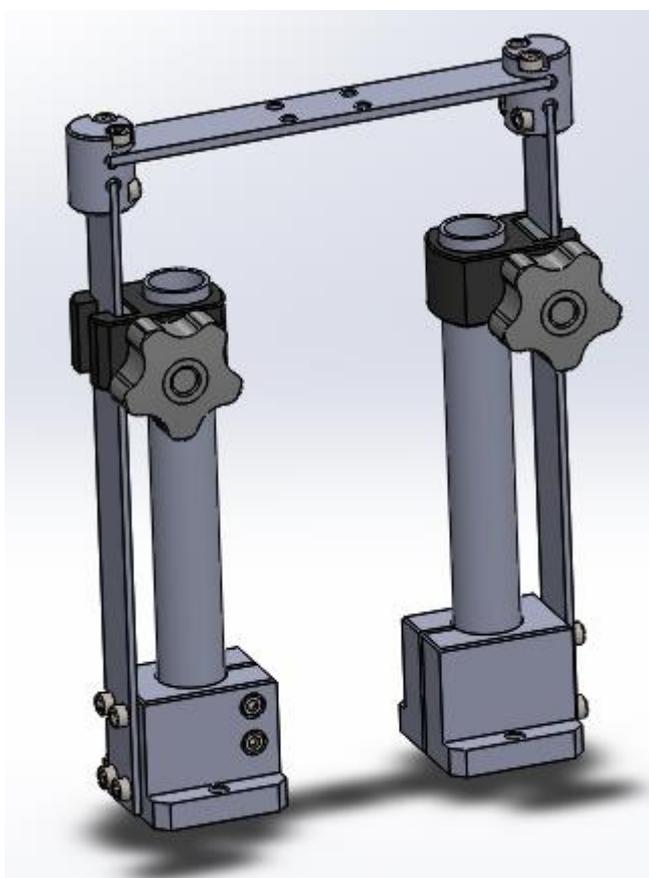


Рисунок 46 – Модель регулируемых опор 3.1 и 3.2 (22.1 и 22.2)

8) На роторном узле, как уже говорилось ранее, насаживаются три стальных диска (маховика 4, 16 и 17), которые имитируют плоскости коррекции (рис.47). Маховик спроектирован с внешним диаметром равным 140 мм и шириной равной 11 мм, с пазом на внешней стороне для крепления линейки, которая позволяет с высокой точностью установить корректирующие грузы. На

внутренней стороне маховиков имеются площадки для установления груза, на радиусе 0,07 м.

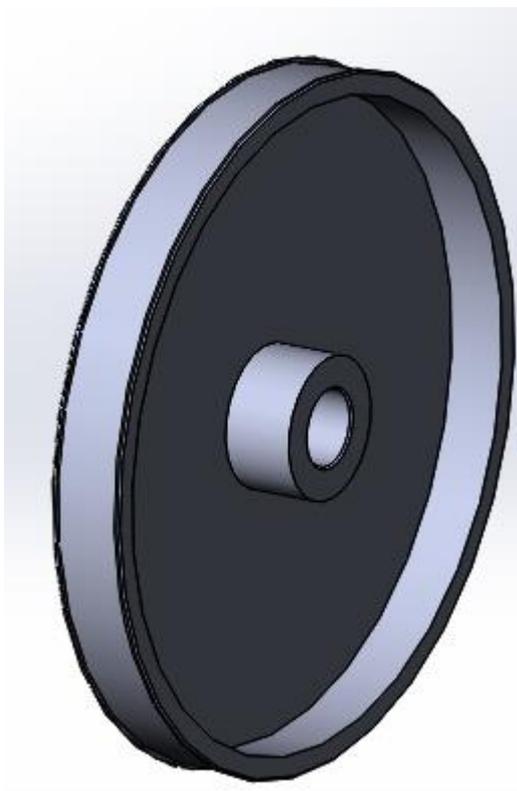


Рисунок 47 – Модель маховиков 4, 16, 17

9) Вал 21 спроектирован из прутка диаметром 14 мм, длиной 220 мм. На валу предусмотрены 4 отверстия под штифты, слева нарезана резьба с пазом, а справа резьба, после которой имеется обнижение диаметра вала. Данные элементы необходимы для разборной конструкции левой части роторного узла (рис. 48), которая собирается следующим образом: шкив ременной передачи устанавливается посредством четырёх штифтов, слева него устанавливается маховик 4 через дистанционную втулку и стягивается стопорной гайкой с шайбой, а справа – также через дистанционные втулки устанавливаются подшипник и маховик 16, и тоже стягивается гайкой. Подшипник устанавливается на вал через зажимную втулку внатяг, корпус на подшипник садится через дистанционные втулки с двух сторон и стягивается фланцами корпуса посредством винтов. Обнижение диаметра вала справа необходимо для установки муфты, соединяющий данную часть узла с исследуемым валом.

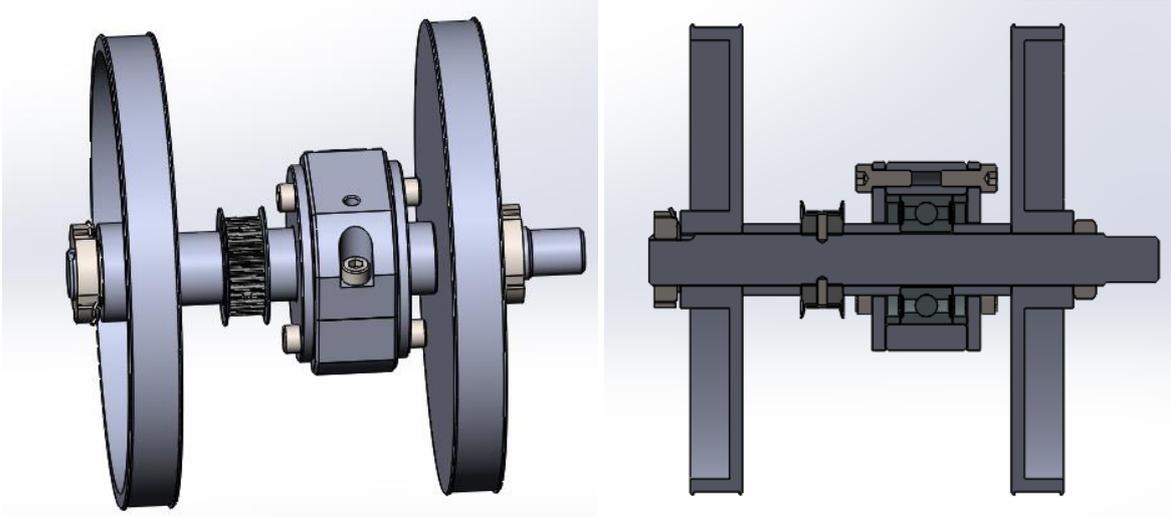


Рисунок 48 – Модель левой части роторного узла и его разрез

10) Вал 23 спроектирован из прутка диаметром 14 мм, длиной 120 мм. На валу слева имеется обнижение диаметра с последующим участком с резьбой, справа имеется центровое резьбовое отверстие. Данные элементы необходимы для разборной конструкции правой части роторного узла (рис. 49), которая собирается следующим образом: справа на вал 23 устанавливается подшипник через зажимную втулку внатяг, который фиксируется справа винтом, а слева через дистанционную втулку на вал садится маховик 17, который стягивается с остальной конструкцией посредством гайки. Корпус на подшипник садится через дистанционные втулки с двух сторон и стягивается фланцами корпуса посредством винтов. Обнижение диаметра вала слева необходимо для установки муфт, соединяющий данную часть узла с исследуемым валом.

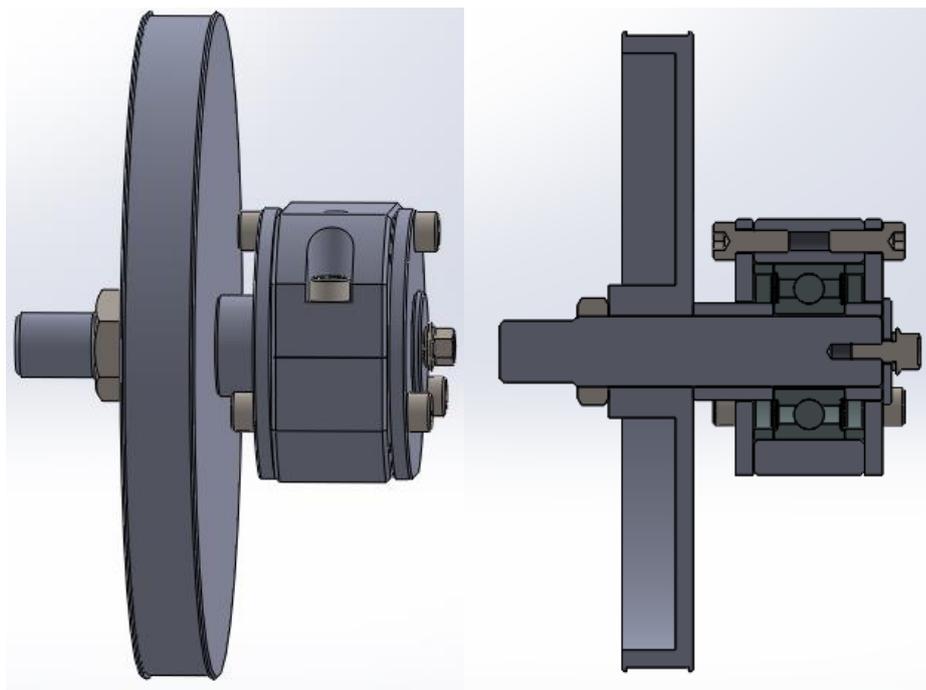


Рисунок 49 – Модель правой части роторного узла и его разрез

11) Жесткий вал 8 выполнен из трубы с внешним диаметром равным 16 мм и толщиной стенки 2,2 мм, площадь поперечного сечения которой равна площади сечения прутка, максимального диаметра, рассчитанного в п.2 пп.5.

12) Гибкий вал 9 спроектирован по расчетам в пункте 2 (рис. 50), однако, поскольку диаметр его слишком мал, то необходимо обеспечить на нем места для установки его на узел. С заданной целью была создана конструкция, представляющая собой металлический стержень круглого сечения с утолщенными концами, на которых выполнены присоединительные элементы (цапфы), с галтелью большого радиуса, которая способствует снижению концентрации напряжений.

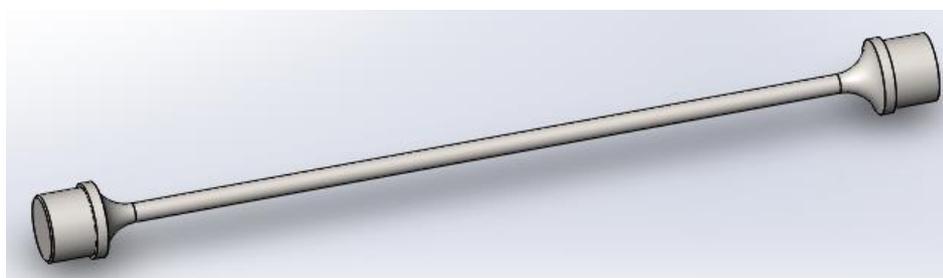


Рисунок 50– Модель гибкого вала 9

13) В данном стенде применяются два вида муфт, сильфонная и эластомерная. Данные муфты выбирались у немецкого производителя R+W, с

видом крепления посредством зажимных втулок. Выбор осуществлялся по максимальному крутящему моменту, которые могут испытывать муфты. Поскольку при расчете крутящих моментов в п.2 было определено, что максимальный крутящий момент с коэффициентом запаса составляет 53 Н·м, то были выбраны муфты с номинальным крутящим моментом 60 Н·м. Таким образом, были выбраны муфты типоразмеров EKL/60/A и VKL/60/79 эластомерной и сильфонной муфт соответственно (см. документацию в приложении Д).

14) Все подобранные комплектующие необходимо расположить на основании, которое обеспечило бы удобный монтаж роторного узла, а также перемещение его по оси Oх, с целью замены исследуемых валов, которые могут обладать различной длиной. Для указанных критериев основание станда выбрано из каталога производителя Item. В качестве основания выбран алюминиевый профильный прокат (рис.51), типоразмера 8 160x28, который имеет достаточную прочность и жесткость. Конструкция такого типа обеспечит удобное крепление и установку узлов и комплектующих станда за счет пазов в данном профиле.

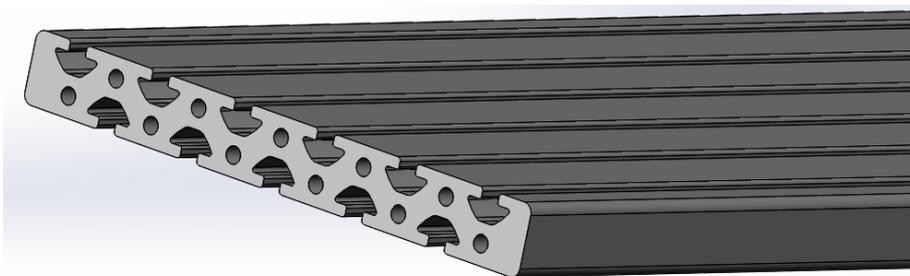


Рисунок 51 – Модель основания из алюминиевого профиля

15) Так же, из каталога Item были выбраны шарнирные опоры для основания, которые обладают высокой грузоподъемностью, типоразмером D40, M8x60. Данные опоры имеют в основании плотную резиновую подушку, которая служит для предотвращения распространения вибраций на поверхность размещения станда.

16) Для установки опор роторного узла на основание используются соединительные элементы, устанавливаемые в пазы профиля – закладные гайки (Профиль St) 8 М6 (рис.52).

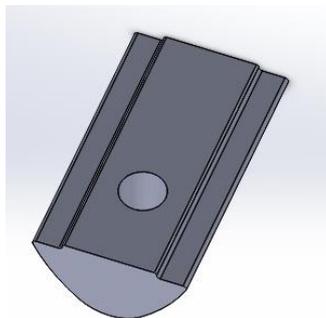


Рисунок 52 – Модель соединительного элемента – закладные гайки (Профиль St) 8 М6

17) Для переноски станда с торцевых сторон основания устанавливаются ручки серии PI 120 М6 РА, выбранные из каталога Item.

Спроектировав и выбрав все компоненты, была разработана конструкция электромеханического станда в программе SolidWorks, представленная на рисунке 53.

