

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	
Исследование методов вибродиагностики элементов гидравлического привода	
УДК 620.179.17-047.37:62-82	

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Мурсалбекова Айжан Слямовна		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Гаврилин Алексей Николаевич	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Подопригора Игнат Валерьевич	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Руководитель ООП	Крауиныш Петр Янович	д.т.н.		

ЗАПЛАНИРОВАННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ
по основной образовательной программе подготовки магистров по направлению 15.04.05
«Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»,
профиль подготовки «Конструирование технологического оборудования»
ИШНПТ ТПУ, отделение материаловедения, руководитель ООП Крауныш П. Я.

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

¹ Указаны коды компетенций по ФГОС ВО (направление 15.04.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств),

P6	Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные высокотехнологичные 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 (ПК-1, 2, 4, 14, 15, 25), Критерий 5 АИОР (п. 1.5), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
<i>Универсальные компетенции</i>		
P7	Использовать глубокие знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС ВО (ПК-3, 8, 9, 10, 11, 12, 13), Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P8	Активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты инновационной инженерной деятельности	Требования ФГОС ВО (ПК-7, ОК-9), Критерий 5 АИОР (п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P9	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя группы, состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации	Требования ФГОС ВО (ПК-6, 17, 18, ОК-10), Критерий 5 АИОР (пп. 1.6, 2.3.), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P10	Демонстрировать глубокие знания социальных, этических и культурных аспектов инновационной инженерной деятельности, компетентность в вопросах устойчивого развития	Требования ФГОС ВО (ПК-22, ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп. 2.4, 2.5), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P11	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОК-1, 5), Критерий 5 АИОР (2.6), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI

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

Инженерная школа новых производственных технологий

Отделение материаловедения

Направление подготовки: 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ71	Мурсалбековой Айжан Слямовне

Тема работы:

Исследование методов вибродиагностики элементов гидравлического привода	
Утверждена приказом директора ИШ НПТ	Приказ № _____ от _____

Срок сдачи студентом выполненной работы:

17.06.2019 г.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Объект исследования – математическая модель аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части. Необходимо разработать математическую модель аксиально-поршневой гидромашины с зазором в поршневой части. Исследование объекта провести в программной среде «Simulink», изменяя величину зазора.
---------------------------------	--

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	Провести комплексный информационно-аналитический обзор методов диагностики элементов гидравлического привода. Разработать математическую модель аксиально-поршневой гидромашины с зазором в поршневой части, и провести его спектральный анализ.
Перечень графического материала	Принципиальная схема. Кинематическая схема. Расчетная схема. Блок-схема. Графики зависимости кинематических величин от времени. Спектры виброускорения.
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Информационно-аналитический обзор	Гаврилин А.Н.
Расчеты и аналитика	Гаврилин А.Н.
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Подопригора И.В.
Социальная ответственность	Исаева Е.С.
Английский язык	Устюжанина А.К.
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Информационно-аналитический обзор	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	03.09.2018 г.
---	---------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Гаврилин А. Н.	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Мурсалбекова Айжан Слямовна		

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

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ71	Мурсалбекова Айжан Слямовна

Школа	ИШНПТ	Отделение	Материаловедения
Уровень образования	Магистр	Направление/специальность	15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих 2. Нормы и нормативы расходования ресурсов 3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования.	1. Объект – математическая модель аксиально-поршневой гидромашины. 2. Ресурсы ТПУ (лаборатория). 3. Методические указания по проведению сравнительного анализа с конкурентами (оценочная карта технических решений).
--	--

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ 2. Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок 3. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	1. Оценка потенциальных потребителей; SWOT-анализ; оценка готовности проекта к коммерциализации. 2. Планирование этапов работы, определение календарного графика и трудоемкости разработки, расчет бюджета. 3. Интегральный финансовый показатель. Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения разработки.
---	--

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Сегментирование рынка 2. Оценка конкурентоспособности технических решений 3. Матрица SWOT 4. Календарный план-график
--

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	29.04.2019 г.
---	---------------

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Мурсалбекова Айжан Слямовна		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ71	Мурсалбекова Айжан Слямовна

Школа	ИШНПТ	Отделение (НОЦ)	Материаловедение
Уровень образования	Магистр	Направление/специальность	15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Тема ВКР:

Исследование методов вибродиагностики элементов гидравлического привода	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования – математическая модель аксиально-поршневой гидромашины. Рабочая зона – лаборатория ТПУ.
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	– Трудовой кодекс РФ от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 27.12.2018); – СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03; – ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ.
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	– вредные: повышенный уровень электромагнитных излучений; монотонный режим работы; отклонение показателей микроклимата; недостаточная освещенность рабочей зоны. – опасные: опасность поражения электрическим током.
3. Экологическая безопасность:	– воздействия объекта: потребление энергий. – воздействия процесса: бытовой мусор. – мероприятия: ресурсосбережение, утилизация.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	– возможные ЧС: пожары и взрывы; ураганы, ливни, заморозки; обрушение зданий. – наиболее вероятная ЧС – пожар.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	06.05.2019
--	------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Исаева Е.С.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Мурсалбекова А.С.		

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

Инженерная школа новых производственных технологий

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

Уровень образования: магистр

Отделение материаловедения

Период выполнения: осенний / весенний семестр 2018/2019 учебного года

Форма представления работы:

Магистерская диссертация

(бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:

17.06.2019 г.

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
03.12.2018	Информационно-аналитический обзор	20 баллов
01.02.2019	Разработка математической модели насоса	20 баллов
08.04.2019	Разработка математической модели дефекта	20 баллов
01.05.2019	Исследование закономерности изменения параметров насоса при наличии дефектов	40 баллов

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Гаврилин А. Н.	к.т.н.		

СОГЛАСОВАНО:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Руководитель ООП	Крауиньш Петр Янович	д.т.н.		

Реферат

Выпускная квалификационная работа содержит пояснительную записку, содержащую 115 страниц, включает 45 рисунков, 27 таблиц, 53 источника, 4 приложения.

Ключевые слова: гидравлическая машина, дефект, вибрация, вибродиагностика, спектр.

Объект исследования: математическая модель аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части.

Цель работы: выявить спектральные характеристики аксиально-поршневой гидромашины при наличии дефектов в поршневой части.

В процессе работы проведены теоретические исследования существующих методов вибродиагностики элементов гидравлического привода, сделан сравнительный анализ их достоинств и недостатков, разработана математическая модель аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части.

В результате исследования была выявлена закономерность изменения формы сигнала и спектров виброускорения при наличии дефектов в поршневой части аксиально-поршневой гидромашины. Материалы исследования приведены в выпускной квалификационной работе.

Степень внедрения: полученные результаты исследования можно использовать при диагностике аксиально-поршневых гидромашин, для выявления и предсказания неисправностей в поршневой части на ранней стадии.

Область применения: диагностика аксиально-поршневых гидромашин.

Экономическая эффективность/значимость работы: Эффективность данного метода определяется возможностью определить дефект в поршневой части гидромашины на ранней стадии, предотвратив выход из строя гидромашины в целом, и таким образом, увеличить его время работы, что является очень важным на современном рынке.

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящей научно-исследовательской работе использованы ссылки на следующие стандарты:

1. Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 27.12.2018).
2. СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы.
3. ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования.
4. ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
5. ГОСТ 12.1.006-84 ССБТ. Электромагнитные поля радиочастот. Общие требования безопасности.
6. СанПиН 2.2.2/2.4.1340–03. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы «Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы».
7. ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.
8. СанПиН 2.2.4.548–96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
9. СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*
10. Федеральный закон от 22.07.2013 г. №123 – ФЗ, Технический регламент о требованиях пожарной безопасности.
11. ГН 2.2.5.3532–18. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны.
12. ГОСТ Р 22.0.01-2016. Безопасность в ЧС. Основные положения.
13. ГОСТ Р 22.0.07-95. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Источники техногенных чрезвычайных ситуаций. Классификация и номенклатура поражающих факторов и их параметров.

В работе приняты следующие определения:

Динамические процессы – множество элементов, для которого задана функциональная зависимость между временем и положением в фазовом пространстве каждого элемента системы.

Математическая модель – приближенное описание объекта моделирования, выраженное с помощью математической символики.

В работе приняты следующие сокращения:

ВКР – выпускная квалификационная работа;

НК – неразрушающий контроль;

ОК – объект контроля;

ТО – техническое оборудование;

ПЭП – пьезоэлектрический преобразователь;

ПЭВМ – персональная электронно-вычислительная машина.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	15
1. ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР	17
1.1 Принцип работы гидравлического привода	17
1.2 Возможные дефекты в гидравлическом приводе	18
1.3 Вибрация и ее параметры	20
1.4 Известные методы вибродиагностики	24
1.5 Современные приборы для вибродиагностики	31
1.6 Модели дефектов в программной среде Simulink	35
Выводы по главе	37
2. ОБЪЕКТ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ	38
3. РАСЧЕТЫ И АНАЛИТИКА	39
3.1 Кинематическая схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части	39
3.2 Расчетная схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части	40
3.3 Разработка математической модели аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части	41
3.4 Расчет параметров математической модели аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части	45
3.5 Исследование аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части	47
Выводы по главе	50
4. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ	51
4.1 Результаты исследования математической модели аксиально- поршневой гидромашины при отсутствии дефектов	51
4.2 Результаты исследования математической модели аксиально- поршневой гидромашины при наличии дефектов	52
Выводы по главе	58
5. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ	60
5.1 Общие сведения о научно-техническом исследовании	60
5.2 Предпроектный анализ	60

5.2.1 Потенциальные потребители	61
5.2.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	62
5.2.3 SWOT-анализ	63
5.3 Определение возможных альтернатив проведения научных исследований.....	66
5.4 Планирование научно-исследовательских работ	66
5.4.1 Структура работ в рамках научного исследования	66
5.4.2 Определение трудоемкости выполнения работ	68
5.4.3 Расчет материальных затрат НТИ	72
5.4.4 Основная заработная плата исполнителей	74
5.4.5 Дополнительная заработная плата исполнителей темы	76
5.4.6 Отчисления во внебюджетные фонды	77
5.4.7 Накладные расходы	77
5.4.8 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта	78
5.5 Определение ресурсной, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	78
Выводы по главе	81
6. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ	82
6.1 Правовые и организационные процессы обеспечения безопасности.....	82
6.1.1 Специальные правовые нормы трудового законодательства.....	82
6.1.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны..	83
6.2 Производственная безопасность	84
6.2.1 Анализ выявленных вредных и опасных факторов.....	86
6.2.2 Обоснование мероприятий по снижению воздействия	91
6.3 Экологическая безопасность.....	92
6.3.1 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду....	92
6.3.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды.....	93

6.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	93
6.4.1 Анализ вероятных ЧС.....	93
6.4.2 Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС.....	94
Выводы по главе.....	95
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	96
СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СТУДЕНТА.....	97
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	98
ПРИЛОЖЕНИЕ А	103
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	121
ПРИЛОЖЕНИЕ В	125
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	127
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	129

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

Актуальность темы связана с необходимостью ранней диагностики возникновения дефектов в элементах гидропривода. На сегодняшний день существует множество способов для диагностики элементов гидравлического привода, наиболее распространенный в современном мире – статопараметрический анализ, основанный на измерении параметров установившегося задресселированного потока рабочей жидкости. В качестве диагностических параметров используют значение объемного КПД. Однако данный метод не способен на ранней стадии выявить дефект в поршневой группе гидромашины, что следует за собой разрушение поршневой группы, и попадание разрушенных частей в систему, способствуя к выходу из строя всех элементов гидропривода [1-4]. В этом случае, метод вибродиагностики превосходит существующие методы, и позволяет выявить дефект в поршневой части гидромашины на ранней стадии его появления, предотвратив возможные простои гидравлического привода.

В связи с вышеперечисленными факторами, исследование методов вибродиагностики по выявлению дефектов в поршневой части гидромашины, является актуальной темой.

Проблема: на сегодняшний день недостаточно исследованы способы анализа параметров вибрации, полученные методом вибродиагностики элементов гидропривода, которые несут собой большой объем информативности.

Объект исследования: математическая модель аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части.

Предмет исследования: закономерность изменения параметров вибрации гидромашины в зависимости от наличия и величины дефектов в его элементах.

Цель: выявить спектральные характеристики аксиально-поршневой гидромашины при наличии дефектов в поршневой части.

Задачи исследования:

1. Разработать математическую модель гидромашины с дефектом в поршневой части.
2. Провести исследование математической модели гидромашины в программной среде Simulink, изменяя размер дефекта в поршневой части.
3. Выявить спектральные характеристики дефекта в поршневой части гидромашины.

Научная новизна работы заключается в создании математической модели аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части.

Научные положения:

1. Создана модель гидромашины с дефектом в поршневой части.
2. Выявлены максимальные значения частот, характеризующих дефекты в поршневой части гидромашины, при достижении которых система выйдет из строя.

Практическая значимость ВКР:

1. Создана модель гидромашины с дефектом в поршневой части.
2. Выявлены частотные характеристики дефекта в поршневой части гидромашины.

1. ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР

В данном разделе рассматривается принцип работы гидравлической машины, их возможные дефекты и существующие на сегодняшний день методы их диагностики. Для подробного изучения вопроса, необходимо было провести анализ литературы по следующим направлениям:

1. Принцип работы гидравлического привода.
2. Возможные дефекты в гидравлическом приводе.
3. Вибрация и ее параметры.
4. Известные методы вибродиагностики.
5. Современные приборы для вибродиагностики.

1.1 Принцип работы гидравлического привода

В 1648 году французский физик Блез Паскаль доказал явление, при котором вода равномерно передает давление по всему контейнеру. Позже этот принцип был использован в промышленности для создания силы жидкости, как в гидравлическом приводе [5].

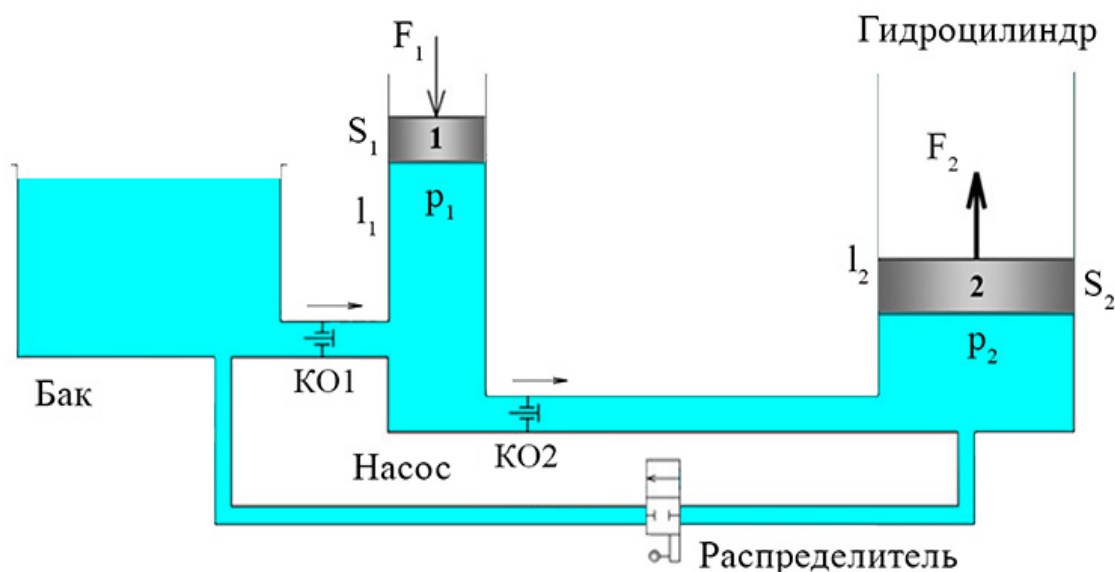


Рис. 1. Принцип работы гидравлического привода

На рисунке 1 представлен принцип работы простейшего гидравлического привода. Согласно нему, поршень 1 совместно с обратными

клапанами 1 и 2 является поршневым насосом. Поршень 2, установленный в цилиндрической камере является гидроцилиндром одностороннего действия. Управление потоками жидкости осуществляется с помощью распределителя.

Во время перемещения поршня вниз под действием давления жидкости клапан 1 прижимается к седлу - закрывается, а клапан 2 открывается, жидкость поступает под поршень 2, заставляя его перемещаться и при необходимости преодолевать усилие нагрузки.

По достижении крайнего нижнего положения поршень начинает перемещаться вверх, увеличивая объем под поршнем, в результате создавшегося разрежения клапан 1 откроется, а клапан 2 закроется, жидкость из бака будет поступать под поршень 1. После достижения крайнего положения, поршень начнет движение вниз вытесняя рабочую жидкость, цикл повторится.

Таким образом, увеличивая число циклов, можно достигнуть необходимой величины перемещения поршня 2 с увеличенным, за счет разницы площадей, усилием [6].

1.2 Возможные дефекты в гидравлическом приводе

Неисправности гидравлического привода, в основном, характеризуется его гидравлической системой.

В гидросистеме выходят из строя насосы, гидрораспределители, гидроцилиндры, рукава высокого давления, а также трубопроводы.

Далее перечислены возможные причины неисправностей в элементах гидравлических систем по данным ООО «СПЕЦТЕХИМПЕКС» [7-9], которые занимаются приобретением и продажей спецтехники:

- течь в системе;
- подсос воздуха в системе;
- высокое рабочее давление в гидросистеме;
- излишек или недостача масла в баке гидросистемы;
- неисправный насос;

- изнашивание резиновых уплотнительных колец насоса;
- изнашивание торцевых поверхностей колец и втулок насоса;
- изнашивание манжеток поршня гидроцилиндров;
- задиры на зеркале гидроцилиндра и поверхности штока;
- повреждение резиновых уплотнений гидроцилиндра;
- неправильно отрегулированный предохранительный клапан;
- попадание под шарик гидрозамка постороннего предмета;
- загрязнение фильтров.

В заключение уместно будет привести данные, где на базе предприятий ОАО «СпецНефтеТранс», НК «Мангазeya», ООО «Тюменьнеруд» проводился анализ 265 единиц гидрофицированных технологических машин за период 09.2013–09.2014 г. (таблица 1) [10-12].

Таблица 1 – Количество отказов в гидросистемах

Агрегаты	Отказы и неисправности			
	лето		зима	
	Количество отказов	Процент отказов	Количество отказов	Процент отказов
Насос	83	36%	185	39 %
Фильтр	57	27 %	99	22 %
Рукава высокого давления	45	18 %	99	22 %
Распределитель	29	14%	69	10%
Гидроцилиндр	21	8 %	33	7%
Итого	235	100 %	485	100%

В результате полученных результатов, было выявлено, что наиболее уязвимым элементом гидропривода современной технологической машины являются насосы.

На сегодняшний день, аксиально-поршневой насос имеет широкое применение в гидросистемах строительной и дорожной техники, металлообрабатывающих станков, самолетов, благодаря своей возможности работать при высоком давлении с частотой вращения в диапазоне от 500 до 4000 оборотов в минуту [13]. Для оправдания возложенной ответственности и предотвращения чрезвычайных ситуаций, необходима своевременная диагностика и выявление появляющихся дефектов в аксиально-поршневом насосе, как правило, в 36-39 % случаев связанных с зазором в шарнирных соединениях шатун-клапан [14].

1.3 Вибрация и ее параметры

На практике очень трудно избежать вибрации. Это обычно происходит из-за динамических эффектов производственных допусков, зазоров, роликовых и трущихся контактов между частями машины и неравновесных сил во вращающихся и возвратно-поступательных элементах. Часто небольшие незначительные колебания могут возбуждать резонансные частоты некоторых других конструктивных элементов и усиливаться в основных источниках вибрации и шума.

Сложное колебательное движение может быть представлено в виде совокупности простых гармоник, которые описываются тремя параметрами: частотой, амплитудой и начальной фазой.

Если вибрация точки (или тела) имеет продольную форму колебаний вдоль одной оси, то мгновенное смещение (вибросмещение) от исходного положения может быть описано по формуле 1 [15].

$$x = S_{\text{пик}} \sin(\omega t), \quad (1)$$

где ω – угловая частота;

$S_{\text{пик}}$ – максимальное смещение точки от исходного положения;

t – время.

Изменение смещения во времени является *скоростью* (виброскоростью) движения точки (или тела), поэтому колебания можно описать через скорость по формуле 2.

$$v = \frac{dx}{dt} = V_{\text{пик}} \cos(\omega t) = V_{\text{пик}} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right), \quad (2)$$

Изменение скорости движения во времени является ускорением (виброускорением) движения и описывается по формуле 3.

$$a = \frac{dv}{dx} = a_{\text{пик}} \sin(\omega t + \pi), \quad (3)$$

Частота – характеристика периодического процесса, равная количеству повторений в единицу времени, обратно пропорциональна периоду колебаний. Частота вычисляется по формуле 4 [16] .

$$f = \frac{1}{T}, \quad (4)$$

где T – период, время полного цикла колебаний (с).

Единицей измерения частоты в Международной системе единиц (СИ) является герц (русское обозначение – Гц; международное – Hz), названный в честь немецкого физика Генриха Герца. Одно колебание в секунду соответствует 1 Гц.

Фаза колебаний – определяет положение характерной точки колебаний (максимального, минимального значения или перехода от отрицательного к положительному значению) относительно зафиксированного положения метки. Измеряется в градусах. Используется при балансировке, обследовании металлоконструкций, диагностировании механизмов [17].

Колебания в двух точках, совпадающие по фазе, называют синфазными, а отличающиеся на 180^0 – противофазными. Сдвиг фаз синхронных гармонических колебаний – это разность фаз двух синхронных гармонических колебаний в заданный момент времени. Этот параметр часто используют при анализе вибрации.

Основные характеристики колебательных процессов перечислены ниже, и представлены на рисунке 2.