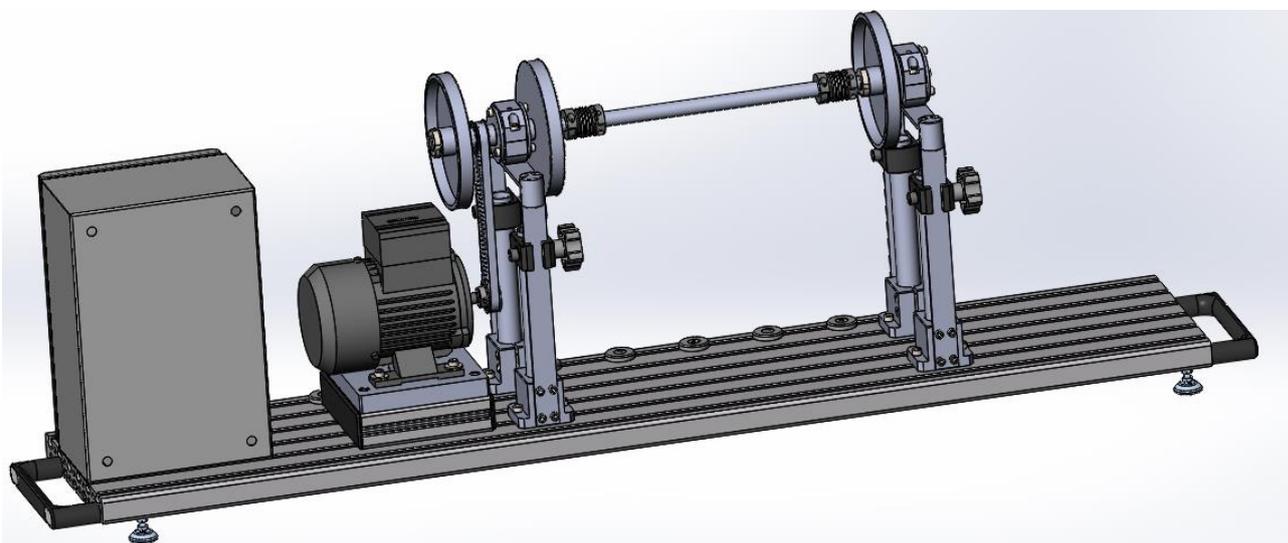


Рисунок 53 – Модель конструкции электромеханического станда

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
8НМ71	Кривошеева Евгения Алексеевна

<b>Институт</b>	<b>ИШНПТ</b>	<b>Кафедра</b>	<b>ОМ</b>
Уровень образования	магистратура	Направление/специальность	15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

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

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	<i>Рассчитана общая стоимость всех ресурсов научного исследования, которая составила 549254,8 рублей (с учетом материальных затрат, затрат на специальное оборудование, затраты по заработной плате исполнителей проекта и т.д.).</i>
---	---

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. <i>Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	<i>Составлен календарный план НИ. Рассчитаны затраты НИ.</i>
2. <i>Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования</i>	<i>С позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения было рассмотрено три вида исполнения системы и выбрано наиболее выгодное.</i>

**Перечень графического материала:**

1. *Оценка конкурентоспособности технических решений*
2. *Матрица SWOT*
3. *График проведения и бюджет НИ*
4. *Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НИ*

**Дата выдачи задания для раздела по линейному графику**

**Задание выдал консультант:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Доцент отделения социально-гуманитарных наук	Подопригора Игнат Валерьевич	Кандидат экономических наук		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
8НМ71	Кривошеева Евгения Алексеевна		

## **2. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение**

### **2.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности**

#### **2.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования**

Балансировочные станки принадлежат к категории дорогостоящего оборудования, содержать которое на своем балансе могут себе позволить только крупные предприятия. Само собой, ремонт и эксплуатация балансировочного станка - трудоемкий и ответственный процесс, требующий твердой технической основы и огромного запаса знаний и опыта. Обучение балансировке на испытательном стенде позволит выполнять работы правильно и безопасно, как для оборудования, так и для персонала, а также позволит дать слушателям расширенные знания о балансировке роторов различной конфигурации.

Потенциальными потребителями результатов исследования являются коммерческие организации, в которых ведётся производство электродвигателей, турбокомпрессоров, газовых и паровых турбин, генераторов и т.д. На данных предприятиях для производства вращающихся узлов изделий необходима неотъемлемая операция балансировки, которая предназначена для снижения вибраций и прочих нагрузок. Также к потребителям данной разработки можно отнести центры, занимающиеся образовательными программами подготовки и повышения квалификации специалистов в области балансировки и вибродиагностики.

В таблице 9 приведены основные сегменты рынка, которые могут быть заинтересованы в приобретении данного стенда, по следующим критериям: размер компании-заказчика и направление деятельности. Анализ рынка проводился на основе следующих компаний: ШЕНК РоТек ГмбХ (SCHENCK RoTec GmbH) (крупная компания), ООО «ДИАМЕХ 2000» (средняя компания), ООО «ТриБоСС» (мелкая компания).

Таблица 9 – Карта сегментирования рынка

		Направление диагностики			
		Балансировка различных конфигураций роторов	Моделирование дефектов опорной системы ротора	Диагностика подшипников (различных опор ротора)	Диагностика соединяющих элементов двух соосных валов
Размер компании	Мелкая	+	+	+	+
	Средняя	+	+	+	–
	Крупная	+	–	+	–

В приведенной карте сегментирования показано, какие направления в балансировочных установках не заняты конкурентами. Согласно данной карте можно выбрать следующие сегменты рынка: моделирования дефектов опорной системы и диагностика соединяющих элементов двух валов.

### 2.1.2 Анализ конкурентных технических решений

Анализ конкурирующих разработок, существующих на рынке, необходимо проводить систематически, поскольку рынки пребывают в постоянном движении. Конкуренция служит важнейшим способом повышения эффективности, как целой экономической системы, так и всех ее звеньев. Такой анализ помогает вносить коррективы в научное исследование, чтобы успешнее противостоять своим соперникам.

Данный анализ проводится с помощью оценочной карты (таблица 10), в которой рассматриваются разработанное и два конкурирующих устройства (учебный стенды модели СУ2013 компании «ДИАМЕХ 2000» и «ПРОТОНСтенд» компании «Балтех»).

Таблица 10 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес	Баллы			Конкурентоспособность		
		Разрабатываемый стенд	Конкурентный стенд 1	Конкурентный стенд 2	Разрабатываемый стенд	Конкурентный стенд 1	Конкурентный стенд 2
<b>Технические критерии оценки ресурсоэффективности</b>							
Удобство и простота в эксплуатации	0,1	5	5	5	0,5	0,5	0,5
Надежность	0,1	5	5	5	0,5	0,5	0,5
Безопасность	0,15	4	4	4	0,6	0,6	0,6
Модульность конструкции	0,15	5	4	1	0,75	0,6	0,15
Многооперационность	0,2	5	3	1	1,0	0,6	0,2
Возможность подключения в сеть ЭВМ	0,05	5	5	5	0,25	0,25	0,25
<b>Экономические критерии оценки ресурсоэффективности</b>							
Конкурентоспособность	0,05	5	4	2	0,25	0,2	0,1
Уровень проникновения на рынок	0,1	4	3	5	0,4	0,3	0,5
Цена	0,1	5	3	4	0,5	0,3	0,4
Итого	1	43	36	32	4,75	3,85	3,2

По результатам оценочной карты можно убедиться, что в сравнении с конкурирующими устройствами разработанное устройство является эффективней по техническим и экономическим критериям. Конкурентными преимуществами разработки являются: модульность конструкции,

многооперационность, низкая цена и как следствие высокая конкурентоспособность.

### 2.1.3 SWOT – анализ

SWOT-анализ – представляет собой комплексный анализ научно-исследовательского проекта. Такой метод применяют для исследования внутренней и внешней среды проекта.

Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон, возможностей и угроз для реализации проекта (таблица 11).

Таблица 11– Матрица SWOT

	Сильные стороны:	Слабые стороны:
Внутренняя среда	<p>С1.Взаимоотношения с потребителями</p> <p>С2.Простота использования</p> <p>С3.Возможность создания конфигураций и соединений реальных узлов, действующих в технических системах.</p> <p>С4.Востребованность рынка в данном оборудовании</p> <p>С5.Использование комплектующих мировых лидеров.</p>	<p>Сл1. Угроза со стороны крупных зарубежных компаний.</p> <p>Сл2. Единичное (мелкосерийное) производство.</p> <p>Сл3. Слабая маркетинговая политика.</p> <p>Сл4. Высокая стоимость по сравнению с отечественными аналогами, ввиду применения импортных комплектующих.</p> <p>Сл5.Полная зависимость от</p>

		импортных комплектующих.
Внешняя среда	<p>Возможности:</p> <p>В1.Взаимоотношения с поставщиками комплектующих деталей</p> <p>В2.Возможность быстрого роста и развития</p> <p>В3.Повышение стоимости конкурентных разработок</p> <p>В4.Использование инновационной инфраструктуры ТПУ</p> <p>В5.Программа по импортозамещению</p>	<p>Угрозы:</p> <p>У1.Отсутствие потребности в разработке</p> <p>У2.Увеличение конкуренции</p> <p>У3.Введение ограничений на ввоз импортной продукции на территорию РФ</p> <p>У4.Нестабильное финансирование</p>

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. В рамках данного этапа необходимо построить интерактивные матрицы проекта (таблицы 12,13, 14, 15).

Таблица 12 – Интерактивная матрица для сильных сторон и возможностей

Сильные стороны						
		C1	C2	C3	C4	C5
	B1	–	–	0	0	0
	B2	+	0	+	+	+

Возможности	В3	–	–	–	–	–
	В4	–	–	–	+	0
	В5	–	–	–	+	0

Таблица 13 – Интерактивная матрица для слабых сторон и возможностей

Слабые стороны						
Возможности		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4	Сл5
	В1	0	0	0	+	+
	В2	–	0	–	–	–
	В3	–	–	–	–	–
	В4	–	–	–	+	–
	В5	–	–	0	+	+

Таблица 14 – Интерактивная матрица для сильных сторон и угроз

Сильные стороны						
Угрозы		С1	С2	С3	С4	С5
	У1	–	0	+	0	0
	У2	0	+	–	–	+
	У3	0	0	0	0	0
	У4	–	0	0	+	–

Таблица 15 – Интерактивная матрица для слабых сторон и угроз

Слабые стороны						
Угрозы		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4	Сл5
	У1	0	–	+	0	–
	У2	+	0	+	+	–
	У3	0	0	0	0	+
	У4	+	+	+	–	–

На третьем этапе составлена итоговая матрица SWOT-анализа (таблица 16).

Таблица 16 – Итоговая таблица SWOT-анализа

	Сильные стороны:	Слабые стороны:
	<p>С1.Взаимоотношения с потребителями</p> <p>С2.Простота использования</p> <p>С3.Возможность создания конфигураций и соединений реальных узлов, действующих в технических системах.</p> <p>С4.Востребованность рынка в данном оборудовании</p> <p>С5.Использование комплектующих мировых лидеров.</p>	<p>Сл1. Угроза со стороны крупных зарубежных компаний.</p> <p>Сл2. Единичное (мелкосерийное) производство.</p> <p>Сл3. Слабая маркетинговая политика.</p> <p>Сл4. Высокая стоимость по сравнению с отечественными аналогами, ввиду применения импортных комплектующих.</p> <p>Сл5.Полная зависимость от импортных комплектующих.</p>
<p>Возможности:</p> <p>В1.Взаимоотношения с поставщиками комплектующих деталей</p>	<p>На основании продуктивных взаимовыгодных отношений с потребителями можно</p>	<p>Взаимоотношения с поставщиками комплектующих деталей может упростить приобретение деталей</p>

<p>В2.Возможность быстрого роста и развития</p> <p>В3.Повышение стоимости конкурентных разработок</p> <p>В4.Использование инновационной инфраструктуры ТПУ</p> <p>В5.Программа по импортозамещению</p>	<p>добиться развития и роста как проекта, так и компании. Также стремительное развитие проекта может быть достигнуто благодаря возможности создания конфигураций и соединений реальных узлов, что может заинтересовать компании, занимающиеся производством данных узлов, а также востребованность рынка в данном оборудовании и использование комплектующих мировых лидеров.</p>	<p>для установки и сэкономить часть финансовых средств.</p> <p>Использование инновационной инфраструктуры ТПУ, а также программа по импортозамещению может привести к снижению себестоимости стенда.</p>
<p>Угрозы:</p> <p>У1.Отсутствие потребности в разработке</p> <p>У2.Увеличение конкуренции</p>	<p>Взаимоотношения с потребителями и возможность создания конфигураций и соединений реальных узлов могут избавить от угрозы</p>	<p>Слабая маркетинговая политика, угроза со стороны крупных зарубежных компаний, полная зависимость от</p>

У3.Введение ограничений на ввоз импортной продукции на территорию РФ	отсутствия потребности в устройстве и угрозы переманивания конкурентами.	импортных комплектующих и высокая стоимость по сравнению с отечественными аналогами
У4.Нестабильное финансирование	Востребованность рынка в данном оборудовании может привести к большому количеству заказов и компенсировать недостаток финансирования проекта.	может повлечь за собой снижение спроса на разработку и как следствие приведет к нестабильному финансированию.

## 2.2 Планирование научно-исследовательских работ

### 2.2.1 Структура работ в рамках научного исследования

В реализации данного проекта участвовало два исполнителя – руководитель (Р) и студент-дипломник (СД). Разделение выполнения данного проекта на этапы представлено в таблице 17.

Таблица 17 – Перечень этапов, работ и распределение обязанностей между участниками проекта

Основные этапы	№ раб.	Содержание работы	Должность исполнителя	Загрузка
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Р	100%
Выбор направления исследования	2	Изучение исходных данных и материалов по тематике	СД	100%
	3	Проведение обзора существующих решений	СД	100%

	4	Календарное планирование работ	Р, СД	50% / 50%
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Разработка принципиальной схемы	Р, СД	50% / 50%
	6	Выполнение расчетов	СД	100%
	7	Построение модели стенда	СД	100%
	8	Разработка математической модели	Р, СД	50% / 50%
Проведение ОКР				
Разработка технологической документации	9	Разработка чертежей	СД	100%
	10	Исследование математической модели	СД	100%
Оформление отчёта	11	Составление пояснительной записки	СД	100%

### 2.2.2 Разработка графика проведения научного исследования

Для удобства построения диаграммы Гранта, которая представляет ленточный график работ, представленных отрезками во времени, необходимо перевести длительность каждого из этапов работ из рабочих дней в календарные дни. Для этого необходимо рассчитать коэффициент календарности по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} = \frac{365}{365 - 118} = 1,48 ,$$

где  $T_{\text{кал}}$  – количество календарных дней в году,  $T_{\text{вых}}$  – количество выходных дней в году,  $T_{\text{пр}}$  – количество праздничных дней в году.