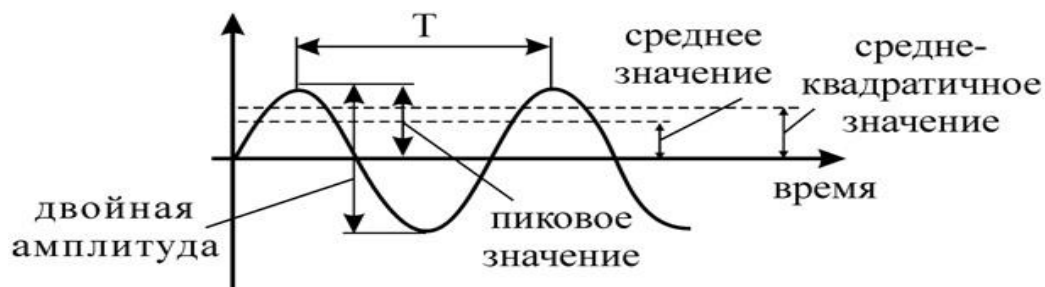


Рис.2. Характеристики колебательных процессов

Размах колебаний – разность между наибольшим и наименьшим значениями колеблющейся величины в рассматриваемом интервале времени. Для гармонических колебаний размах колебаний равен удвоенной пиковой амплитуде, так как временная реализация в этом случае симметрична [18].

Размах колебаний является необходимым в тех случаях, когда смещение механических колебаний детали машины является критическим с точки зрения максимально допустимых механических напряжений и зазоров. Используется в основном при измерении виброперемещения.

Пиковое значение – определяется как наибольшее отклонение колеблющейся величины от среднего положения $X_{\text{ПИК}} = |X_{\text{МАХ}}|$.

Используется как составляющая при измерении виброускорения. Пиковое значение эффективно при оценке кратковременных механических ударов и так далее. Однако пиковое значение отображает только максимальное значение исследуемых колебаний, а не их временное развитие.

Среднеарифметическое мгновенных значений вибрации – среднее значение измеренных данных, характеризует общую интенсивность вибрации (формула 5) [19].

$$X_{\text{СРЕД}} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} x(t) dt, \quad (5)$$

где t – текущее значение временной координаты;

T – период измерения.

Среднее значение отображает временное развитие исследуемых колебаний, но его практическое применение ограничено ввиду того, что оно не имеет непосредственной связи ни с какой физической величиной этих колебаний.

Среднее квадратичное значение (СКЗ) – квадратный корень из среднего арифметического или среднего интегрального значения квадрата колеблющейся величины в рассматриваемом периоде времени (формула 6) [20].

$$X_{\text{СКЗ}} = \sqrt{\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} x^2(t) dt}, \quad (6)$$

Для получения правильного значения, интервал усреднения должен быть не меньше одного периода колебания. Используется при измерении виброскорости. Пересчёт значений виброускорения, виброскорости и виброперемещения, определённых в результате анализа спектра, как функции угловой частоты ω , в среднее квадратическое значение виброскорости проводится по формулам 7,8,9 [21].

$$V_{\text{СКЗ}} = \sqrt{(a_1/\omega_1)^2 + (a_2/\omega_2)^2 + \dots + (a_n/\omega_n)^2}, \quad (7)$$

$$V_{\text{СКЗ}} = \sqrt{(s_1/\omega_1)^2 + (s_2/\omega_2)^2 + \dots + (s_n/\omega_n)^2}, \quad (8)$$

$$V_{\text{СКЗ}} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2}, \quad (9)$$

Возможно определение среднего квадратического значения виброскорости по максимальному и минимальному значению виброскорости в спектре (формула 10).

$$V_{\text{СКЗ}} = \sqrt{(v_{\text{max}}^2 + v_{\text{min}}^2)/2}, \quad (10)$$

Среднеквадратическое значение учитывает временное развитие исследуемых колебаний и непосредственно отображает значение, связанное с энергией сигнала и, следовательно, разрушающей способностью этих колебаний.

Коэффициент амплитуды или пик-фактор – отношение пикового ($X_{\text{ПИК}}$) к среднеквадратичному ($X_{\text{СКЗ}}$) значению (формула 11) [22].

$$K_{\text{ПФ}} = X_{\text{ПИК}}/X_{\text{СКЗ}}, \quad (11)$$

Пик-фактор характеризует развитие повреждения. При зарождении повреждений значения пик-фактора увеличиваются. Увеличение степени повреждений снижает значения пик-фактора (рисунок 3).

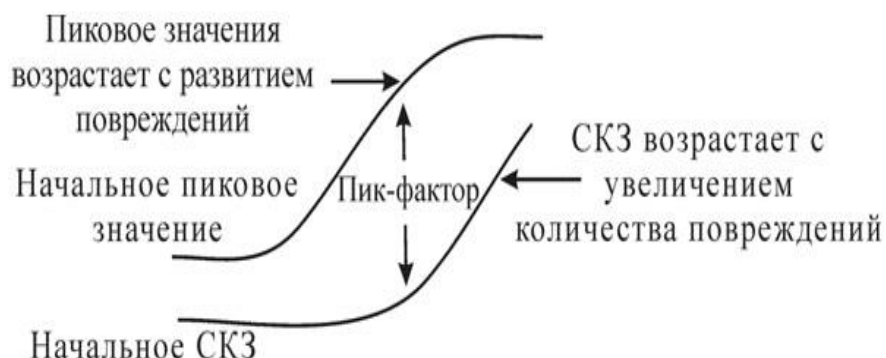


Рис.3. Изменения значения пик-фактора

1.4 Известные методы вибродиагностики

Основными методами вибродиагностики, которые используются при решении задач мониторинга и функциональной диагностики машин, являются: анализ общего уровня вибрации, метод ударных импульсов, кепстральный анализ и метод спектрального анализа огибающей высокочастотной вибрации. Эти методы кардинально отличаются друг от друга, как способами реализации, так и стоимостью внедрения, поэтому, для того чтобы выбрать наиболее оптимальный, требуется провести их анализ.

1.4.1 Диагностика по общему уровню вибрации

Диагностика по общему уровню вибрации – суммарная энергия вибрации (виброскорость, мм/с), измеренная в установленном частотном диапазоне (обычно 10 –1000 Гц). Измерение общих уровней вибрации машины или её компонентов и сравнение полученных уровней с эталонными позволяет судить о текущем состоянии машины. Уровень вибрации выше нормального означает, что на машине имеются проблемы (дисбаланс, расцентровка, ослабление механических креплений, проблемы с фундаментом и т.д.). Общий уровень может быть измерен по Пикам, по

размаху Пик-Пик, по среднему уровню или по среднеквадратичному значению (СКЗ). Эти факторы могут быть математически связаны друг с другом, если речь идёт о синусоидальной вибрации [23].

Достоинством этого метода является простота реализации и низкая стоимость за счёт использования элементарной портативной виброизмеряющей аппаратуры. Среди недостатков стоит выделить невозможность точного определения природы дефекта

1.4.2 Метод ударных импульсов

Это запатентованный фирмой SPM метод использования ударных импульсов от подшипников качения в качестве основы для эффективного мониторинга и диагностики условий работы и состояния этих подшипников качения [24].

Ударные импульсы — это ударные волны малой энергии, генерируемые подшипниками качения вследствие соударений и изменений давления в зоне качения этих подшипников в течение всего срока службы подшипников и распространяющиеся в материалах деталей подшипника, подшипникового узла и прилегающих к ним деталей.

Для уверенной регистрации волн растяжения-сжатия, фирмой SPM был разработан специальный датчик, состоящий из механического резонатора, индуктивности и дифференциального усилителя. Такая конструкция позволяет отстроиться от низкочастотной вибрации и минимизировать влияние способа установки датчика (за исключением крепления на магните). Механический резонатор является своего рода камертоном, воспринимающим волны растяжения-сжатия и преобразующим их в пульсации на своей резонансной частоте. С датчика сигнал попадает в блок обработки, где с ним происходят трансформации, показанные на рисунке 4.

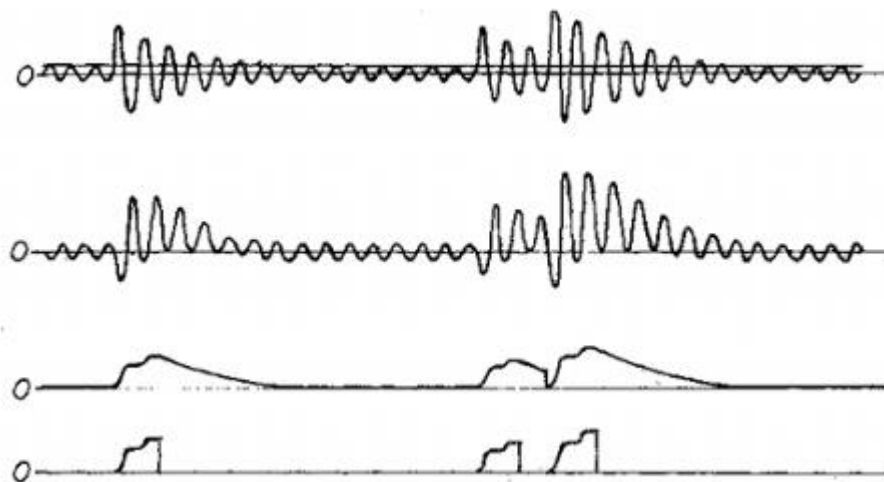


Рис.4.Стадии преобразования вибросигнала

1.4.3 Диагностика по спектрам вибросигналов

Диагностика по спектрам вибросигналов позволяет выявить большое количество дефектов оборудования. Во многих случаях методом можно диагностировать дефекты агрегатов с середины второго этапа развития, когда уровень энергии резонансных колебаний замечен в общей картине частотного распределения всей мощности вибросигнала [25].

Определяются минимальный и максимальный уровни в соответствии со статистическим алгоритмом разновидности метода, и производится оценка состояния по установкам тревог SPM или самого пользователя.

На сегодняшний день существует три алгоритма определения уровней ударных импульсов. Каждый обладает определёнными достоинствами, не позволяющими полностью отказаться от того или иного метода.

1. Метод – d_{Bm}/d_{Bc} .

Значение d_{Bm} – это максимальная величина, определяющая самый сильный импульс за время измерения. Она является показателем повреждения подшипника.

Значение d_{Bc} , или «ковровый» уровень, определяется, как уровень, на котором регистрируется 200 импульсов в секунду. Данный уровень является показателем состояния смазки подшипника.

Обе величины измеряются по нормализованной шкале в децибелах. «Нормализованная шкала» означает, что шкала скорректирована в соответствии с основными данными подшипника: внутренним диаметром и частотой вращения. Нормализация шкалы производится с целью унификации оценки состояния по правилу SPM: «менее 20 dBm = хорошее состояние, 21-34 dBm = внимание, от 35 dBm = повреждение».

Следует отметить, что ошибка ввода диаметра и скорости до 10% не приводит к существенной ошибке оценки состояния. Точность метода приемлемая, идеальна для мониторинга оборудования, о подшипниках и скоростях вращения которого не имеется точных данных.

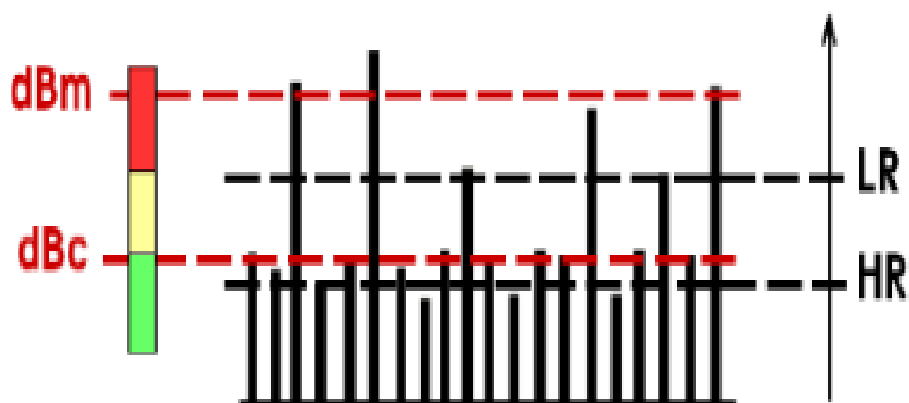


Рис.5.Уровни ударных импульсов

2. Метод –LR/HR.

Значение LR (Low Rate of occurrence = низкая степень повторяемости) - это средняя величина 40 самых сильных импульсов за время измерения. Она соответствует, но не является равной максимальной величине импульсов.

Значение HR (High Rate of occurrence = высокая степень повторяемости) соответствует уровню, где регистрируется примерно 1000 импульсов в секунду. Это соответствует, но не является равным «ковровой» величине.

Обе величины – исходные данные, измеренные по ненормализованной шкале в децибелах. Оценка сигнала даёт три результата: CODE (от A до D – код состояния подшипника), LUB (состояние смазки) и COND (степень повреждения). Так же имеются различные коды ошибок (слабый сигнал, помеха и т.д.). Для применения метода необходимо знать номер подшипника и скорость вращения.

Метод обладает достаточной точностью, подходит для мониторинга оборудования, о котором имеется достоверная информация по подшипникам и скорости вращения.

3. Метод HD

Метод HD (High Definition = Высокое разрешение) – последняя разработка SPM. Аналогично предыдущим методам, определяются величины H_{Dm} и H_{Dc} .

H_{Dm} является самым большим значением, полученным во время цикла измерения, в то время как H_{Dc} определяет степень смазывания подшипника.

Метод реализован с применением высокоскоростного 24-битного АЦП, обеспечивающего высочайшее разрешение анализируемого сигнала. Цикл измерения привязан к оборотам вала, что позволяет избавиться от помех.

Метод устойчиво работает даже на оборудовании со скоростью вращения около 5 об/мин. Метод ударных импульсов более совершенен, чем метод измерения общего уровня вибрации, поскольку позволяет определить степень износа подшипника и характер дефекта.

Главным минусом является его узко направленность, так как данный метод применяется только к подшипникам качения и, например, к подшипникам скольжения неприменим. Ко всему прочему, данный метод применим к низкооборотным подшипникам только с применением алгоритма определения ударных импульсов по методу LR/HR. Это подразумевает

использование весьма дорогостоящего оборудования, что далеко не всегда целесообразно.

1.4.4 Спектральный анализ огибающей

Спектральный анализ огибающей это метод, в котором анализируется не сама высокочастотная вибрация, а низкочастотные колебания ее мощности. Глубину модуляции случайного амплитудно-модулированного сигнала вибрации можно определить в процентах, используя среднее значение огибающей. При изменении вида дефекта частота модуляции изменяется. Чем больше степень развития дефекта, тем больше становится глубина модуляции. Следовательно, частота модуляции определяет вид дефекта, а глубина модуляции - степень его развития (рис.6) [26].

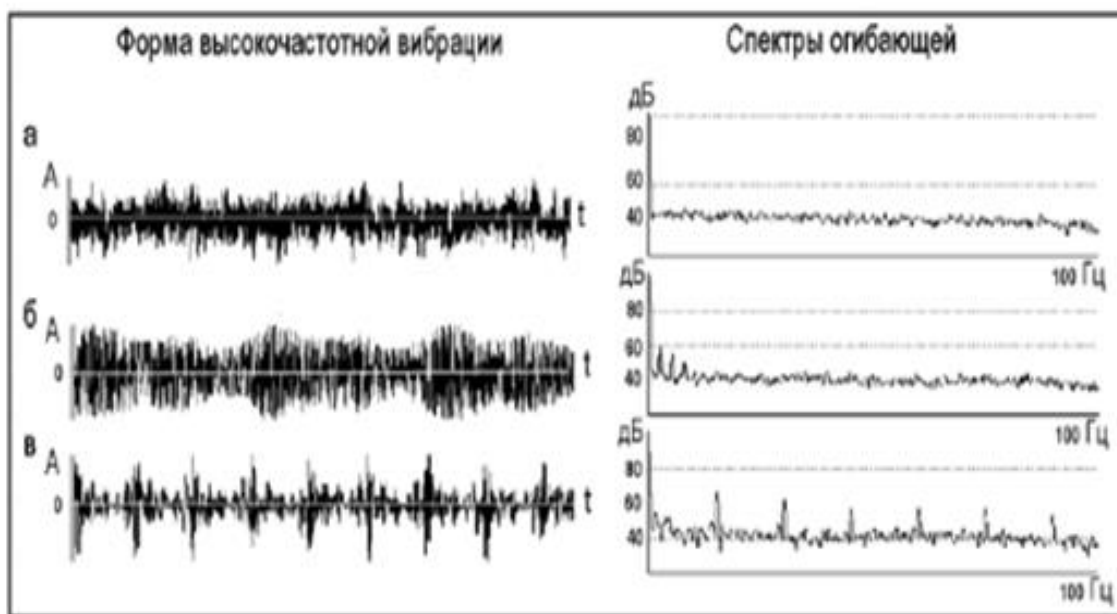


Рис. 6.Формы высокочастотной вибрации и спектры ее огибающей для трех одинаковых подшипников: а - бездефектный подшипник, б - дефект сепаратора, в - раковина на наружном кольце.

К достоинствам этого метода относятся: возможность локализовать дефект, высокая чувствительность, высокая достоверность определения вида и величины каждого из дефектов. Основной недостаток – высокая

стоимость аппаратуры и сложность реализации. Как правило, алгоритм обработки и анализа реализуется с использованием компьютерной техники.

1.4.5 Кепстральный анализ

В роторных машинах очень часто можно наблюдать обилие гармонических составляющих, каждая из которых имеет отношение к некоторому важному возмущению (дефекту). Среди них трудно выделить одну или несколько, на которых можно было бы построить диагностический алгоритм. Это замечание относится прежде всего к машинам с зубчатыми редукторами, либо подшипниками качения. Для сжатия информации, содержащейся в спектре, в этих случаях используют кепстр – преобразование Фурье от логарифмического спектра мощности [27].

Достоинства: кепстральный анализ в значительной степени нечувствителен к изменениям фазы исследуемых сигналов и к особенностям путей распространения механических, следовательно, имеет высокую помехозащищенность. Недостаток: сложность интерпретации результатов.

Проведенный анализ методов вибродиагностики показал, что наиболее оптимальным для большинства систем, включающих в себя ротор, является метод спектрального анализа огибающей. Другие методы являются менее предпочтительными в силу их особенностей. Метод измерения общего уровня вибрации пригоден для использования в таких системах, которые не являются вибронагруженными, так как не позволяет произвести дефектовку подшипников до их выхода из оптимального рабочего состояния, но реализация данного метода требует минимального программного и материального обеспечения. Метод ударных импульсов точнее, однако и в реализации он требует больших затрат, чем предыдущий, при этом не имеет должной помехозащищенности и дает неверные сведения о работе подшипника при появлении нескольких крупных дефектов. Для высокооборотистых вибронагруженных машин

возможно применение кепстрального анализа спектра вибраций, но у данного метода повышенные требования к вычислительной аппаратуре и программному обеспечению.

1.5 Современные приборы для вибродиагностики

Выбор информационно-измерительной техники для вибродиагностики зависит от регистрируемых параметров вибрации, которые могут быть различны для каждого вида агрегата станочного оборудования, особенно в аспекте частотного диапазона вибрации. В качестве параметров вибрации применяют следующие [28-29]:

1. Виброперемещения – низкочастотный диапазон. Представляет интерес относительное смещение объектов;
2. Виброскорости – среднечастотный диапазон. Эффективно для проверки работоспособности машин, генерирующих вибрацию;
3. Виброускорения – высокочастотный диапазон. Проводят оценку надежности технологического оборудования.

В общем случае структурная схема измерения вибрации состоит из трех элементов (рис. 7).

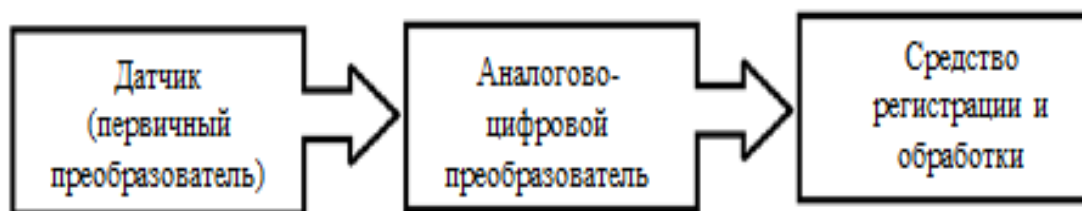


Рис.7. Структурная схема измерения вибрации

1.5.1. Измерительные датчики

В виброконтроле и вибродиагностике вращающихся машин из всех известных видов датчиков вибрации используются пьезоэлектрические и вихретоковые датчики вибрации.

Напрямую измеряемой величиной пьезоэлектрического датчика является виброускорение, которое с помощью интеграторов может быть преобразовано в виброскорость и виброперемещение. Таким образом, говоря «датчик виброускорения», «датчик виброскорости» и «датчик виброперемещения», в первую очередь, понимают пьезоэлектрический акселерометр с платой интегрирования или без нее [30].

Пьезоэлектрические датчики вибрации относятся к датчикам контактного типа и не применимы в случаях, когда требуется бесконтактное измерение параметров вибрации.

Принцип действия датчиков основан на прямом пьезоэффекте, т.е. на генерации электрических зарядов на электродах пьезоэлемента под действием инерционных сил, возникающих в результате вибрации объекта, с закреплённом на нем ПДУ.

Конструкция ПДУ состоит из жестко связанных инерционного 2 и упругого элементов 7, пьезоэлемента 6, токосъемной пластины 3 и корпуса 1. Датчик закрепляется на объекте в точке измерения виброускорения вдоль оси чувствительности датчика, например, при помощи резьбового хвостовика 5. В результате продольной деформации пьезоэлемента на его электродах 4 генерируется электрический заряд (рис.8) [31].