Ниже приведен пример расчёта временных показателей проведения научного исследования для первого этапа работы, остальные выполняются аналогично.

Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоёмкости  $t_{\text{ож}i}$  используется следующая формула:

$$t_{ожi} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5},$$

где  $t_{ожi}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения  $i$ -ой работы чел.-дн.;

$t_{mini}$  – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

$t_{maxi}$  – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн (так как исполнители работали одновременно, то минимально и максимально возможную, а также ожидаемую трудоёмкость учитываем общими для исполнителей).

$$t_{ож1} = \frac{3t_{min1} + 2t_{max1}}{5} = \frac{3 \cdot 1 + 2 \cdot 3}{5} = 1,8 \text{ чел. -дней.}$$

Определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях

$$T_{pi} = \frac{t_{ожi}}{Ч_i},$$

где  $Ч_i$  – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

$$T_{p1} = \frac{t_{ож1}}{Ч_1} = \frac{1,8}{1} = 1,8.$$

Длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни по формуле:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{кал},$$

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

$$T_{k1} = T_{p1} \cdot k_{кал} = 1,8 \cdot 1,48 \approx 3.$$

Все рассчитанные значения сведены в таблицу 18.

Таблица 18. Временные показатели проведения научного исследования

№ раб.	Исполнители	Трудоёмкость работ			Длительность работ в	Длительность работ в календар-
		$t_{min}$ , чел.-дни	$t_{max}$ , чел.-дни	$t_{ож}$ , чел.-дни		

					рабочих дней $T_{pi}$	ных дней $T_{ki}$
1	Р	1	3	1,8	1,8	3
2	СД	7	10	8,2	8,2	12
3	СД	14	21	16,8	16,8	25
4	Р, СД	1	3	1,8	0,9	1
5	Р, СД	7	14	9,8	4,9	7
6	СД	14	21	16,8	16,8	25
7	СД	21	28	23,8	23,8	35
8	Р, СД	14	21	16,8	8,4	12
9	СД	1	3	1,8	1,8	3
10	СД	14	21	16,8	16,8	25
11	СД	14	18	15,6	15,6	23
Итого						171

На основе таблицы 18 построим план-график работ (таблица 19). График строится по длительности исполнения работ в рамках научно-исследовательского проекта с разбивкой по месяцам и декадам (10 дней) за период времени дипломирования.

Таблица 19 – Календарный план-график проведения ВКР

№ раб.	Вид работ	Исп- ли	$T_{ki}$ , кал. дн.	Продолжительность выполнения работ															
				январь			февраль			март			апрель			май			июнь
				3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1		
1	Составление и утверждение технического задания	Р	3																
2	Изучение исходных данных и материалов по тематике	СД	12																
3	Проведение обзора существующих решений	СД	25																

4	Календарное планирование работ	Р, СД	1																	
5	Разработка принципиальной схемы	Р, СД	7																	
6	Выполнение расчетов	СД	25																	
7	Построение модели стенда	СД	35																	
8	Разработка математической модели	Р, СД	12																	
9	Разработка чертежей	СД	3																	
10	Исследование математической модели	СД	25																	
11	Составление пояснительной записки	СД	23																	



- студент-дипломник,



- руководитель.

### 2.2.3 Расчет материальных затрат НТИ

Данный пункт включает стоимость всех материалов, используемых при разработке проекта. В таблице 20 приведены материальные затраты, потраченные на сбор макета устройства.

Таблица 20 – Материальные затраты

Наименование	Ед. измерения	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы, руб.
Профиль 8 240x28, natural L=1200	шт.	1	5000	5000
Шарнирная опора D30 M6x45	шт.	6	550	3300

Электродвигатель Siemens 1LE1002- 0BA32-2AA4	шт.	1	10000	10000
Преобразователь частоты Micromaster 420	шт.	1	18500	18500
Металлический шкаф Shneider Electric	шт.	1	4000	4000
Зубчатый шкив HTD под расточку 32d032009	шт.	2	1050	2100
Ремень CONTI HTD SYNCHROBELT	шт.	1	500	500
Подшипники качения SKF	шт.	6	900	5400
Сильфонная муфта серии BKL	шт.	2	1500	3000
Эластомерная муфта серии EKL	шт.	2	1500	3000
Валы SKF	шт.	3	200	600
Устройство зажима вала "TRUEROUND"	шт.	4	300	1200
Лепестковая поворотная ручка Lobe knobs	шт.	4	200	800
Стойки	шт.	4	1500	6000
Крепежные элементы				5000
Итого:				68400

#### **2.2.4 Расчет затрат на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ**

В данном пункте учитываются затраты, связанные с приобретением специального оборудования (приборов, контрольно-измерительной аппаратуры, стендов, устройств и механизмов), необходимого для проведения работ по данному проекту. Все приобретенное спецоборудование и оборудование, имеющееся в организации и используемое для сбора устройства, приведено в таблице 21.

Таблица 21 – Расчет бюджета затрат на приобретение спецоборудования для научных работ

Наименование	Количество	Цена единицы оборудования	Стоимость
Анализатор вибрации АГАТ-М, Балансировочный прибор	1	327600	327600
Вибропреобразователь общего назначения «АР2082М-100»	2	58500	117000
Набор инструментов Gigant 131	1	13800	13800
Итого:			458400

#### **2.2.5 Основная заработная плата исполнителей темы**

Основная заработная плата руководителя рассчитывается на основании отраслевой оплаты труда. Отраслевая система оплаты труда в ТПУ предполагает следующий состав заработной платы:

1) оклад – определяется предприятием. В ТПУ оклады распределены в соответствии с занимаемыми должностями;

2) стимулирующие выплаты – устанавливаются руководителем подразделений за эффективный труд, выполнение дополнительных обязанностей и т.д.

3) иные выплаты; районный коэффициент.

Расчет основной заработной платы сводится в таблице 14.

Таблица 22 – Расчет основной заработной платы

Исполнитель	Тарифная заработная плата	Районный коэффициент	Месячный должностной оклад работника	Среднедневная заработная плата	Продолжительность работ	Заработная плата основная
Руководитель	26300	1,3	34190	1139	12	13668
Студент	1906	1,3	-	-	-	2477,8
Итого:						16145,8

### 2.2.6 Дополнительная заработная плата исполнительской системы

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций (при исполнении государственных и общественных обязанностей, при совмещении работы с обучением, при предоставлении ежегодного оплачиваемого отпуска и т.д.).

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{\text{допР}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}},$$

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

$$Z_{\text{допР}} = 0,15 \cdot 13668 = 2050 \text{ рублей.}$$

### 2.2.7 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}),$$

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

На 2017 г. в соответствии с положением ст.58.2 закона №212-ФЗ установлены следующие тарифы страховых взносов: ПФР - 0,22 (22%), ФСС РФ – 0,029 (2,9%), ФФОМС – 0,051 (5,1%).

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 23.

Таблица 23 – Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата	Дополнительная заработная плата
Руководитель проекта	13668	2050
Студент-дипломник	2477,8	–
Коэффициент отчисления во внебюджетные фонды, %	27,1	27,1
Итого:	3704	555

### 2.2.8 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Определение бюджета на научно-исследовательский проект приведено в таблице 24.

Таблица 24 – Расчёт бюджета затрат НИИ

Наименование статьи	Сумма, руб.
1. Материальные затраты	68400
2. Затраты на специальное оборудование	458400
3. Затраты по основной заработной плате исполнителей проекта	16145,8
4. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей проекта	2050
5. Отчисления во внебюджетные фонды	4259
Бюджет затрат НИИ	549254,8

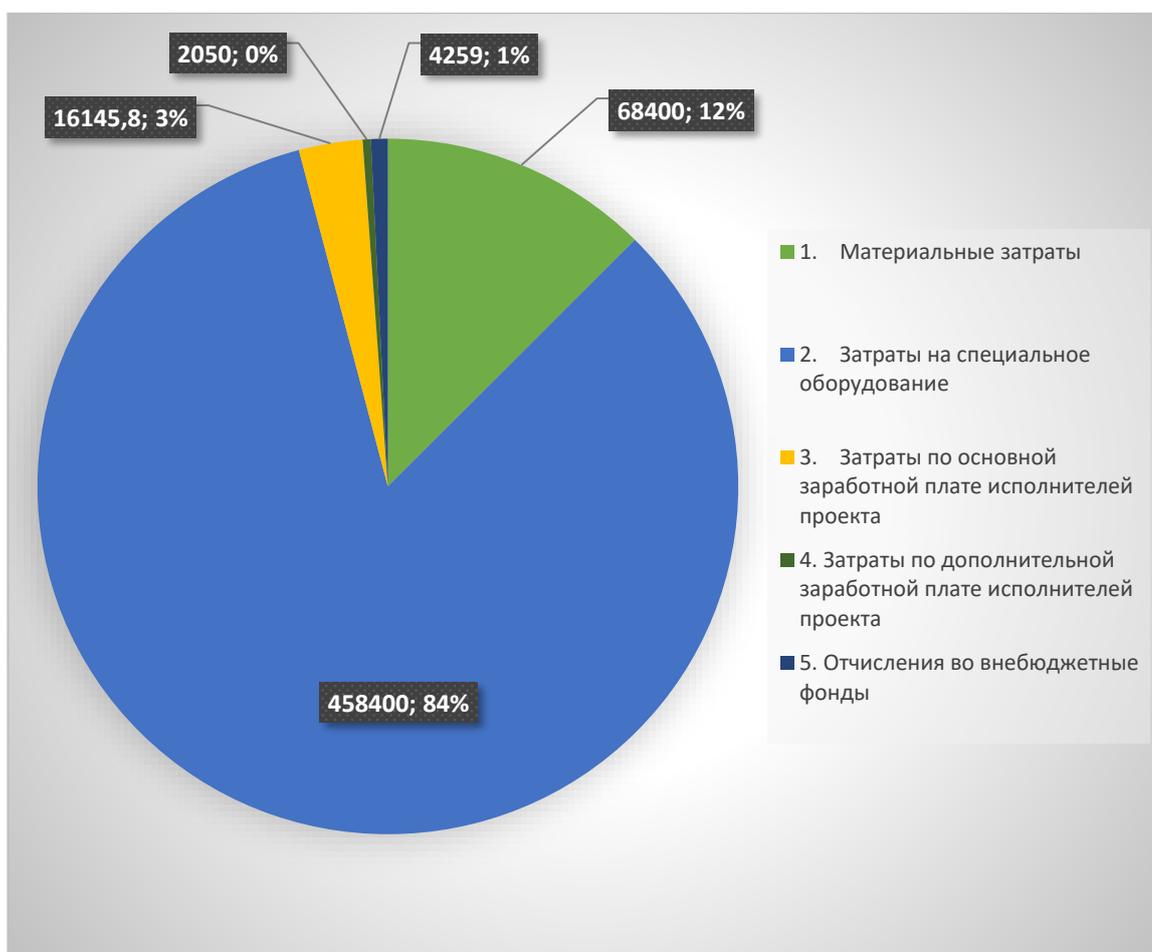


Рисунок 46 – Диаграмма бюджета затрат НТИ

Расчёт бюджета затрат НТИ, представленный в виде диаграммы, показал, что наибольшими затратами являются затраты на специальное оборудование. Так как данное оборудование может обслуживать множество разрабатываемых установок, то в себестоимости продукции можно учесть лишь часть данной статьи, что значительно сократит затраты на устройство.

### 2.2.9 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный показатель финансовой эффективности научного исследования получают в ходе оценки бюджета затрат трех (или более) вариантов исполнения научного исследования.

Рассмотрим ещё два варианта исполнения проекта. В первом варианте заменим управление стендом с электронного пульта на механический, а во втором – с управлением от ПК, разработав программное обеспечение, с помощью которого возможно управлять двигателем, регистрировать и обрабатывать данные с виброанализатора.

Ниже приведен пример расчета интегральных показателей эффективности научного исследования для первого исполнения, для остальных расчёт выполняется аналогично.

Для разработанного варианта исполнения макета и двух вариантов, рассмотренных выше, определим интегральный финансовый показатель разработки по формуле:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}},$$

где  $I_{\text{финр}}^{\text{исп}i}$  – интегральный финансовый показатель разработки;  $\Phi_{pi}$  – стоимость  $i$ -го варианта исполнения;  $\Phi_{\text{max}}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта.

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп}1} = \frac{\Phi_{p1}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{549254,8}{641937,8} = 0,856,$$

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i,$$

где  $I_{pi}$  – интегральный показатель ресурсоэффективности для  $i$ -го варианта исполнения разработки;  $a_i$  – весовой коэффициент  $i$ -го варианта исполнения разработки;  $b_i$  – балльная оценка  $i$ -го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания.

$$I_{p1} = 0,15 * 4 + 0,2 * 5 + 0,2 * 5 + 0,15 * 5 + 0,15 * 4 + 0,15 * 5 = 4,7.$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ( $I_{испi}$ ) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{исп1} = \frac{I_{р-исп1}}{I_{финр}}, I_{исп2} = \frac{I_{р-исп2}}{I_{финр}} \text{ и т.д.}$$

$$I_{исп1} = \frac{I_{р-исп1}}{I_{финр}} = \frac{4,7}{0,856} = 5,49$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта ( $\mathcal{E}_{ср}$ ):

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{исп1}}{I_{исп2}}$$

$$\mathcal{E}_{ср1} = \frac{I_{исп1}}{I_{исп2}} = \frac{5,49}{4,51} = 1,22.$$

Выполним сравнительную оценку характеристик вариантов исполнения научно-исследовательской работы (таблица 25).

Таблица 25 – Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии	Весовой коэффициент	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1.Удобство и простота в эксплуатации	0,15	4	3	5
2. Надежность	0,2	5	3	5
3. Безопасность	0,2	5	5	5
4. Модульность конструкции	0,15	5	5	5
5. Многооперационность	0,15	4	2	5
6. Возможность подключения в сеть ЭВМ	0,15	5	5	5

Итого:	1			
--------	---	--	--	--

На основании полученных показателей выполним сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки (таблица 26).

Таблица 26– Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,856	0,853	1
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,7	3,85	5
3	Интегральный показатель эффективности	5,49	4,51	5
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1,22	0,9	0,91

Сравнение значений интегральных показателей эффективности позволило выявить более эффективный вариант решения поставленной в магистерской работе технической задачи с позиции финансовой и ресурсной эффективности, которым является первый вариант исполнения разработки, предполагающий работу стенда от частотного преобразователя с электронным пультом управления, который и был разработан.

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
8НМ71	Кривошеева Евгения Алексеевна

<b>Школа</b>	новых производственных технологий	<b>Отделение (НОЦ)</b>	материаловедения
<b>Уровень образования</b>	магистр	<b>Направление/специальность</b>	Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Тема ВКР:

<b>«Разработка и исследование системы моделирования дисбаланса роторного узла электромеханического испытательного стенда»</b>	
<b>Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:</b>	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Система дисбаланса роторного узла, содержащая электродвигатель, который питается от сети с напряжением 220 В. Проведение работ на испытательном стенде, предусматривается в аудиториях корпуса ТПУ.
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<b>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– трудовой кодекс РФ от 30.12.2001 N 197-ФЗ;</li> <li>– гигиенические требования по СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03;</li> <li>– размещение рабочего места по ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ;</li> <li>– размещение элементов испытательного стенда, согласно ГОСТ 22614-77 и ГОСТ 12.2.003-7.</li> </ul>
<b>2. Производственная безопасность:</b> 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	Анализ выявленных вредных факторов: <ul style="list-style-type: none"> <li>– отклонения показателей микроклимата;</li> <li>– повышенный уровень шума;</li> <li>– повышенный уровень вибрации;</li> <li>– недостаточная освещенность помещения.</li> </ul> Анализ выявленных опасных факторов: <ul style="list-style-type: none"> <li>– повышенное значение напряжения;</li> <li>– подвижные части стенда, вращающиеся на большой скорости.</li> </ul>
<b>3. Экологическая безопасность:</b>	В разделе приведен анализ воздействия объекта исследования на атмосферу. Источником загрязнения в

	разрабатываемой системе дисбаланса роторных узлов является двигатель, которому требуется энергоснабжение.
<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b>	При разработке и эксплуатации могут возникнуть следующие чрезвычайные ситуации: – пожар; – электропоражение током.

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

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Исаева Елизавета Сергеевна	-		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Кривошеева Евгения Алексеевна		

### **3. Социальная ответственность**

В данной работе разрабатывается и исследуется система дисбаланса роторных узлов электромеханического испытательного стенда, которая позволит смоделировать процессы, происходящие во вращающихся частях машин. Испытательный стенд позволит пользователям исследовать влияния различных видов роторов и соединяющих их элементов на вибрации системы, тем самым обучив их решать проблемы в области вибродиагностики и балансировки применяемых на практике узлов различных промышленных агрегатов, т.е. устранять вибрации и шум. В систему балансировки входит электродвигатель и частотный преобразователь.

В связи с появлением быстроходных машин возникла проблема уравнивания быстровращающихся деталей, поскольку малейшее смещение центра масс с геометрической оси вращения вызывает появление больших сил инерции, т.е. вибрационных явлений в машине и фундаменте, которые всегда обладают повышенной опасностью. Поэтому необходимо руководствоваться правилами и нормам СанПин для обеспечения безопасности трудовой деятельности.

Разработка и испытания стенда проведены в учебной лаборатории Томского политехнического университета отделения материаловедения, которая соответствует всем необходимым гигиеническим нормам, отапливается и вентилируется. Для работы предоставлены все необходимые приборы и инструменты, а также средства индивидуальной защиты.

#### **3.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности**

В данном пункте рассматриваются факторы для оценки условий труда, которые могут возникнуть во время разработки и эксплуатации данного электромеханического стенда. В соответствии с трудовым кодексом РФ от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 27.12.2018) следует учитывать, что проведение работ по созданию стенда и испытаний на нём не должно превышать более

восьми часов в день (пятидневная рабочая неделя) при нормальных показателях уровня шума, вибрации, освещенности и т.д.

Так как испытания на стенде предполагаются в сидячем положении, то рабочее место необходимо выполнить и оборудовать по ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ, а именно предусмотреть требования к высоте рабочей поверхности, размещению органов управления и средств отображения информации.

Также при работе со стендом неизбежно взаимодействие человека с кнопочным пультом управления и работой за персональным компьютером (снятие показаний с датчиков), поэтому следует учитывать нормы расположения элементов по ГОСТ 22614-77 и гигиенические требования по СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.

В конструкции стенда по ГОСТ 12.2.003-74 ССБТ была предусмотрена сигнализация нарушения нормального режима работы и кнопка аварийного отключения для экстренного останова двигателя.

### 3.2 Производственная безопасность

В данном пункте рассматриваются опасные и вредные факторы (ГОСТ 12.0.003-2015), которые могут возникнуть во время разработки, изготовления и испытания системы дисбаланса роторного узла. Перечисленные факторы приведены в таблице 1.

Таблица 27. Вредные и опасные факторы при разработке и выполнении работ

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Испытания	
<b>Вредные факторы</b>				
1. Отклонения показателей микроклимата	+	+	+	СанПиН 2.2.4.548–96. Гигиенические требования к

				микроклимату производственных помещений
2. Превышение уровня шума			+	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории застройки.
3. Повышенный уровень вибрации			+	СН 2.2.4/2.1.8.566–96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.
4. Недостаточная освещенность	+	+	+	СП 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*
<b>Опасные факторы</b>				
5. Повышенное значение напряжение в электрической цепи (незащищенные контакты)		+	+	ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.
6. Движущиеся части системы дисбаланса роторного узла			+	ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности к рабочим местам.

### 3.3 Микроклимат

Одним из необходимых условий здорового и высокопроизводительного труда является обеспечение нормальных метеорологических условий и частоты воздуха в лаборатории. Под микроклиматом помещений понимаются метеорологические условия внутренней среды помещений, которые определяются действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности, скорости движения воздуха и теплового излучения. Согласно СанПиН 2.2.4.548–96 осуществляется разграничение работ по категориям, данный вид деятельности относится к категории II б по уровню энергозатрат. В таблице 2 приведены оптимальные и допустимые микроклиматические параметры, соответствующие данной категории.

Таблица 28 – Оптимальные и допустимые величины показателей микроклимата на рабочем месте.

Наименование	Оптимальная		Допустимая	
	Зимний период	Летний период	Зимний период	Летний период
Температура, °С	17-19	19-21	15-25	16-27
Относительная влажность, %	60-40	60-40	15-75	15-75
Скорость движения воздуха, м/с	0,2	0,2	0,4	0,5

Лабораторное помещение должно быть оборудовано естественной вентиляцией или кондиционером, обеспечивающим постоянство температуры, скорости движения воздуха и относительной влажности воздуха в холодное и теплое время года. Также помещение должно иметь систему центрального отопления для поддержания оптимальной температуры в зимнее время.

Во время проведения работ по разработке, изготовлению и испытаниям уровень температуры и влажности воздуха были соблюдены согласно СанПиН 2.2.4.548–96.

### **3.4 Уровень шума на рабочем месте**

Первое с чем сталкиваются при разбалансировке вращающихся частей это шум. Во время проведения испытаний на стенде источниками шума являются

грузы различной массы, устанавливаемые на балансировочные диски, которые увеличивают уровень шума.

Эксплуатация системы должна происходить в лабораторной аудитории, следовательно, подчиняться санитарным нормам СН2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки». Уровень шума не должен превышать 60 дБА.

Таблица 29. Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест.

Вид трудовой деятельности, рабочее место	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							Уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБА)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	
Аудитория в учебном заведении	79	63	52	45	39	35	32	60

Поэтому, согласно СП 51.13330.2011 при разработке технологических процессов, проектировании, изготовлении и эксплуатации машин, при организации рабочих мест следует принимать все необходимые меры по снижению шума, воздействующего на человека, до значений, не превышающих допустимые.

Поскольку уровень шума будет постоянно варьироваться при эксплуатации станда, то были предусмотрены индивидуальные средства защиты, которые предупреждают расстройства органов слуха и нервной системы организмы. В качестве таких средств были использованы беруши и наушники.

### **3.5 Уровень вибрации на рабочем месте**

В ходе эксплуатации того или другого механизма, могут возникать разного рода неполадки. Одной из самых распространенных является несовпадение оси вращения ротора с центральной осью. А это приводит к

неправильной и неточной работе всего устройства. К тому же несбалансированная деталь со временем может нанести вред машине за счет постоянной вибрации. Поэтому балансировку ротора необходимо провести как можно быстрее, чтобы снизить уровень шума и вибрации и тем самым продлить срок эксплуатации машины. Дисбаланс на роторе вращающейся машины значительно сокращает ее ресурс.

Помимо машины вибрации от дисбаланса могут причинить вред и человеку, который работает с ней. При проведении испытаний на стенде возникает повышенный уровень вибраций. Данный фактор негативно влияет на центральную нервную систему человека и вестибулярный аппарат. Длительное воздействие вибрации может привести к развитию виброболезни.

Присутствующий вид вибрации во время испытаний на стенде относится к 3 категории общей вибрации на постоянных рабочих местах. В таблице 4 приведены допустимые значения для данной категории согласно СН 2.2.4/2.1.8.566–96.

Таблица 30. Предельно допустимые значения производственной локальной вибрации.

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	ПДУ виброускорения		ПДУ виброскорости	
	м/с <sup>2</sup>	дБ	м/с * 10 <sup>-2</sup>	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,8	129	1,4	109
63	5,6	135	1,4	109
125	11,0	141	1,4	109
250	22,0	147	1,4	109
500	45,0	153	1,4	109
1000	89,0	159	1,4	109

В конструкции разработанного стенда используется двигатель SIEMENS, относящийся к первому классу типа А (ГОСТ. ИСО 10816-1-97), который имеет виброскорость равную  $2,8 \cdot 10^{-2}$  м/с при значении частоты 50 Гц, что превышает норму по ПДУ. Однако при работе со стендом предусматриваются помимо вибраций от двигателя вибрации, возникающие от дисбаланса ротора, что

приведет к значительному превышению уровня, поэтому необходимо принимать меры по защите от вибрации.

Снижение воздействия вибрирующих машин и оборудования на организм человека возможно путем:

- применения виброизоляции вибрирующих машин относительно основания (в конструкции стенда предусмотрены виброгасящие опоры, которые снизят вибрации, передаваемые на стол человека-оператора стенда);
- использования дистанционного управления в технологических процессах.

В соответствии с требованиями нормативных документов для работников виброопасных профессий должен быть предусмотрен следующий внутрисменный режим труда и отдыха:

- общее время контакта с вибрирующими машинами, вибрация которых соответствует санитарным нормам, не должно превышать  $2/3$  длительности рабочего дня;
- производственные операции должны распределяться между работниками так, чтобы продолжительность непрерывного воздействия вибрации, включая микропаузы, не превышала 15 – 20 мин.;
- дополнительно рекомендуются два регламентированных перерыва (для активного отдыха, проведения производственной гимнастики по специальному комплексу гидропроцедур): 20 мин. – через 1 – 2 ч. после начала смены и 30 мин – через 2 ч. после обеденного перерыва.

### **3.6 Освещенность на рабочем месте**

В помещениях со зрительными работами I – III разрядов следует применять совмещенное освещение.

Аудитория имеет параметры:

- длина –  $B=15$  м,
- ширина –  $A=8$  метров,
- высота –  $H=3$  метра,

- рабочая плоскость находится на уровне  $d=1$  м,
- свес светильника –  $m=0,5$  м,
- коэффициенты отражения потолка –  $a=50\%$ , стен –  $b=30\%$ , пола –  $c=10\%$ ,
- расстояние между светильниками –  $h=H-d-m=5,5$  м.

Рассчитаем площадь помещения:

$$S=A \cdot B=8 \cdot 15=120 \text{ м}^2$$

Индекс помещения рассчитаем по формуле:

$$i = \frac{S}{(A+B) \cdot h} = \frac{120}{(8+15) \cdot 5,5} = 0,95$$

По индексу помещения и коэффициентам отражения, находим коэффициент использования светового потока  $x=36\%$ . Количество принятых светильников  $N=10$ . Коэффициент минимальной освещенности принять за  $z=1,1$ . По СП 52.13330.2011 нормируемая освещенность составляет  $E_n=750$  лк, коэффициент запаса  $k_3=1,6$ .

Вычислим световой поток для создания требуемого освещения:

$$\Phi_{л} = \frac{E_n \cdot S \cdot k_3 \cdot z}{N \cdot x} = \frac{750 \cdot 120 \cdot 1,6 \cdot 1,1}{10 \cdot 0,36} = 44000 \text{ лм}$$

Световой поток для одного светильника равен:

$$\Phi_{л1} = \frac{\Phi_{л}}{N} = \frac{44000}{10} = 4400 \text{ лм}$$

Выберем люминесцентную лампу типа OSRAM TL-D L 58W/640 со значением светового потока 4600 лм в количестве 10 штук для обеспечения нормы освещения в аудитории.

### 3.7 Электробезопасность

Во время работы со стендом имеется угроза повреждения электрическим током, который питает электродвигатель, также существует вероятность получения травмы при соприкосновении тела работника с оголенными проводами.

В соответствии с ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ существуют допустимые значения напряжений и тока, которые может пропускать человек при частоте 50 Гц, равные 2 В и 0,3 А соответственно.

При аварийном режиме испытательного стенда существуют предельно-допустимые значения пропускания тока и напряжения человеком (Таблица 5).

Таблица 31 – Предельно-допустимые значения тока и напряжения в аварийной ситуации

Род тока	Нормируемая величина	Предельно-допустимые значения, не более, при воздействии t,с									
		0,08	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Переменный, 50 Гц	Напряжение, В	550	340	160	135	120	105	95	85	75	70
	Ток, А	650	400	190	160	140	125	100	90	75	65

Для защиты при косвенном прикосновении, чтобы предупредить поражение людей электрическим током в случае повреждения изоляции, применяют специальные меры, отдельно или сразу несколько из них:

- защитное заземление;
- автоматическое отключение питания;
- уравнивание потенциалов;
- выравнивание потенциалов;
- двойная или усиленная изоляция;
- сверхнизкое (малое) напряжение;
- защитное электрическое разделение цепей;
- изолирующие (непроводящие) помещения, зоны, площадки.

### **3.8 Требования во время работы испытательного стенда**

Во время проведения испытаний запрещается прикасаться к подвижным частям стенда руками во время его работы.

Приступать к работе со стендом следует при наличии полностью исправного заземления; удостоверившись в отсутствии неисправной или нарушенной изоляции питающего электрического кабеля.

На основании ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ рабочее место должно соответствовать требованиям обеспечения безопасности и охраны здоровья. Рабочее место должно соответствовать антропометрическим показателям работника.

Также необходимо обеспечить место средствами защиты от вибрации и шума.