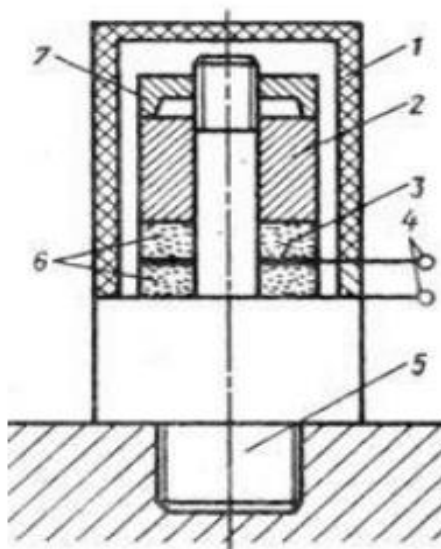


Рис.8. Схема акселерометра

Основные недостатки, и преобладающие достоинства пьезоэлектрических датчиков приведены в таблице 2 [32].

Таблица 2 – Достоинства и недостатки пьезоэлектрических датчиков

Достоинства	Недостатки
1. Высокие метрологические свойства; 2. Широкий амплитудный и частотный диапазон; 3. Высокая надежность; 4. Сравнительно низкая стоимость.	1. Высокое выходное сопротивление; 2. Слабая помехозащищенность.

Примером акселерометра может стать малогабаритный пьезоэлектрический акселерометр для измерения интенсивных вибрационных и ударных ускорений модели АК3165 (рис. 9).



Рис.9. Внешний вид акселерометра

1.5.2 Приборы и аппаратно-программные комплексы для вибродиагностики

Выбор прибора для измерения вибрации зависит от:

- типа решаемых задач;
- стадии развития дефекта;

- квалификации персонала, решающего поставленные задачи.

Ниже приведен измерительный комплекс К-5101, который на взгляд автора, является наиболее перспективным, благодаря своей гибкости (рис.10).



Рис.10. Внешний вид измерительного комплекса -5101

Измерительный комплекс К-5101 – это многоканальные, компьютеризированные измерительные комплексы на основе технологии виртуальных приборов, на базе вычислительных возможностей современных компьютеров, технологий компании National Instruments [33-34].

При помощи комплексов измеряют и регистрируют параметры вибрации движущихся узлов механических конструкций.

Состав комплекса К-5101:

- измерительный блок на шасси NIPXI-1031;
- контроллер NI PXI-8102RT;
- модуль виброизмерительный NIPXI-6220;
- усилители заряда AP-5001.

Программное обеспечение разработано в среде NI LabVIEW с использованием модулей NI LabVIEW Real-Time и NI Sound and Vibration ToolKit.

1.6 Модели дефектов в программной среде Simulink

Блок «Dead Zone», который реализует зону нечувствительности (мертвая зона) [35-36] (рис.11).

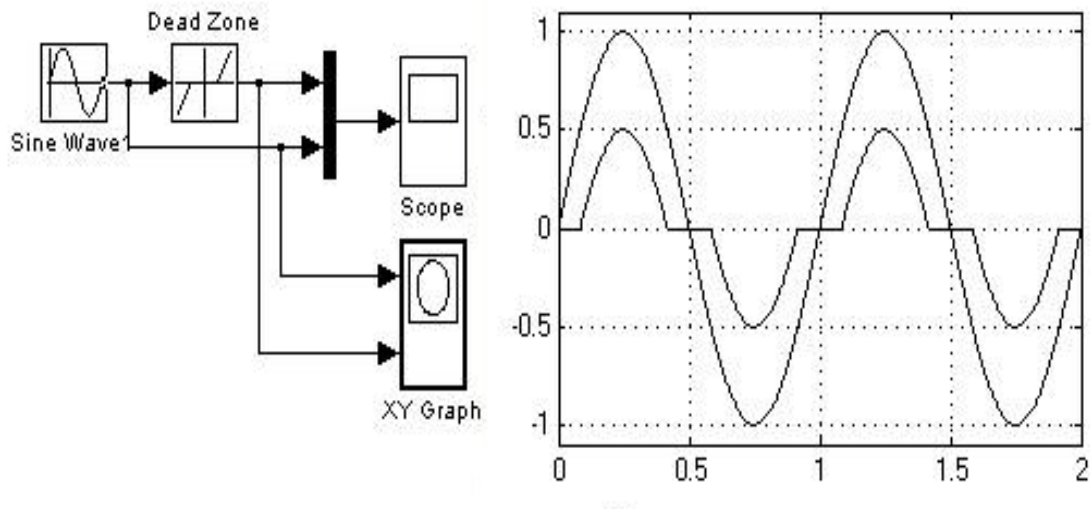


Рис.11. Блок «Dead Zone» в программе Simulink

При обозначении мертвой зоны, график перемещения идеальной модели с гармоническим колебанием (рис.12 а) преобразуется в график с нулевыми отрезками (рис.12 б).

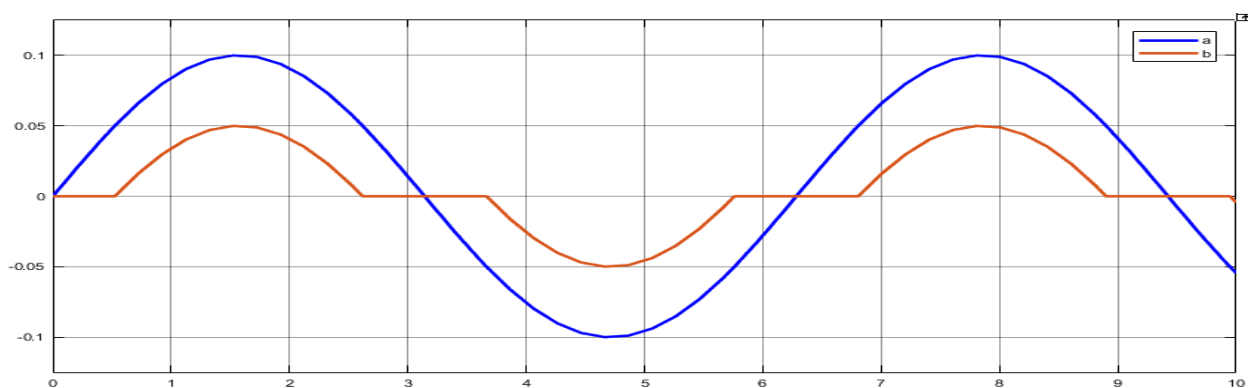
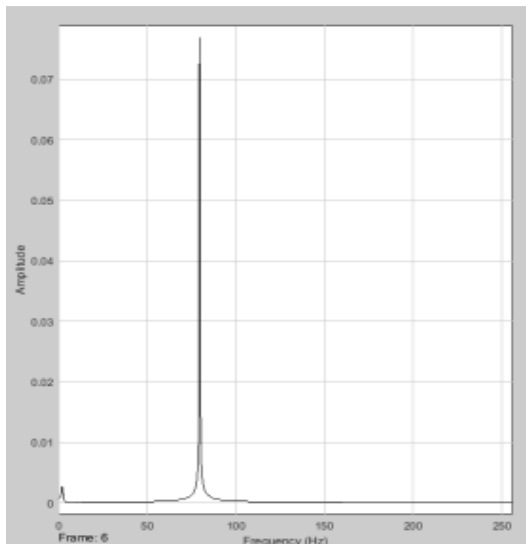
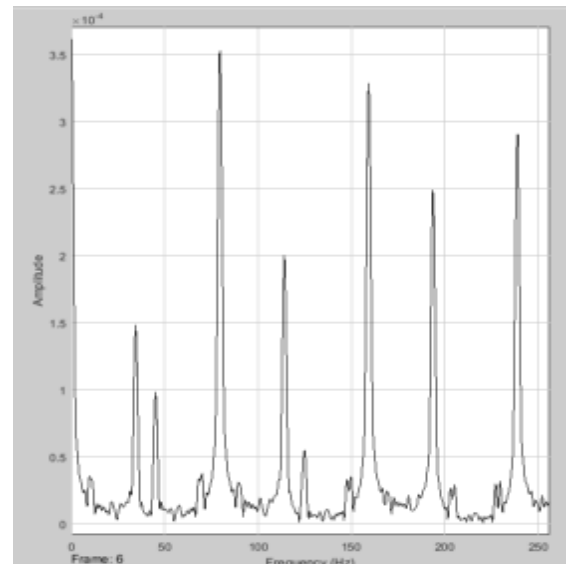


Рис.12. График перемещения от времени а) идеальной модели и б) при наличии дефекта

Эти данные в спектрах будут выглядеть следующим образом (рис.13):



а)



б)

Рис.13. Спектр колебания а) идеальной модели и б) модели с дефектом

Блок «Rate Limiter», который ограничивает скорости изменения сигнала, и тем самым может описать заторможенный рабочий процесс с загрязнениями или с твердыми телами в трубе, фильтре или в любой другой зоне [37-38] (рис.14).

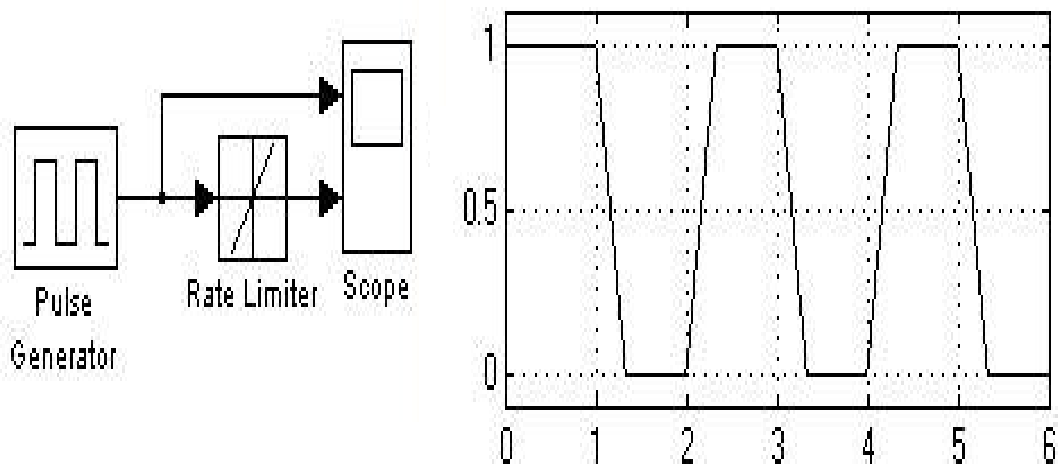


Рис.14. Блок «Rate Limiter» в программе Simulink

В результате применения данного блока, происходит задевание сигнала, что проявляется в виде деформации в верхней части синусоиды (рис.15).