### **3.8 Экологическая безопасность**

#### **3.8.1 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду и «жизненного цикла»**

В конструкции стенда применен электродвигатель, который питается энергией от ТЭС. Рассмотрим в качестве основного источника загрязнения экологии данной разработки двигатель, так как более 37% техногенных выбросов в атмосферу парниковых газов приходится на объекты энергетики. Технология производства электрической энергии на ТЭС связана с большим количеством отходов, выбрасываемых в окружающую среду. Сегодня проблема влияния энергетики на природу становится особенно острой, так как загрязнение окружающей среды, атмосферы и гидросферы с каждым годом всё увеличивается. При сжигании топлива на ТЭС образуются продукты сгорания, в которых содержатся: летучая зола, частички несгоревшего пылевидного топлива, серный и сернистый ангидрид, оксид азота, газообразные продукты неполного сгорания.

Все выбросы ТЭС являются токсическими веществами, негативно воздействующими на организм человека. Полициклические ароматические углеводороды обладают мощным канцерогенным действием (т.е. вызывать рак – онкологические заболевания). Содержащиеся в выбросах тяжелые металлы и микроэлементы могут накапливаться в различных органах человека или, сосредотачиваясь в почвах, сельскохозяйственных растениях, попадать с продуктами питания в организм человека.

### **3.8.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды**

Учитывая всю опасность продуктов сгорания, выбрасываемых теплоэлектростанциями, их проектирование и строительство ведётся с максимальным соблюдением экологических требований, целью которых является недопущение выбросов вредных веществ, превышающих предельно допустимые концентрации.

При непосредственном выбросе на производстве требуется применять специальные системы вентиляции воздуха для уменьшения выбросов в окружающую среду. Предельно-допустимые нормы выбросов необходимо регламентировать согласно ГН 2.2.5.3532–18.

Энергосбережение в любой сфере сводится по существу к снижению бесполезных потерь энергии. Анализ потерь в сфере производства, распределения и потребления электроэнергии показывает, что большая часть потерь – до 90% – приходится на сферу энергопотребления, тогда как потери при передаче электроэнергии составляют лишь 9–10%. Поэтому основные усилия по энергосбережению сконцентрированы именно в сфере потребления электроэнергии.

Основная роль в увеличении эффективности использования энергии принадлежит современным энергосберегающим технологиям. Для испытательного стенда был выбран маломощный электродвигатель, мощностью

всего порядка 0,25 кВт. В двигателях с малой мощностью и большим КПД происходит меньше затрат энергии, тем самым уменьшаются выбросы в атмосферу.

### **3.10 Безопасность в чрезвычайных ситуациях**

#### **3.10.1 Анализ ЧС, которые может инициировать объект исследования**

Система дисбаланса роторного узла может инициировать несколько чрезвычайных ситуаций. Наиболее типичной ситуацией, которая может произойти на производстве – это возникновение пожара на рабочем месте при перегрузке электродвигателя и большом нагреве (неисправность оборудования). Второй чрезвычайной ситуацией является электрическое поражение током человека, а именно плохо изолированные провода.

#### **3.10.2 Анализ ЧС, которые могут произойти во время исследования**

Во время проведения испытаний могут произойти такие же чрезвычайные ситуации, а именно возгорание в лаборатории (неисправность проводки, поджог и т.д.) и электропоражение током (неправильное расположение проводки с незаизолированными проводами; стихийное бедствие (землетрясение), при котором могут нарушиться электрические каналы).

#### **3.10.3 Мероприятия для предотвращения ЧС и их устранения**

В предыдущих пунктах были выявлены две основных ЧС: пожар и электропоражение током.

Пожарная профилактика обеспечивается: системой предотвращения пожара; системой противопожарной защиты; организационно - техническими мероприятиями.

К мерам предотвращения пожара относятся: применение средств защитного отключения возможных источников загорания (защитного зануления); применение искробезопасного оборудования; применение

устройства молниезащиты здания; выполнение правил (инструкций) по пожарной безопасности.

К мерам противопожарной защиты относятся: применение пожарных извещателей; средств коллективной и индивидуальной защиты от факторов пожара; системы автоматической пожарной сигнализации; порошковых или углекислотных огнетушителей, два ящика с песком 0,5 м<sup>3</sup>.

При возникновении ЧС необходимо немедленно сообщить об этом по телефону «01» в пожарную охрану (при этом необходимо назвать адрес, место возникновения пожара, а также сообщить свою фамилию и должность); дать сигнал тревоги добровольной пожарной дружине, сообщить руководителю (генеральному директору, начальнику цеха, заведующей магазином и т.п.) или его заместителю о пожаре; принять меры по организации эвакуации людей (эвакуацию начинать из помещения, где возник пожар, а также из помещений, которым угрожает опасность распространения огня и дыма; одновременно с эвакуацией людей, приступить к тушению пожара своими силами и имеющимися средствами пожаротушения (огнетушители, вода, песок и т.п.).

Следующей чрезвычайной ситуацией является поражение электрическим током. Мероприятия по предотвращению поражения током:

1. соблюдение соответствующих расстояний до токоведущих частей или путем закрытия, ограждения токоведущих частей;
2. применение блокировки аппаратов и ограждающих устройств для предотвращения ошибочных операций и доступа к токоведущим частям;
3. применение предупреждающей сигнализации, надписей и плакатов;
4. применение устройств для снижения напряженности электрических и магнитных полей до допустимых значений;
5. основная изоляция токоведущих частей.

При поражении электрическим током необходимо оказать пострадавшему первую медицинскую помощь, а именно постараться устранить источник тока (отключить рубильник), вызвать скорую помощь по телефону 03.

Если пострадавший не потерял сознание, необходимо обеспечить ему отдых, а при наличии травм или повреждений (ушибы, переломы, вывихи, ожоги и т. д.) необходимо оказать ему первую помощь до прибытия врача или доставить в ближайшее лечебное учреждение.

Если пострадавший потерял сознание, но дыхание сохранилось, необходимо ровно и удобно уложить его на мягкую подстилку — одеяло, одежду и т. д., расстегнуть ворот, пояс, снять стесняющую одежду, очистить полость рта от крови, слизи, обеспечить приток свежего воздуха, дать понюхать нашатырный спирт, обрызгать водой, растереть и согреть тело.

При отсутствии признаков жизни (при клинической смерти отсутствует дыхание и пульс, зрачки глаз расширены из-за кислородного голодания коры головного мозга) или при прерывистом дыхании следует быстро освободить пострадавшего от стесняющей дыхание одежды, очистить рот и делать искусственное дыхание и непрямой массаж сердца.

### **Заключение**

При разработке и проведении исследований системы дисбаланса роторного узла электромеханического испытательного стенда выявлены опасные и вредные факторы (шум, вибрация, освещенность и т.д.), а также мероприятия по их устранению.

Также указаны все необходимые гигиенические требования для безопасной организации рабочего места. Выявлена основная экологическая проблема: загрязнение атмосферы вредными химическими веществами от ТЭС, которая снабжает энергией движущую часть стенда - двигатель. Рассмотрены чрезвычайные ситуации, которые могут возникнуть (поражение током и пожар) и описаны действия для их предотвращения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной работы был произведен анализ балансировочных стендов, с учётом выявленных недостатков в существующих решениях разработана принципиальная схема универсального электромеханического испытательного стенда. На основании данной схемы составлена математическая модель, которая реализована в программном продукте MatLAB. Для составленной математической модели был произведен расчёт диапазона значений параметров системы. В результате теоретических исследований влияния параметров системы на вибрационные характеристики, было выявлен вариант установки параметров, при котором наблюдались максимальные вибрации на опорах роторного узла. Данный уровень вибраций был проанализирован на соответствие допустимых вибраций по ГОСТ ИСО 10816-1-97 («Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся част.ях»). На основании результатов исследований были подобраны комплектующие стенда, а также спроектированы в САПР программе SolidWorks, из которых была создана конструкция электромеханического стенда

Кроме того, в работе были освещены вопросы финансового менеджмента, ресурсоэффективности и ресурсосбережения, в результате которых был построен график выполнения ВКР, оценена конкурентоспособность данного технического решения, с позиций ресурсоэффективности и ресурсосбережения рассмотрены три вида исполнения устройства и выбран наиболее выгодный, а также рассчитан бюджет разрабатываемого стенда. Был проведен анализ на выявление вредных и опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого стенда, рассмотрено негативное воздействие при массовом производстве стенда на окружающую среду и установлены организационные моменты по обеспечению безопасности в случае чрезвычайной ситуации при работе с ним.

Таким образом, был разработан стенд, исследования на котором позволят подобрать оптимальные характеристики элементов системы дисбаланса роторного узла с позиций соблюдения принципов физического и кинематического подобия роторным узлам реальных технических систем.

## **СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СТУДЕНТА:**

1. Кривошеева Е.А., Буханченко С.Е. «Моделирование дисбаланса роторного узла технических систем на электромеханическом испытательном стенде» // VI Международная научно-практическая конференция «Автоматизированное проектирование в машиностроение» - 79 с.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:

1. В. К. Ковалёв. Балансировка роторов: Методическое пособие. – М.: Издательские решения, 2016 –60 с.
2. Пат. 2336509 РФ. МКИ G01M 1/20. Устройство для динамической балансировки роторов/ В.А. Бакаев, Ф.А. Козлов, А.В. Салманов; заявитель и патентообладатель ОАО «НИТИ-ТЕСАР»; заявл. 10.01.2007; опубл. 20.10.2008. Бюл. № 29. – 7 с.
3. Горизонтальный балансировочный станок для динамической балансировки роторов 1-2 кг [Электронный ресурс] // BALTECH: [сайт]. – 2018. – Режим доступа: <http://www.baltech.ru/catalog.php?catalog=111>, свободный (дата обращения: 27.05.2018).
4. Балансировочные станки [Электронный ресурс] //Диамех: [сайт]. – 2018. – Режим доступа: [http://www.diamech.ru/balancing\\_machines.html](http://www.diamech.ru/balancing_machines.html), свободный (дата обращения: 27.09.2017).
5. Борисов, Сергей Иванович. Теория механизмов и детали точных: учебное пособие для приборостроительных техникумов / С. И. Борисов, В. Ф. Комаров, В. Л. Токарев. - М. : Машиностроение, 1966. - 407 с.
6. Лукьянов А.М., Лукьянов М.А. Расчет стержней на изгиб и кручение.: Методические указания. – М.: МИИТ, 2005 – 36 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся К93 машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др.— 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1988. — 416 с.: ил.
8. Фролов Л.Б., Измерение крутящего момента. М., «Энергия», 1967. – 120 с.
9. Детали авиационных приборов. Изд. 3-е. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с., ил.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### The main part

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Кривошеева Евгения Алексеевна		

Консультант школы отделения (НОЦ) ИШНПТ

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМ	Буханченко Сергей Евгеньевич	к.т.н.		

Консультант-лингвист отделения (НОЦ) школы ИШНПТ

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОИЯ	Устюжанина Анна Константиновна	к.ф.н.		

## 1. The main part

### 1.1 The theoretical part

Balancing is a procedure aimed at balancing the masses of a rotating rotor. In the process, the uneven distribution of the rotating masses leads to vibrations that increase the load on the bearings, the foundation and other elements of the machines. To avoid this, all rotating parts must be balanced.

#### 1. Rotor types:

- sub-critical rotor;
- super-critical.

A sub-critical rotor is defined as a rotor that is balanced at a frequency of rotation less than the first critical in two arbitrary correction planes. In such a rotor, the values of residual imbalances will not exceed the permissible at all rotational frequencies up to the highest operational. Dynamic balancing of a sub-critical rotor is made, as a rule, in two planes.

A super-critical («flexible») rotor is a rotor that is balanced at a frequency of rotation less than the first critical in two arbitrary correction planes. In such a rotor, the values of residual imbalances may exceed the permissible at other rotational frequencies to the maximum operational. When balancing super-critical rotors, as a rule, more than two correction planes are used, and they are not chosen arbitrarily [1].

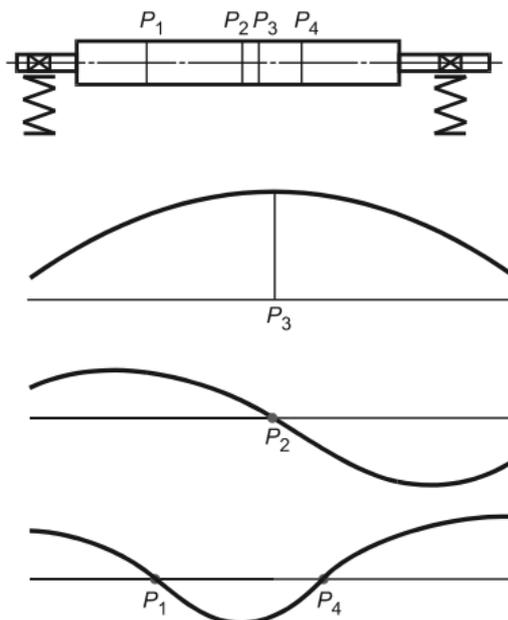


Figure 1 – Basic eigenmodes of flexural deformation of a super-critical rotor

At each of the critical frequencies, the super-critical rotor is deformed in a certain way, with the dominant form of flexural vibrations, called its natural mode of vibration of the super-critical rotor (Fig. 1). Depending on the distribution of stiffnesses and masses along the length of a flexible rotor, the working rotational speed range can reach up to two critical frequencies, each with its natural mode.

The methods of low-frequency balancing of flexible rotors differ from the methods of low-frequency balancing of rigid rotors in that the imbalances in the planes of correction are determined according to a certain law. Methods of balancing flexible rotors require high rotational speed, many correction planes and measurement of rotor movements in several sections and vibrations of supports.

## 2. Types of unbalance rotor

By definition of the International Organization for Standardization distinguishes the following types of imbalance:

- static;
- momentary;
- quasistatic;
- dynamic.

The static imbalance arises due to displacement of the main inertia axis parallel to the rotation axis. This type of imbalance can be resolved by installing additional mass opposite the center of gravity in the plane perpendicular to the axis of rotation. This imbalance is completely determined by the main vector of imbalances or the relative displacement of the main central axis of inertia and its rotor, equal to the value of the eccentricity of the center of its mass (Fig. 2).

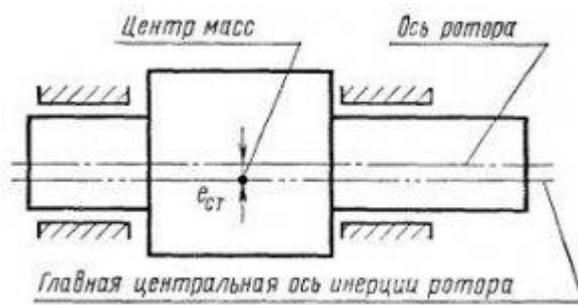


Figure 2 – The static imbalance

The moment imbalance - an imbalance in which the axis of inertia of the rotor intersects the axis of rotation in the middle of the mass of the rotor. This type occurs if two sources of imbalance are placed on opposite sides of the rotor and the angle between them is  $180^\circ$ . The imbalance is determined by two identical in value non-parallel imbalance vectors located in two arbitrary planes perpendicular to the rotor axis.

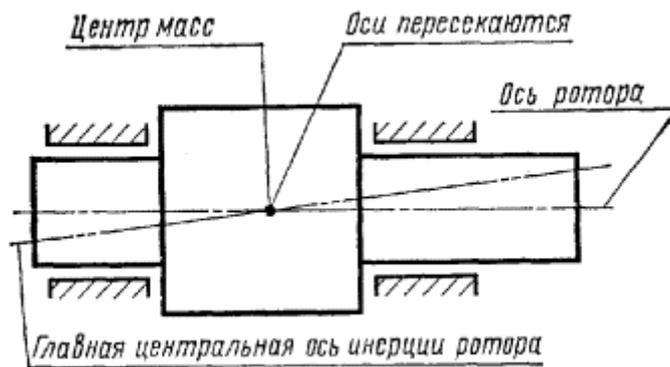


Figure 3 – The moment imbalance

The quasistatic imbalance - an imbalance in which the main axis of inertia crosses the axis of rotation in a place different from the center of gravity. This type is a special case of dynamic imbalance, that is, a combination of static imbalance and moment. In case of quasistatic imbalance, the imbalances of the rotor are in the same plane containing the axis of the rotor and its center of mass.

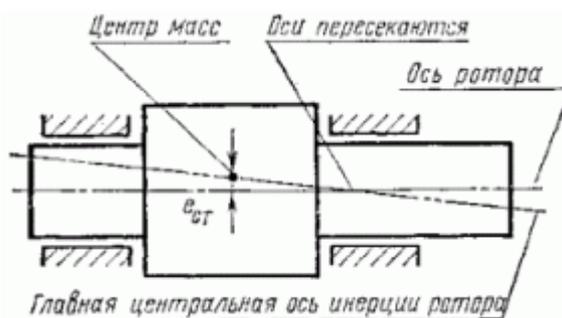


Figure 4 – The quasistatic imbalance

The dynamic imbalance is an imbalance in which the central axis of inertia is neither parallel nor intersects with the axis of rotation. This type of imbalance is a combination of static imbalance and moment. The dynamic balancing is carried out at least in two planes of correction. The dynamic imbalance is determined by the main point and the main vector of imbalances of the rotor or a pair of imbalance vectors, different in direction and antiparallel.

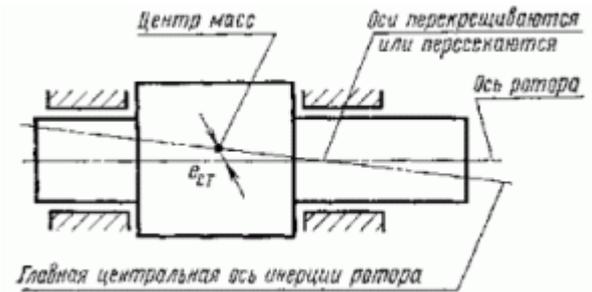


Figure 5 – The dynamic imbalance

#### 4. The methods of balancing rotors

Balancing methods are divided into static balancing, that is, balancing without rotating the rotor, and dynamic balancing, which is balanced by two planes of correction. Dependencies of imbalances in the planes of correction from the measured parameters are established by the method of trial starts or by preliminary estimate.

##### 2.1 The static method

This method involves balancing the mechanism at rest. The method involves balancing the disc-shaped rotors, the mass of which is located approximately in the same plane. Balancing in this mode begins with the rotor laying with the shaft necks on the prisms of the balancing machine. At the same time, moving along the working surface of the prisms, the rotor assumes the position in which its heavier part is located below. The point of the circle at which the weight is placed for balancing is determined as follows: roll the rotor 5 times; during each stop, the lower “heavy” point is marked, located exactly in the center between the two most extreme marks, will be the point of the balancing weight. In addition to using a balancing weight, quite often a balance removed by cutting, drilling or milling metal from the hard side of the rotor.

3.3 At dynamic balancing decrease moment and static imbalance of a rotor simultaneously.

There are many methods of balancing. All of them are based on the assumption of linearity of the system, that is, the amplitudes of oscillations are considered proportional to the imbalance value, and the phases are independent of its size. There is one-plane and multi-plane balancing. At single-plane balancing, the calculation of corrective masses is performed successively for each plane of correction, at multi-plane - simultaneously.

Single-plane balancing can be carried out by various methods. Consider some of them.

4) The method bypass trial mass.

This method is currently rarely used. The circle lying in the plane of correction is divided into 8 parts, and points are marked after  $60^\circ$ . At each point in turn set the test mass  $m_{np}$ . Without a test mass, and then with each installation, a start is made, and the amplitudes of vibration  $A_0, A_1, A_2, \dots, A_8$  are measured. According to the data obtained, the dependence of the amplitude change on the installation site of the trial mass is plotted. When approaching the installation location to the location of the imbalance amplitude will increase. The minimum amplitude will correspond to the case when the installation location of the trial mass is opposite to the imbalance. The installation location of the corrective mass  $m_{kop}$  is determined by the minimum amplitude of oscillation.

5) The three shot plot method without phase measurement

When balancing using this method, three shot plot are carried out with one trial mass  $m_{np}$ , installed in series through  $120^\circ$  on one radius. Measure the amplitudes of oscillations  $A_{01}, A_{02}, A_{03}$  and according to the results of measurements of the amplitudes of oscillations using the graphical constructions the necessary corrective mass and its installation angle are calculated. For graphical solution to the problem of

the center O (see. Fig. 6) describe the three circles of radius  $A_{01}$ ,  $A_{02}$ ,  $A_{03}$ . On these circles, by fitting, the vertices of an equilateral triangle ABC are inscribed in a circle with the center  $O_1$ , whose radius  $r$  on the scale represents  $m_{np}$ . The magnitude of the correction mass  $m_{kop}$  found from the relation:  $m_{kop} = \frac{m_{np} \cdot OO_1}{r}$ .

The imbalance angle  $\delta$  relative to the first position of the trial mass is found in the drawing (Fig.6). Therefore, opposite to the imbalance, it is necessary to establish a correction mass.

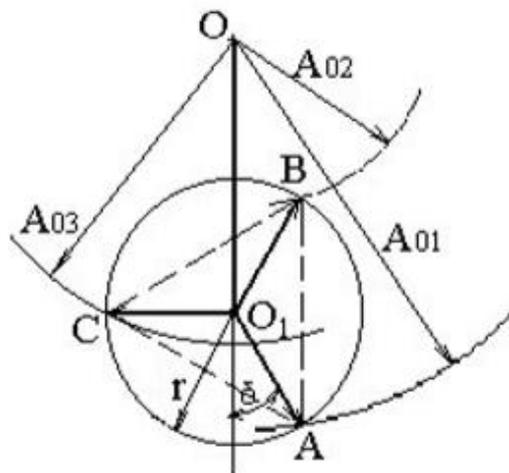


Figure 6 – The three shot plot method without phase measurement

6) The method based on measuring amplitude and phase.

This method is easily implemented with the help of modern balancing means. The balancer, using modern balancing means, does not see how the correction mass is calculated and where it is installed. Therefore, the essence of this method is illustrated graphically with the help of Fig.7.

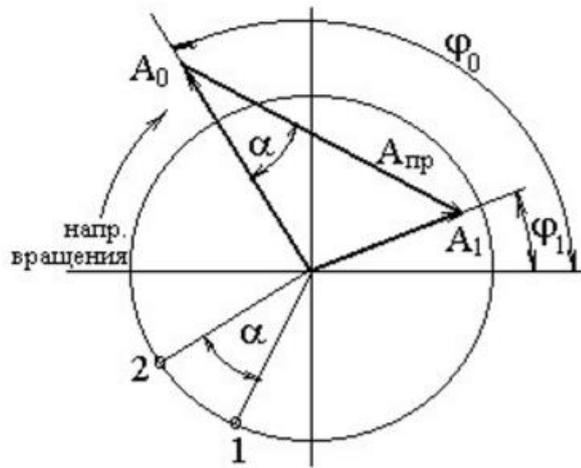


Figure 7 – The method based on measuring amplitude and phase.

At the first (zero) start, measure the amplitude and phase of oscillation  $A_0, \varphi_0$ . After installing the trial mass at an arbitrary point 1 (see Fig. 6), the amplitude and phase of the  $A_1, \varphi_1$ , oscillations are measured again. Finding the value and installation location of the corrective mass is explained using the vector diagram shown in figure 6. Conducted vector  $\vec{A}_0$  and  $\vec{A}_1$ , then the vector of influence of trial mass  $\vec{A}_{пр} = \vec{A}_0 - \vec{A}_1$  is built. Therefore, to compensate for the unbalance vector, it is necessary to rotate the vector of the test load by an angle  $\alpha$  in rotation and make its value equal to  $A_0$ .  $m_{кор} = \frac{m_{пр} \cdot A_0}{A_{пр}}$ . For this purpose it is necessary to point 2, deviated from point 1 by angle  $\alpha$ , set the correction mass from the ratio  $m_{кор} = \frac{m_{пр} \cdot A_0}{A_{пр}}$ .

In production conditions, balancing is carried out on dynamic balancing machines, examples of which will be discussed further, according to a technique based on amplitude and phase measurement. Vibration measurement devices are used to quickly assess the state of industrial equipment. Vibration analyzers conduct it in full compliance with the regulatory framework. Their timely use allows you to quickly determine the causes of excessive vibration of the units, on which the work of the enterprise as a whole depends. Vibration analyzers have a different design and can be both stationary and portable. Together with them are supplied specialized programs of

vibration diagnostics of rotating equipment, thanks to which you can find out the results with the greatest accuracy.

## 1.2 REVIEW OF EXISTING SOLUTIONS

For learning the basics of balancing and vibration control of the rotor systems, it is necessary to develop a stand with such a design that can adapt to any configuration of the rotor, with various types of connections that will make the stand more versatile and help learners to give a more complete idea of rotor balancing. Let us consider several variants of balancing stands, on the basis of which, formulate the main variants of the stand design, with the help of which it will be possible to achieve its universality.

Consider the first version of the balancing stand - patent № 2336509 “Device for dynamic balancing of rotors”, the scheme of which is shown in figures 8 and 9 [2].

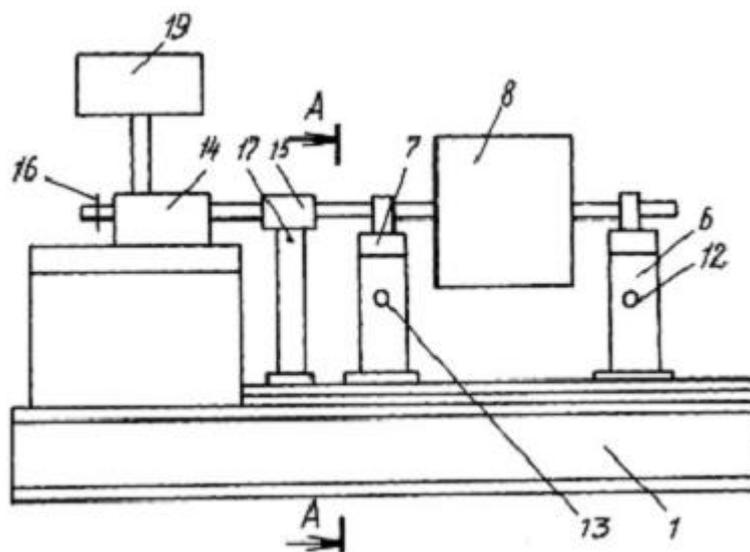


Figure 8 – Construction pattern of a device for dynamic balancing of rotors, where 1– base frame, 6, 7 – traversing supports, 8– balanced rotor, 12, 13 – vibration transducer, 14 – motor, 15 – balancing arbor, 16 – rotation sensor, 17 – bracket, 19 – unbalance sensor.

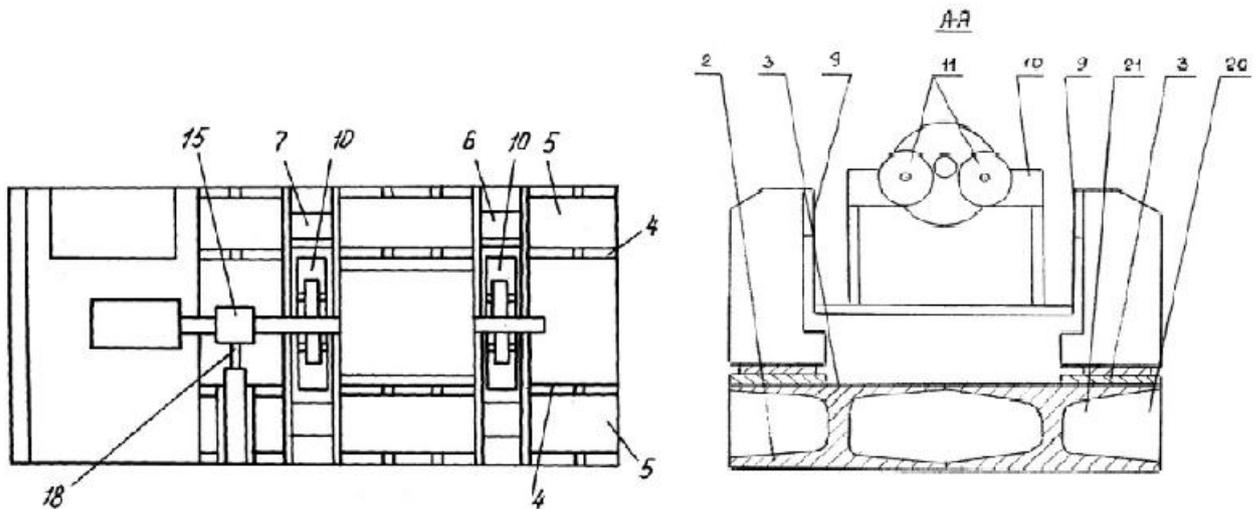


Figure 9 - Top view and section A-A of the construction pattern of the device for dynamic balancing of rotors, where 2 – I-beams, 3 – the top planes of I-beams, 4 – plane plates, 5 – guides, 6, 7 – traversing supports, 9 – elastic elements, 10 – saddle, 11 – rollers, 15 – balancing arbor, 18 – vibration transducer, 20 – braking unit, 21 – external base chamber.

This device works as follows: traversing supports are installed under the balanced rotor, one end of which is directly placed on the installation place, rollers, and the second is connected to the drive motor by means of a balancing mandrel. The rotor is diagnosed for unbalance by means of two vibration transducers, which register oscillations of elastic elements deviating and the third vibration transducer registers the radial beats of the balancing mandrel. Data from the sensors is converted and fed to the imbalance meter.