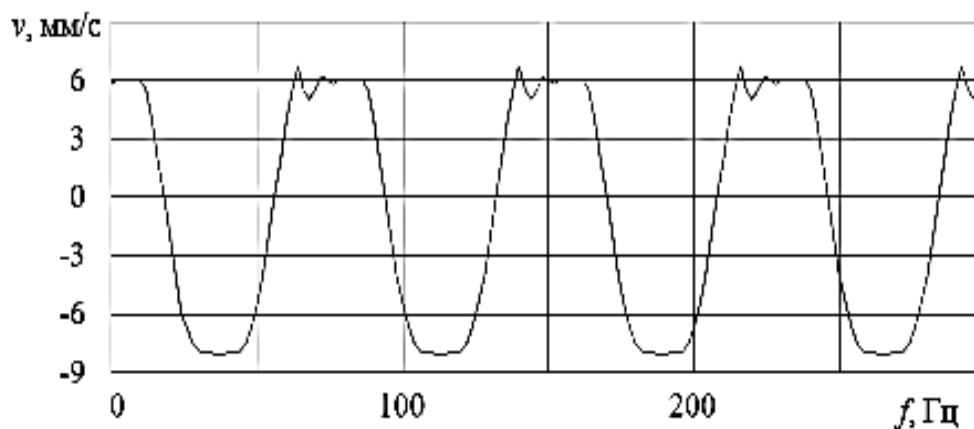


Рис.15. Временной сигнал вибрации при задевании

Выводы по главе

В данной главе был изучен принцип работы гидравлического привода и его возможные дефекты. Выяснилось, что поршневая часть аксиально-поршневой гидромашины, которая имеет широкое применение в современном мире, является наиболее уязвимым элементом.

В целях своевременного выявления дефектов и избежание простоев, были изучены методы диагностики элементов гидравлического привода по параметрам вибраций, и был выбран метод спектрального анализа, как наиболее оптимальный метод.

Также были изучены современные оборудования для вибродиагностики, был выбран измерительный комплекс – 5101 и пьезоэлектрические датчики, как наиболее оптимальные средства.

2 ОБЪЕКТ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является математическая модель аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части, разработанная в программной среде Simulink.

Объект относится к группе гидравлических устройств.

В процессе исследования параметров вибрации объекта при наличии дефектов, применялись следующие методы: графики зависимости кинематических величин от времени; спектральный анализ.

Математическая модель дефекта имеет вид зазора, который реализуется в виде условной протяженности, определяемый длиной зоны перемещения сигнала, в пределах которой фиксируется выявленный дефект.

Посредством спектрального анализа выявляются частоты, на которых появляются дефекты в поршневой части гидромашины, а также их глубина, которая определяется величиной амплитуды выявленных частот.

Полученные результаты исследования можно использовать при диагностике аксиально-поршневых гидромашин, для выявления и предсказания его неисправностей на ранней стадии.

3 РАСЧЕТЫ И АНАЛИТИКА

3.1 Кинематическая схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части

В качестве объекта для исследования была предложена аксиально-поршневая гидромашина с наклонным блоком цилиндров, в котором действует кривошипно-шатунный механизм. Данный вид насоса имеет широкое применение в гидросистемах строительной и дорожной техники, металлообрабатывающих станков, самолетов, благодаря своей возможности работать при высоком давлении с частотой вращения в диапазоне от 500 до 4000 оборотов в минуту. Для оправдания возложенной ответственности и предотвращения чрезвычайных ситуации, необходима своевременная диагностика и выявление появляющихся дефектов в аксиально-поршневой гидромашине, как правило, в 36-39 % случаев связанных с зазором в поршневой части [39-40].

Так как целью нашей работы является описание дефекта в поршневой части, в работе была представлена упрощенная схема аксиально-поршневого насоса (рис.16) [41].

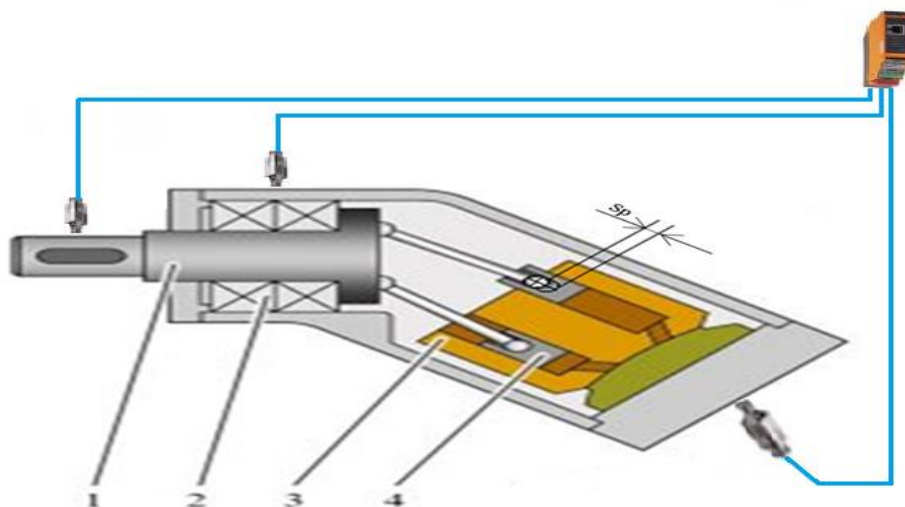


Рис. 16. Принципиальная схема аксиально-поршневой гидромашины при дефекте в поршневой части: S_p – зазор в поршневой части; 1 – вал; 2 – подшипники; 3 – наклонный блок гидроцилиндра; 4 – поршни.

Согласно механизму, при работе насоса вал 1 приводится во вращение от двигателя. Вращение вала передается шатунам, от них через поршни 4 - блоку цилиндров 3. Каждый поршень за одну половину оборота вала производит всасывание, за другую - нагнетание рабочей жидкости в гидросистему. Давление на выходе из насоса определяется нагрузкой на рабочий орган и ограничивается предохранительным клапаном гидросистемы. Давление в гидросистеме, воздействуя через поршни и шатуны на вал насоса, создает тангенциальную и осевую нагрузки, которые воспринимаются подшипниками 2.

3.2 Расчетная схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части

Для дальнейшего расчета системы, необходимо представленную схему аксиально-поршневой гидромашины отобразить в виде колебательной системы с демпферами и пружинами (рис.18).

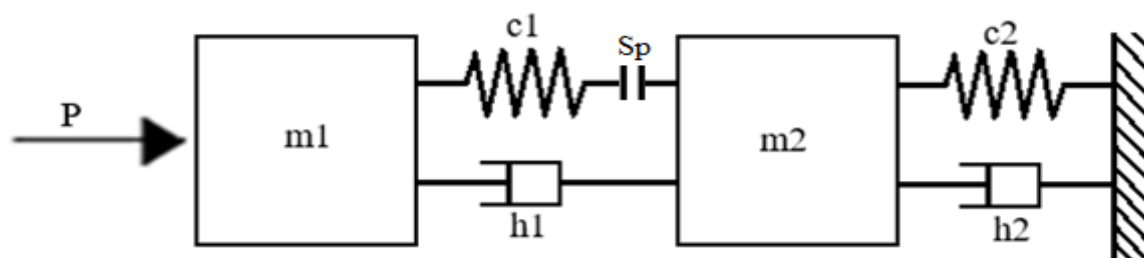


Рис. 18. Расчетная схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части: P – подача; m_1 – вал и подшипники; c_1 – коэффициент жесткости соединения шатун-поршень; h_1 – коэффициент демпфирования соединения шатун-поршень; m_2 – наклонный блок цилиндра; c_2 – коэффициент жесткости соединения наклонный блок-опора; h_2 – коэффициент демпфирования соединения наклонный блок-опора; S_p – зазор в поршневой части.

В расчетной схеме указан m_1 , описывающий массу вала и подшипников с силой подачи P . Вал передает силу на наклонный блок гидроцилиндра m_2 , через шатунную систему, имеющий шарнирное соединение с поршнями c_1 и h_1 . Наклонный блок в свою очередь закреплен к опоре через параметры жесткости и демпфирования c_2 и h_2 .

3.3 Разработка математической модели аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части

Согласно рисунку 18, на вал m_1 действует входная сила P и выходные силы F_{c1} , F_{h1} и F_{a1} , которые имеют противоположное направление по отношению к входной силе (рис.19).

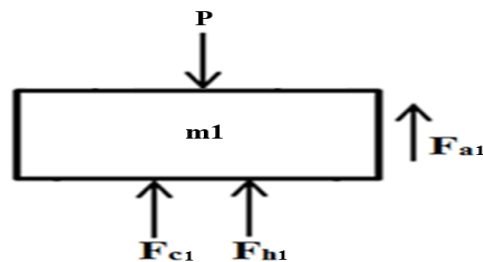


Рис. 19. Расчетная схема m_1

Исходя из этого, баланс действующих сил для m_1 будет выглядеть следующим образом:

$$P = F_{c1} + F_{h1} + F_{a1};$$

$$P = c_1(x_1 - x_2) + h_1(V_1 - V_2) + m_1 a_1.$$

Согласно рисунку 18, на наклонный блок m_2 действуют входные силы F_{c1} , F_{h1} и выходные силы F_{c2} , F_{h2} и F_{a2} , которые имеют противоположное направление по отношению к входной силе (рис. 20).

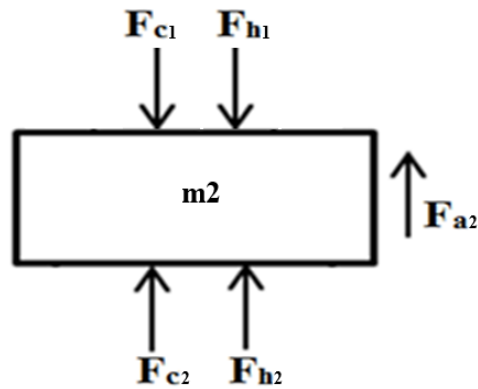


Рис. 18. Расчетная схема m_2

Исходя из этого, баланс действующих сил для m_2 будет выглядеть следующим образом:

$$F_{c1} + F_{h1} = F_{c2} + F_{h2} + F_{a2};$$

$$c_1(x_1 - x_2) + h_1(V_1 - V_2) = c_2x_2 + h_2V_2 + m_2a_2.$$

Для дальнейшего построения математической модели, представим систему дифференциальных уравнений аксиально-поршневого насоса следующим образом [42]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx_1}{dt} = V_1; \\ \frac{dV_1}{dt} = \frac{P - c_1(x_1 - x_2) - h_1(V_1 - V_2)}{m_1}; \\ \frac{dx_2}{dt} = V_2; \\ \frac{dV_2}{dt} = \frac{c_1(x_1 - x_2) + h_1(V_1 - V_2) - c_2x_2 - h_2V_2}{m_2}. \end{array} \right.$$

По результатам данных расчетов строим расчетную блок-схему аксиально-поршневой гидромашины (рис.21).

В данной блок-схеме подробно указаны элементы устройства, связи между ними, а также дефект в виде зазора с помощью которых легко можем построить имитационную модель в программе Simulink.

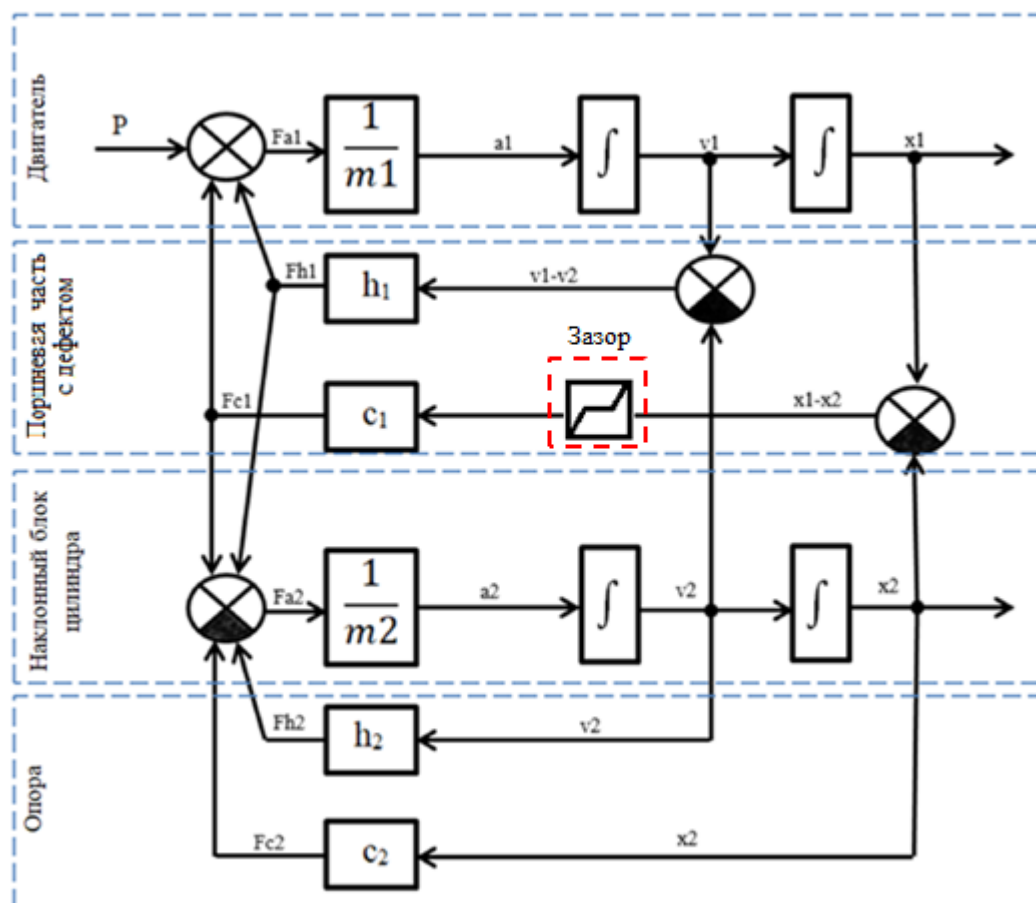


Рис. 21. Блок-схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части

Математическая модель дефекта в виде зазора, в свою очередь, состоит из определенного блока логики.

Естественный зазор в изделии может иметь различную форму, ориентацию и акустические свойства, которые заранее неизвестны, поэтому при моделировании формы акустического зазора выводят в виде условной протяженности, определяемый длиной зоны перемещения сигнала, в пределах которой фиксируется выявленный дефект (рис. 22).

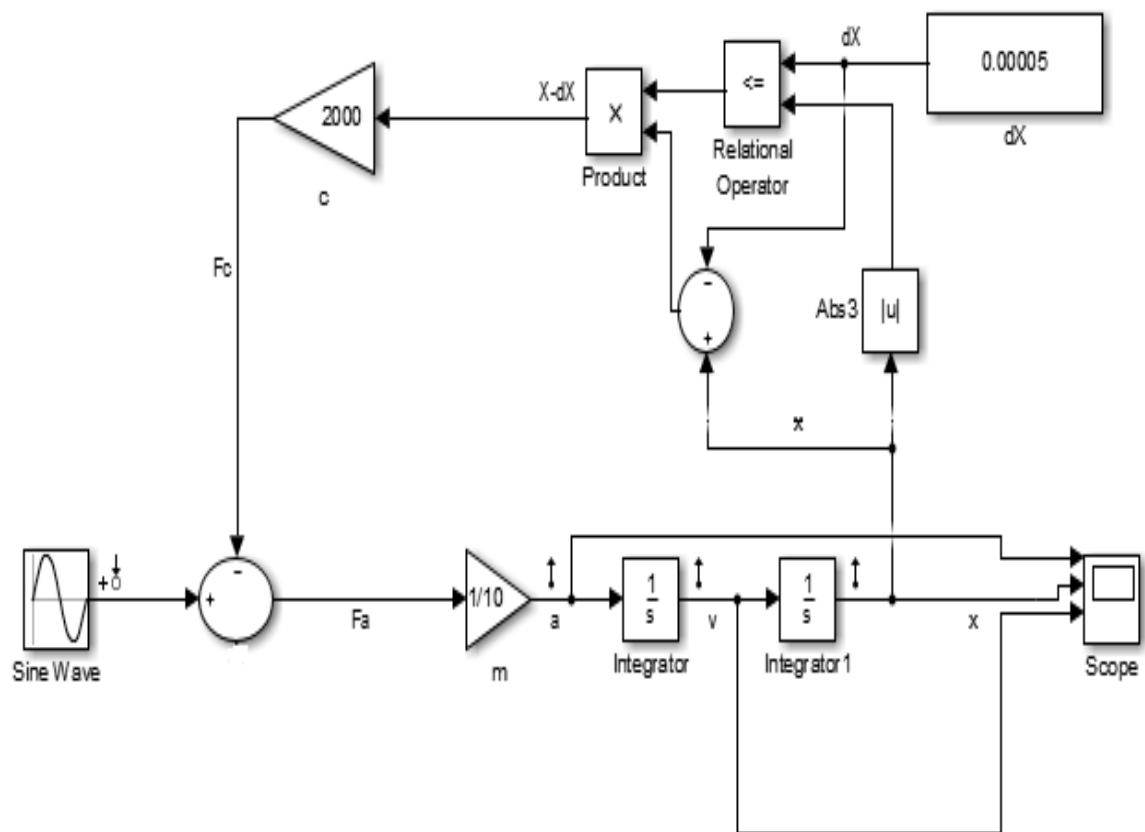


Рис. 22. Блок дефекта в виде зазора

Согласно рисунку 17, логика зазора заключается в том, что при условии, если: $dx > x$, то $F_c = 0$; $dx < x$, то $F_c = cx$.

Здесь dx – значение зазора;

x – перемещение массы;

F_c – сила упругости;

c – коэффициент жесткости.

Данную модель дефекта можно заменить с помощью одного блока «Dead Zone», который реализует зону нечувствительности (мертвая зона) в программе «Simulink», что является более удобным решением.

Математическая модель аксиально-поршневой гидромашины с зазором в поршневой части будет выглядеть следующим образом (рис. 23).

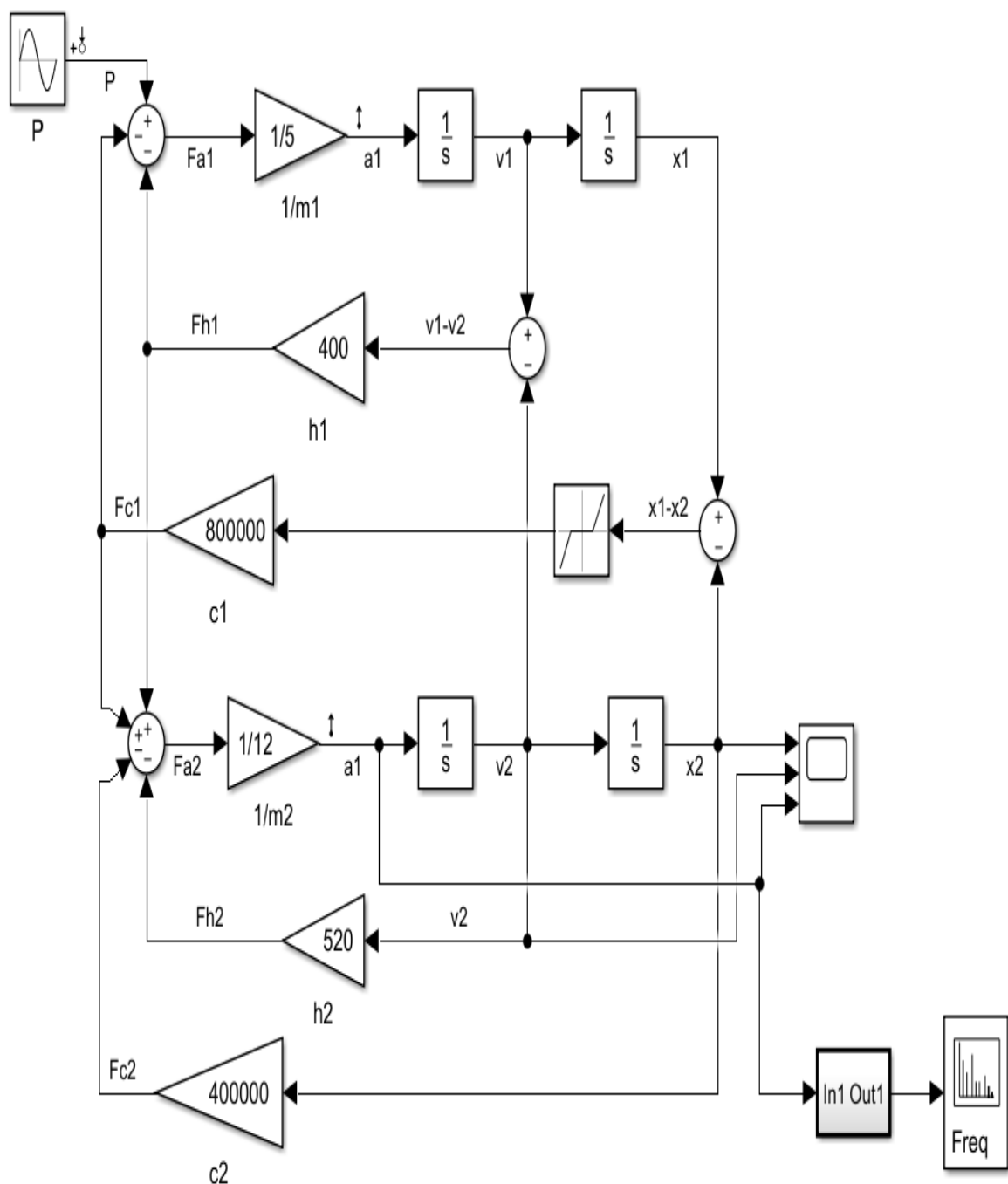


Рис.23. Модель аксиально-поршневой гидромашины с зазором в поршневой части в программной среде Simulink

3.5 Расчёт параметров математической модели аксиально-поршневого насоса с зазором в поршневой части

Для начала определим массы элементов гидромашины. Значения были взяты у производителя гидравлических систем «Hydroma» (таблица 3) [43].