Advantages:

3. Simplified base frame of large mass provides the rigidity of the mechanical system
4. There are traversing supports that allow you to install rotors of various dimensions.

Disadvantages:

2. A large number of sensors (vibration transducer, rotation sensors, imbalance sensor), which complicates the device.

There is a balancing machine from BALTECH for dynamic balancing of rotors 1-2 kg (Fig. 10). Consider its design and function.

This machine includes a base frame, which provides optimal operation in a convenient version, a measuring system with software and a control panel, support rollers for mounting a shaft with a diameter of 16 to 30 mm, axial thrust rollers, drive mechanisms and phototach group [3].

The principle of operation of such a machine: a balanced rotor is mounted on its own arbor or vibrating frame of the machine for balancing. Diagnostics is made by a phototach group, after which the software provides all the data screen. To compensate for the imbalance provides a set of trial mass.

Advantages:

1. Elimination of unbalance of any shafts.
2. Movable protective screen class B.
3. Automatic indexation of the measured mechanism.

Disadvantages:

1. Additional software for statistics and compensation algorithm is a useful assistant for quick diagnostics in the working environment, however, this method of analyzing imbalance is not suitable for teaching students and staff qualifications.

2. The imbalance of the rotor mechanism is measured in two planes, which is not suitable for balancing flexible shafts.



Figure 10 - Horizontal balancing machine for dynamic balancing of rotors 1-2 kg  
BALTECH HBM 7105

Let us consider in more detail the following solution for dynamic balancing, as well as vibration analysis of horizontal oriented rotary machines, which is offered by «Diameh 2000» [4]. The training simulator of the model CY 2013 can perform static and dynamic balancing in its own bearings, simulate defects of the rotor support system by changing the stiffness of the supports, as well as diagnosing antifriction bearings (rotor bearings).

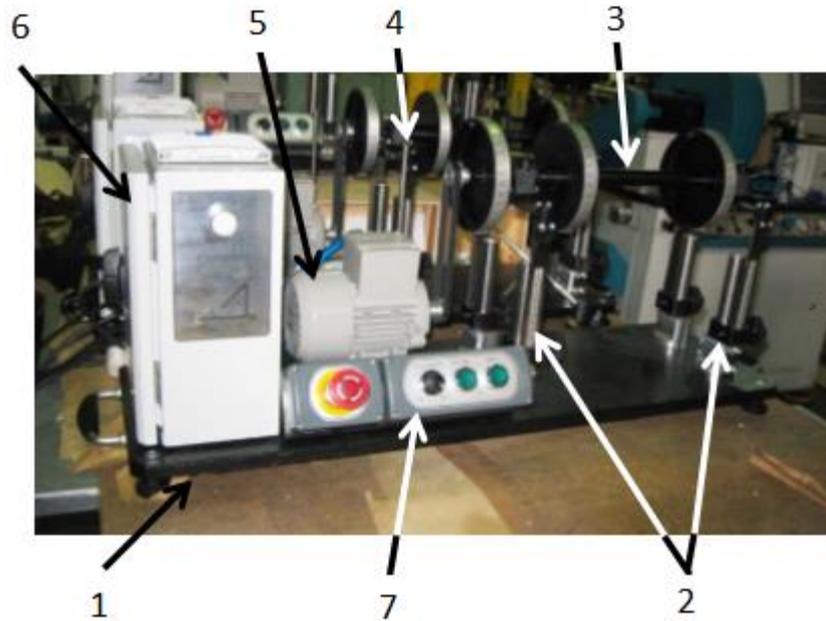


Figure 11 - Device training simulator CY 2013, where 1 – base of the stand, 2 – spring system, 3 – rotor simulator, 4 – beam post for setting the phase marker, 5 – drive mechanism, 6 – frequency converter, 7 – control panel.

This stand works as follows: before measuring the imbalance, the stiffness of the four support posts is set by moving the clinch along the band springs and fixing it with a screw lock crown. The rotation of the rotor simulator with three flywheels mounted on it, which play the role of correction planes, is provided by a belt drive consisting of an asynchronous motor and a flat belt. There is a control panel that provides: 1 - switching on the stand, 2 - smooth manual regulation of the rotation frequency of the rotor assembly, 3 - controlled stopping regime. Fixing the start and end of the cycle of measuring the amplitude of vibration per revolution is achieved by contacting a reflective mark located on the rotor with a beam of a laser speed converter.

Advantages of this installation:

3. For the stand there is an adapted software that displays in graphical form on a PC the data obtained in the simulation process, which allows you to effectively use the device for training stand, to study the process of vibration analysis and to further adjust the equipment.

4. Bearings with variable stiffness along different axes make it possible to obtain data close to the actual operating conditions of the shaft in the field of vibroanalysis and balancing in studies on the stand.

Disadvantages:

1. Fixed supports that allow you to explore only one shaft.

2. A belt drive, during the use of which slippage is possible, and, consequently, ensures low accuracy of determining the position of the explored shaft. It is proposed to use not only rigid shafts, but also flexible ones for maximum flexibility and increased functionality of the stand, as well as not only a rigid connection of two coaxial shafts, but also an elastic connection.

The prototype of the designed stand for vibration diagnostics and shaft balancing, based on the review of for training stand, we accept the laboratory stand СУ 2013 of the manufacturer «Диамех 2000». To transfer driving torque from the motor shaft to the explored rotor in the stand Диамех a belt drive was used. In order to avoid slipping and ensure the accuracy of determining the position angle of the explored rotor, by means of a rigid kinematic connection between the driving and driven members of the mechanisms, we will move from a flat-belt drive to a toothed belt drive.

In the first options considered, there were solutions for installing rotors of various dimensions, which were mounted on traversing supports. This idea was taken for the developed stand, however, it was slightly modified. The stand frame is supposed to be made of aluminum profile iron (Fig.12), which also has sufficient strength and rigidity. The design of this type will provide a convenient mounting and installation of the stand body and additional items to expand the functionality of the installation due to the slots in this profile.



Figure 12 - Aluminum profile GOST 8617-81

### 1.3 MAKING A STAND CONSTRUCTION PATTERN

The training stand being developed, whose diagram is shown in figure 13, consists of two main parts:

- Control system;
- Unbalance system of the rotor assembly.

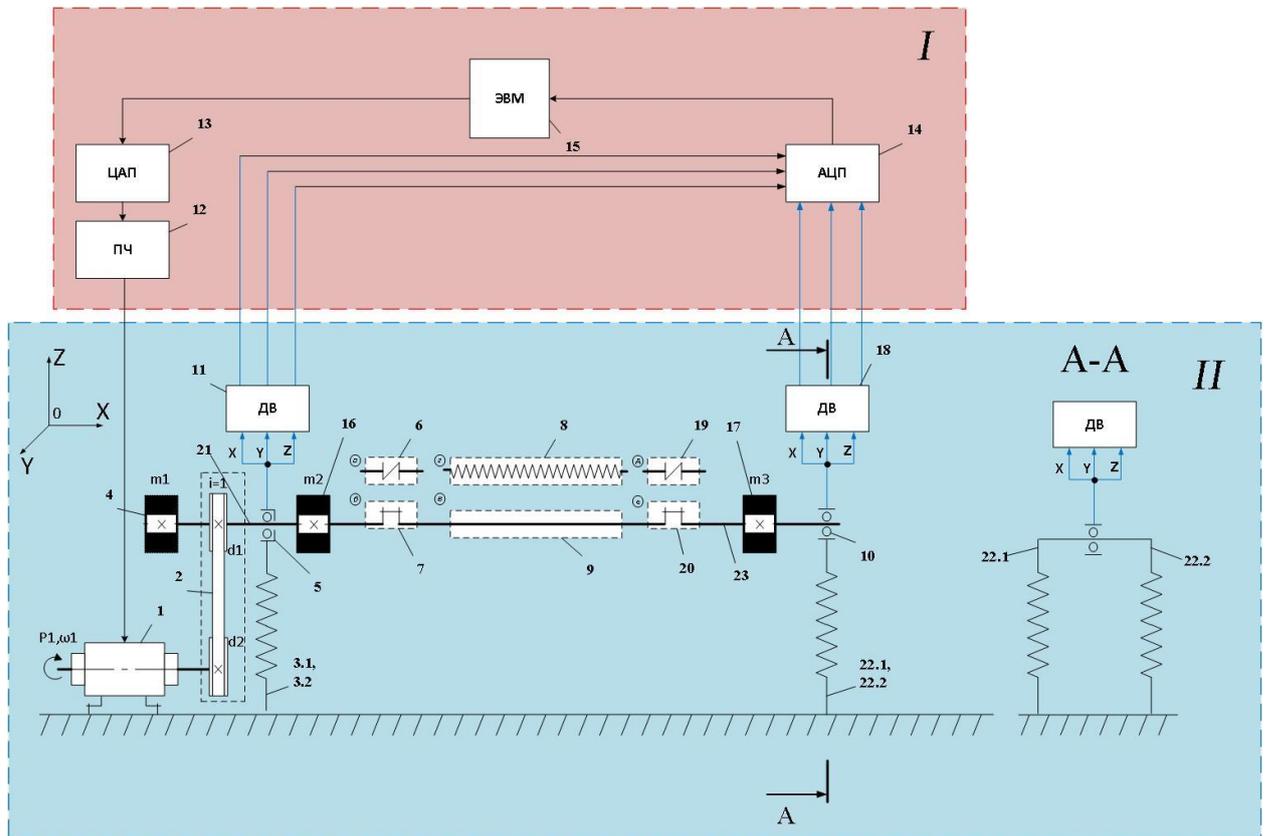


Figure 13 – Construction pattern unbalance system of the rotor assembly: I – control system, II – unbalance system of the rotor assembly; 1 – test motor on paws; 2 – toothed belt drive; 3.1, 3.2, 22.1, 22.2 – support studding in the form of a flat straight spring; 4, 16, 17 – flywheel 1, 2, 3; 5 – antifriction bearing; 6, 19 – elastic connection of two coaxial shafts 1, 2; 7, 20 – rigid connection of two coaxial shafts 1, 2; 8 – flexible shaft; 9, 21, 23 – rigid shaft; 10 – antifriction bearing; 11, 18 – vibration detector 1, 2; 12 – variable frequency driver; 13 – digital-to-analog converter; 14 – analog-to-digital converter; 15 – electronic brain.

The stand for studying the effect of unbalance on the rotor assembly consists of two main units: the control system I and the unbalance system of the rotor assembly II.

The driving member of the unbalance system of the rotor assembly is an electric motor 1 with a power  $P_1$ , rigidly fixed on the base of the stand, rotating with a circular frequency  $\omega_1$ , transfers the rotation to the rotor assembly by means of a toothed belt transmission 2, with a gear ratio  $i=1$ . The rotor assembly, supported by antifriction bearing 10 and 5, is connected to the base by means of supports in the form of flat straight springs 3.1, 3.2, 22.1, 22.2. The test shaft can be represented by a rigid 9 or a flexible 8 shaft, which is installed by means of a rigid 7, 20 or elastic connection 6, 19 on the rotor assembly. Imitation of the correction planes of the rotor is implemented using three flywheels 4, 16, 17 mounted on rigid shafts 21, 23. Vibration transducers 11, 18, mounted on antifriction bearings 5 and 10, respectively, measure the rotor vibrations in three directions: X, Y, Z, and transmit information to the control system I.

The control system I receives signals from sensors 11, 18, which are processed by ADC 14 and transmitted to computer 15. The engine is controlled from the computer 15, through the DAC 13 signals are processed and transmitted to the frequency converter 12, which in turn transmits control signals to the electric motor 1.

Principle of operation: before switching on the stand, it is necessary to set the stiffness of the spring system (supports), which is changed by moving vertically, clamping the spring in the right place with a terminal with a screw-clamp terminal. To control the position of each support is equipped with a measuring line. An electric motor controlled by a frequency converter from a computer, when applying control signals to it, rotates and drives the rotary assembly through a toothed belt drive. The vibration of the rotor register transducers. The recorded data is transmitted to the electronic computer.

The advantages of this scheme are the possibility of studying not only rigid rotors, but also flexible ones, and also rotors of various configuration. An example of a rigid rotor is a short-circuited rotor of an induction motor, and a flexible rotor is a rotor of a powerful current generator.

Also, for example, the turbine rotor consists of the following main parts: discs or drums, rotor blades, shaft, thrust ridge and coupling, a dummy balance piston is

installed on the rotor of the reaction turbine, that is, the design may be different, therefore, it is to examine the rotor of one configuration inappropriately.

In addition, the design provides for removable couplings, which allow you to explore the rigid and elastic connection of two coaxial shafts. Elastic coupling implies the use of flexible couplings, which are designed to rotational moment to machines running on the motor, for example, a generator, a power steering pump or an air conditioning compressor, and for damping vibrations between two connected shafts, and so on.

Elastic couplings are particularly recommended where there is a misalignment of the shafts or axial movement. Rigid couplings are used where it is necessary to ensure the immobility of the shafts to be connected, the same rotational speed of the driven and driving shafts, also reliably transmit the required, large rotational moment. An example of the use of rigid couplings can serve as a long shafting, gas turboset.

Due to the modular design, this stand can easily and quickly adapt to any balancing tasks.

## Приложение Б

```

function f=matmodel22(t,n)
%Переменные параметры:
mgr1=0.001; %Масса неуравновешенного груза 1
mgr2=0.001; %Масса неуравновешенного груза 2
mgr3=0.000; %Масса неуравновешенного груза 3
R=0.07; %Величина смещения центра тяжести маховиков
L1=0.12;%Длина опоры 3.1 (м)
L2=0.12;%Длина опоры 3.2 (м)
L3=0.12;%Длина опоры 22.1 (м)
L4=0.12;%Длина опоры 22.2 (м)
q1=0; %фаза груза на диске1
q2=0; %фаза груза на диске2
q3=0; %фаза груза на диске3
mv=0.0046; %масса вала (кг)(жесткий 0.145, гибкий 0.0046)
cm1=680000;%жесткость сильфонной муфты (680000) (Н/м) (для эластомерной 136000)
cm2=680000;%жесткость сильфонной муфты (680000) (Н/м) (для эластомерной 136000)
B1=22.37;%коэффициент1 хар-ра закрепления концов вала (шарнирные концы 9,87,
%один конец жесткий, другой шарнирный 15,42, жесткие концы 22,37)
B2=61.67;%коэффициент2 хар-ра закрепления концов вала (шарнирные концы 39,48,
%один конец жесткий, другой шарнирный 49,97, жесткие концы 61,67)
B3=120.9;%коэффициент3 хар-ра закрепления концов вала (шарнирные концы 88,86,
%один конец жесткий, другой шарнирный 104,2, жесткие концы 120,9)

%Постоянные параметры:
a=0.05;%расстояние от диска1 до опоры1 (м)
b=0.05;%расстояние от опоры1 до диска2 (м)
c=0.05;%расстояние от диска2 до муфты1 (м)
d=0.24;%расстояние от муфты1 до муфты2 (м)
i=0.07;%расстояние от муфты 2 до диска3 (м)
f=0.05;%расстояние от диска 3 до опоры2 (м)
M1=3.251; %масса корпуса подшипника с подшипником опоры 1(кг)0.5992
M2=2.05; %масса корпуса подшипника с подшипником опоры 2 (кг)0.5992
c31=(7.9*10^9*0.003*(0.025^3))/(4*(L1^3));%Кoeffициент жесткости опоры 3.1(Н/м)
c32=(7.9*10^9*0.003*(0.025^3))/(4*(L2^3));%Кoeffициент жесткости опоры 3.2(Н/м)
c221=(7.9*10^9*0.003*(0.025^3))/(4*(L3^3));%Кoeffициент жесткости опоры 22.1 (Н/м)
c222=(7.9*10^9*0.003*(0.025^3))/(4*(L4^3));%Кoeffициент жесткости опоры 22.2 (Н/м)
w=(3.14*2800)/30;%Угловая скорость вращения двигателя
Fr1=mgr1*R*(w^2)*sin(w*t+q1);%сила разбалансировки на диске1
Fr2=mgr2*R*(w^2)*sin(w*t+q2);%сила разбалансировки на диске2
Fr3=mgr3*R*(w^2)*sin(w*t+q3);%сила разбалансировки на диске3

%Переменные перемещения x7=n(1),x8=n(3)
%и скорости V7=n(2),V8=n(4)
cv=7968.1;%жесткость гибкого вала 7968.1 Н/м, жесткость жесткого вала 85895 Н/м
r=(-Fr1-Fr2-Fr3+M1*n(2)+M2*n(4)-mv*(w^2)*e*cos(w*t)+((cm1+c31+c32)*(Fr1*(a+b+c+d+i+f)+Fr2*(c
f=[n(2);
(Fr1+Fr2+Fr3+mv*(w^2)*(e+r)*cos(w*t)-r*cv-cm1*n(1)-(c31+c32)*n(1)-(cm2+c221+c222)*((-Fr1
n(4);
(Fr1+Fr2+Fr3+mv*(w^2)*(e+r)*cos(w*t)-r*cv-cm2*n(3)-(c221+c222)*n(3)-(cm1+c31+c32)*((Fr1*

```

## Приложение В

Belt			
Belt nature		Timing belt	
Belt type		CONTI SYNCHROBELT	
Belt profile		HTD	
Tooth pitch		3M	
Geometry			
Delete input fields			
Small pulley			Large pulley
Pitch diameter	dwk	30,56 mm	Pitch diameter
Number of teeth	zk	32	Number of teeth
Speed	nk	3000,00 rpm	Speed
Transmission ratio	i	1,00	Required belt length
Centre distance	a	199,50 mm	Belt length
			Lw
			495,00 mm
Power			
Delete input fields			
Small pulley			Large pulley
Torque	Mk	0,80 Nm	Torque
Transmission power	P	0,251 kW	Required belt width
Given service factor	C0gef	1,60 Aid	Service condition
			Average loading
Result			
Show total result			
Calculated belt width	berr	8,78 mm	Total span tension
Chosen belt width	baus	9,00 mm	Total axle load
Overall service factor	C0er	1,65	Static belt tension
Power rating	Pr	0,41 kW	Ideal value frequency
			Fu
			52,29 N
			Fv
			52,29 N
			Fstat
			26,15 N
			f
			85,44 Hz
<b>CONTI HTD 495 - 3M - 9 - SYNCHROBELT</b>			

Conti CONTI SYNCHROBELT HTD

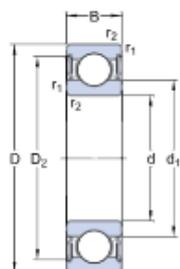
Tooth profile	PROF =	3M	
Tooth pitch	T =	3,00	mm
Number of teeth on small pulley	ZK =	32	
Pitch diameter of small pulley	DKK =	30,56	mm
Number of teeth on large pulley	ZG =	32	
Pitch diameter of large pulley	DWG =	30,56	mm
Speed of small pulley	NK =	3000,00	rpm
Speed of large pulley	NG =	3000,00	rpm
Transmission ratio	I =	1,00	
Belt length	LW =	495,00	mm
Number of teeth on timing belt	Z =	165,00	
Centre distance	AER =	199,50	mm
Arc of contact on the small pulley	BETA =	180,00	grd
Number of teeth in mesh on small pulley	ZE =	16,00	
Belt speed	V =	4,80	m/s
Belt flex frequency	BF =	19,39	Hz
Overall service factor	CO =	1,60	
Teeth in mesh factor	C1 =	1,00	
Length factor	C5 =	1,10	
Power to be transmitted	P =	0,25	kW
Torque on small pulley	MDK =	0,80	Nm
Torque on large pulley	MDG =	0,80	Nm
Calculated belt width	BERR =	8,78	mm
Chosen belt width	B =	9,00	mm
Power rating for belt width	PR =	0,41	kW
Calculated overall service factor	COER =	1,65	
Effective pull	FU =	52,29	N
Static belt tension	FSTAT =	26,15	N
Total axle load	FV =	52,29	N
Belt tension load factor	k1 =	1,00	
Belt tension service factor	k2 =	1,00	
Test force	FE =	24,00	N
Test deflection	TE =	12,85	mm
Natural frequency of belt span	EIF =	85	Hz

CONTI HTD Timing belt 495 - 3M - 9 - SYNCHROBELT  
 Toothed pulley P 32 - 3M - 9  
 Toothed pulley P 32 - 3M - 9

## Приложение Г

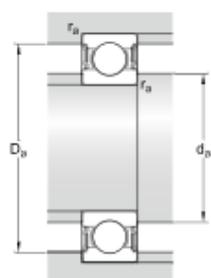
### 63003-2RS1

#### Размеры



d	17	mm
D	35	mm
B	14	mm
d <sub>1</sub>	≈ 23	mm
D <sub>2</sub>	≈ 31.2	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3	mm

#### Размеры опоры



d <sub>a</sub>	min. 19	mm
d <sub>a</sub>	max. 22.9	mm
D <sub>a</sub>	max. 33	mm
r <sub>a</sub>	max. 0.3	mm

#### Расчётные данные

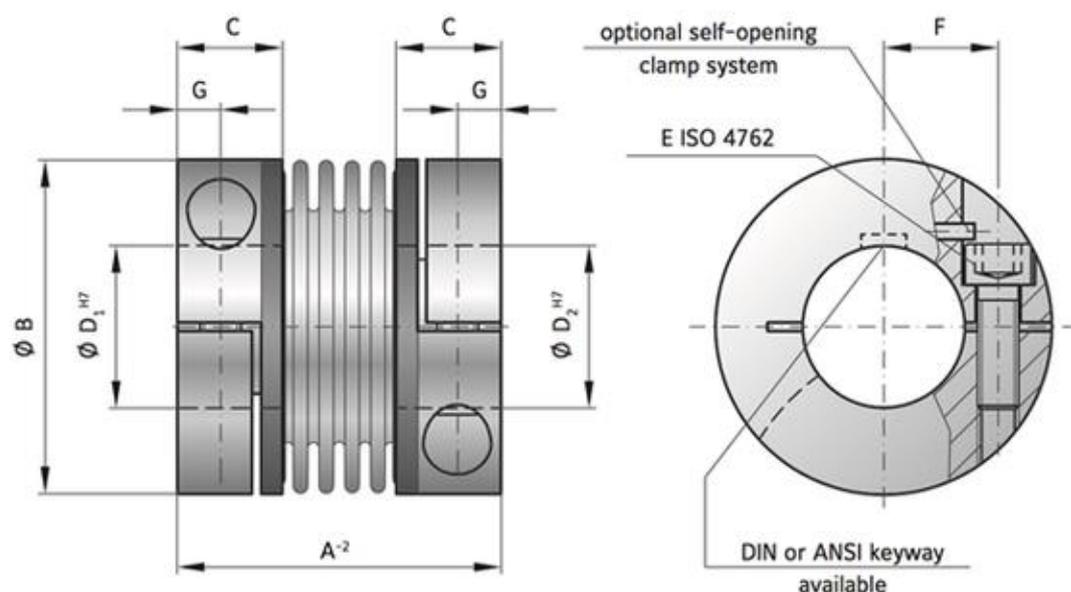
Номинальная динамическая грузоподъёмность	C	6.05	kN
Номинальная статическая грузоподъёмность	C <sub>0</sub>	3.25	kN
Предел усталостной прочности	P <sub>t</sub>	0.137	kN
Предельная частота вращения		13000	r/min
Расчётный коэффициент	k <sub>r</sub>	0.025	
Расчётный коэффициент	f <sub>0</sub>	14	

#### Масса

Масса подшипника		0.052	kg
------------------	--	-------	----

## Приложение Д

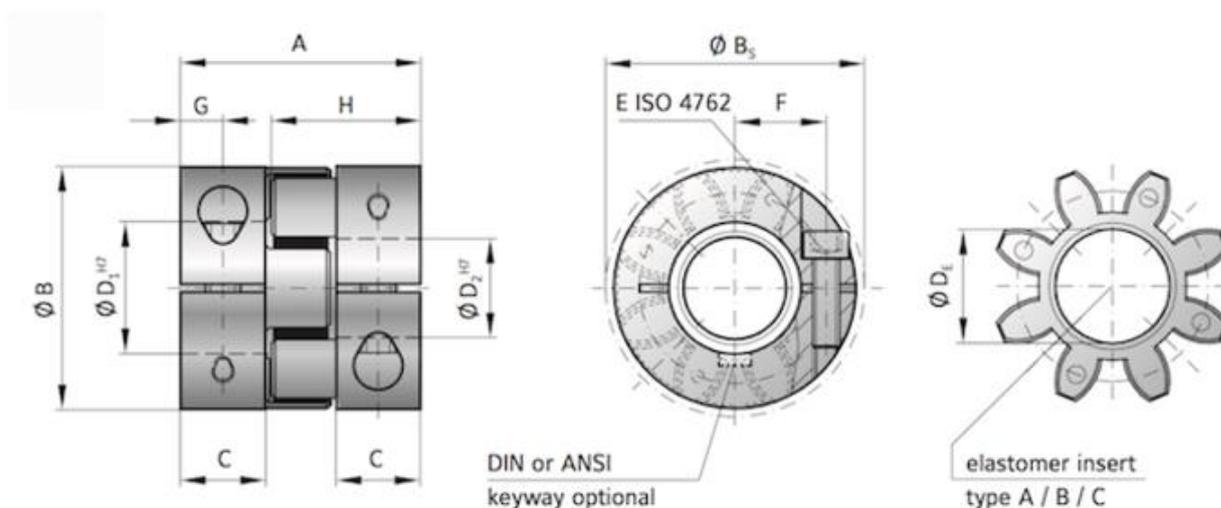
### BKL METAL BELLOWS COUPLING ECONOMY CLASS WITH CLAMPING HUB



#### + SPECIFICATIONS BKL

BKL Series		2	4,5	10	15	30	60
Rated torque (Nm)	$T_{KN}$	2	4,5	10	15	30	60
Overall length (mm)	$A^{-2}$	30	40	44	58	68	79
Fit length (mm)	C	10,5	13	13	21,5	26	28
Inside diameter possible from $\varnothing$ to $\varnothing$ H7 (mm)	$D_1/D_2$	4-12,7	6-16	6-24	8-28	10-32	14-35
Outside diameter (mm)	B	25	32	40	49	56	66
Moment of inertia ( $10^{-3} \text{ kgm}^2$ )	$J_{ges.}$	0,002	0,007	0,016	0,065	0,12	0,3
Approximate weight (kg)		0,02	0,05	0,06	0,16	0,25	0,4
Torsional stiffness ( $10^3 \text{ Nm/rad}$ )	$C_T$	1,5	7	9	23	31	72
Axial $\pm$  (mm)	max.	0,5	1	1	1	1	1,5
Lateral $\pm$  (mm)	max.	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Angular $\pm$  (degree)	max.	1	1	1	1	1	1
Axial spring stiffness (N/mm)	$C_a$	8	35	30	30	50	67
Lateral spring stiffness (N/mm)	$C_r$	50	350	320	315	366	679
Fastening screw ISO 4762	E	M3	M4	M4	M5	M6	M8
Tightening torque of the fastening screw (Nm)	E	2,3	4	4,5	8	15	40
Distance between centerlines (mm)	F	8	11	14	17	20	23
Distance (mm)	G	4	5	5	6,5	7,5	9,5
Hub material		Aluminium optional Steel					

## EKL ELASTOMER COUPLING WITH CLAMPING HUB



### + SPECIFICATIONS EKL

EKL Series		2	5	10	20	60	150
Type (Elastomer insert)		A B C	A B C	A B C	A B C	A B C	A B C
Rated torque (Nm)	T <sub>KN</sub>	2 2,4 0,5	9 12 2	12,5 16 4	17 21 6	60 75 20	160 200 42
Fit length (mm)	C	6	8	10,3	17	20	21
Inside diameter possible from Ø to Ø H7 (mm)	D <sup>1/2</sup>	3-8	4-12,7	4-16	8-25	12-32	19-36
Outside diameter (mm)	B	16	25	32	42	56	66,5
Outside diameter with screw head (mm)	B <sub>S</sub>	17	25	32	44,5	57	68
Moment of inertia per hub (10 <sup>-3</sup> kgm <sup>2</sup> )	J <sub>1/2</sub>	0,0003	0,002	0,003	0,01	0,04	0,08
Approximate weight (kg)		0,008	0,02	0,05	0,12	0,3	0,5
Fastening screw ISO 4762	E	M2	M3	M4	M5	M6	M8
Tightening torque of the fastening screw (Nm)	E	0,6	2	4	8	15	35
Distance between centerlines (mm)	F	5,5	8	10,5	15,5	21	24
Distance (mm)	G	3	4	5	8,5	10	11
Speed standard (min <sup>-1</sup> )		15000	15000	13000	12500	11000	10000
Hub length (mm)	H	12	16,7	20,7	31	36	39
Maximum torque* (Nm)	T <sub>Kmax</sub>	4 4,8 1	18 24 4	25 32 6	34 42 12	120 150 35	320 400 85
Overall length (mm)	A	20	26	32	50	58	62
Inside diameter of elastomer (mm)	D <sub>E</sub>	6,2	10,2	14,2	19,2	26,2	29,2