Таблица 3 – Числовые значения масс гидравлического привода

Элемент гидросистемы	Масса, кг
m_1	5
m_2	12

Расчет жесткостей элементов был осуществлен по формуле 12 [44-47].

$$c = \frac{F}{\Delta x}; \quad (12)$$

где c – жесткость элемента, Н/м;

F – сила, действующая на элемент, Н;

Δx – перемещение элемента, м;

Зная давление в соединениях и их объем, можно вывести силы, действующие в соединениях по формуле 13.

$$F = PS; \quad (13)$$

Перемещение элементов определяется эмпирически, $\Delta x = 0,005$;

Отсюда рассчитаем коэффициенты жесткости для каждого соединения (таблица – 4).

Таблица 4 – Числовые значения жесткостей элементов гидравлического привода

№	F , Н	Δx , м	c , Н/м
1	4000	0,005	$800 \cdot 10^3$
2	2000	0,005	$400 \cdot 10^3$

Коэффициент демпфирования можно вывести из формулы 14 [48-51].

$$\zeta = \frac{h}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}}; \quad (14)$$

где ζ – коэффициент затухания, безразмерная величина, $\zeta = 0,1$;

h – коэффициент демпфирования, Н/кг·м²;

c – жесткость элемента, Н/м;

m_c – масса элементов соединения, кг;

Рассчитаем коэффициент демпфирования по формуле 15 (таблица 5).

$$h = \zeta \cdot 2 \cdot \sqrt{c \cdot m_c}; \quad (15)$$

Здесь $m_{c1} = m_1$, а $m_{c2} = m_2 + m_1$;

Таблица 5 – Числовые значения жесткостей элементов гидравлического привода

Элемент	h , Н/кг·м ²
1	400
2	520

Подача определяется частотой вращения вала насоса, а также собственным рабочим объемом насоса и описывается следующей синусоидальной функцией (16) [52]:

$$P = A \cdot \cos \omega t; \quad (16)$$

где A – амплитуда, 10 Н;

ω – угловая скорость, рад/с.

Угловая скорость определяется по формуле 18.

$$\omega = 2\pi\nu; \quad (17)$$

где ν – частота, 45 с⁻¹.

3.6 Исследование вибродиагностики гидравлического привода

В работе необходимо провести исследование на изменение вибросигналов модели аксиально-поршневой гидромашины при наличии дефекта в виде зазора в поршне (S_{Π}).

Исследование заключается в проведении эксперимента в программной среде Simulink (таблица – 6), который реализуются имитацией зазора разного

размера в поршневой части аксиально-поршневой гидромашины, для выявления аварийных и допустимых размеров зазора в устройстве.

Таблица 6 – План эксперимента

№	Участок эксперимента	Дефекты, мм	Блок
1	Поршневая часть	Зазор $2 \cdot 10^{-3}$	«Dead Zone»
		Зазор $2 \cdot 10^{-2}$	
		Зазор $2 \cdot 10^{-1}$	

Эксперимент проводится в программной среде Simulink. Результаты исследования будут представлены в виде спектров.

Для проведения диагностики на реальной модели, была составлена технологическая карта, в которой указаны возможные точки установки датчиков (рис.24).

Согласно технологической карте, горизонтальные усилия измеряются на торцевой части корпуса в точке X01; вертикальные усилия измеряются на верхней части корпуса Y01; осевые усилия измеряются на подшипниках насоса в точке Z01.

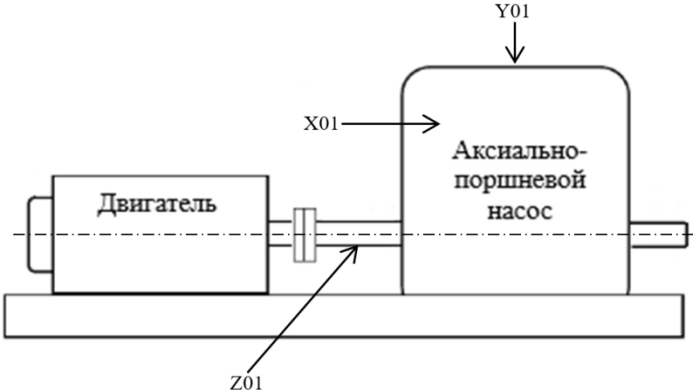
НИ ТПУ		Технологическая карта вибрационного контроля		№1(ТЦ)
<u>Оборудование:</u> Аксиально-поршневая гидромашина		<u>Средства контроля:</u> - виброанализатор K5101; -программное обеспечение Виброанализатор М 2 на базе программного продукта LabVIEW; -управляющий компьютер; -способ крепления датчика – магнит.	<u>Нормативно техническая документация:</u> - Объем и нормы испытаний электрооборудования, РД 34.45-51.300-97 от 01.03.2001г; - Microlog Серия GX. Прибор для сбора и анализа данных. Руководство пользователя №32001200-EN; - ГОСТ ИСО 10816-1-97, ГОСТ Р ИСО10816-3-99; - Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые АТД 2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ОВК.412.106.ТО;	
Цех:	Машиностроение			
Очередь:	1, 2			
Место установки:	16А-101			
Маркировка:	1,2 ПЭН -1, 2, 3, 4, 5; 3,4RL11, 12, 40, 51, 52D01			
		<u>Настройки программного обеспечения:</u> LabVIEW <u>Шаблон протокола:</u> Student TPU		
 Рисунок 1 – Контрольные точки расположения датчиков для замера вибрации X01 – горизонтальное направление; Y01 – вертикальное направление; Z01 – осевое направление;		Технические характеристики:		
		Механизм	гидромотор	
		Рабочий объем (см)	224	
		Частота вращения (об/мин)	1500	
		Расход жидкости Q (л/мин)	20	
		КПД (%)	80	
		Коэффициент подачи	0,9	
		Давление (МПа)	40	
		Масса ротора (кг)	5	
		Длина ротора (мм)	2462	
		Масса общая (кг)	17	

Рис.24. Технологическая карта вибрационного контроля аксиально-поршневой гидромашины

Выводы по главе

В результате анализа конструкции гидромашины и его дефектов, разработана принципиальная схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части, а также составлена его математическая модель в программной среде Simulink.

Для проведения диагностики, разработана технологическая карта вибрационного контроля, в которой указаны точки установки датчиков на аксиально-поршневую гидромашину.

В работе представлена методика проведения исследования на имитационной модели, которая позволит определить спектральные характеристики аксиально-поршневой гидромашины при наличии дефекта в поршневой части.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

В данном разделе приведены результаты исследования гидромашины при отсутствии дефектов, а также при наличии дефектов в виде зазора.

4.1 Результаты исследования математической модели аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов

Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов приведен на рисунке 25.

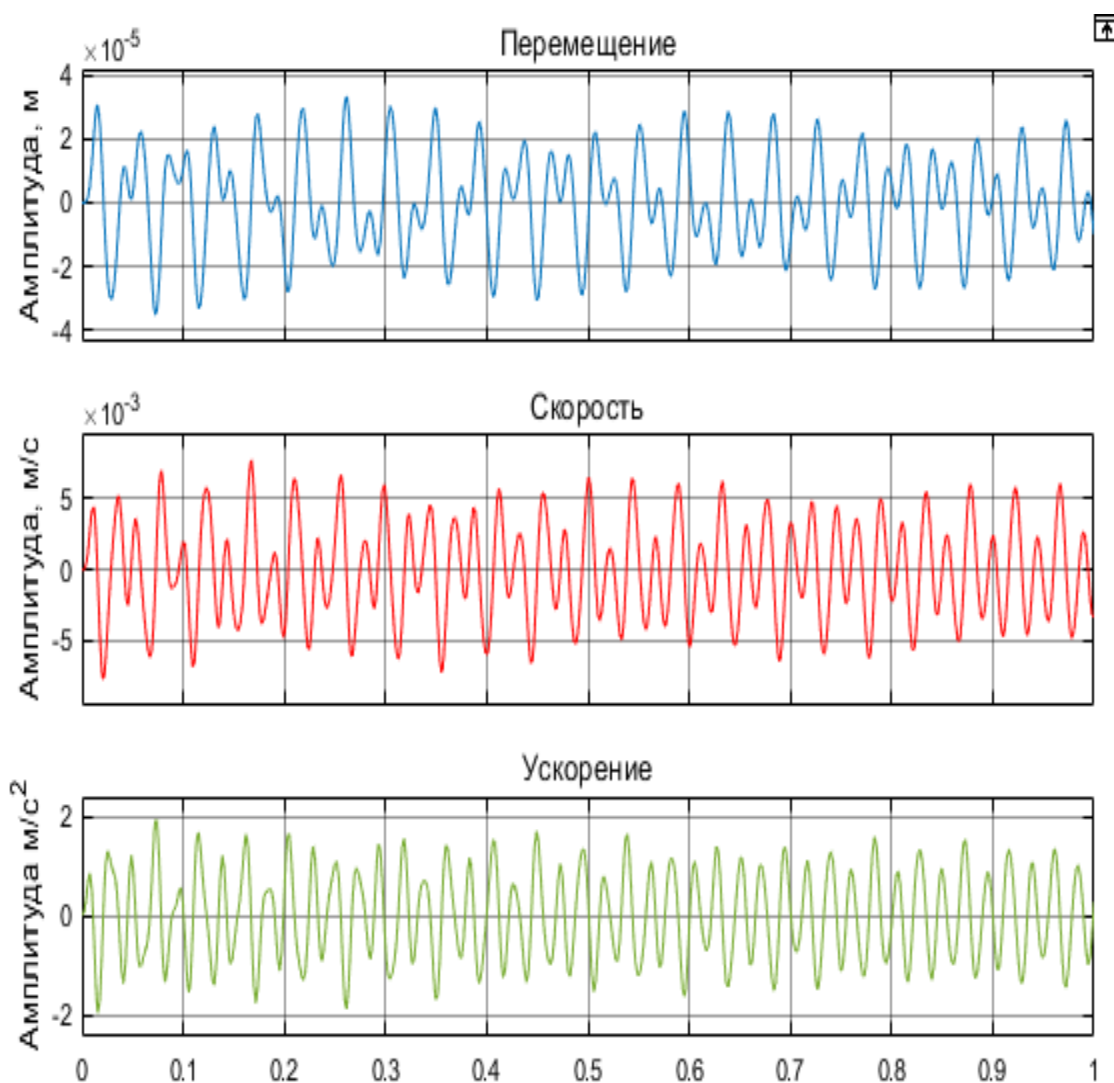


Рис.25. График перемещения, скорости и ускорения от времени аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов

На полученных графиках мы видим, что установившееся значение амплитуды перемещения равна $2.9 \cdot 10^{-5}$ м. Амплитуда скорости $5 \cdot 10^{-3}$ м/с. А также, амплитуда ускорения 1.7 м/с².

Спектры виброускорения показан на рисунке 26.

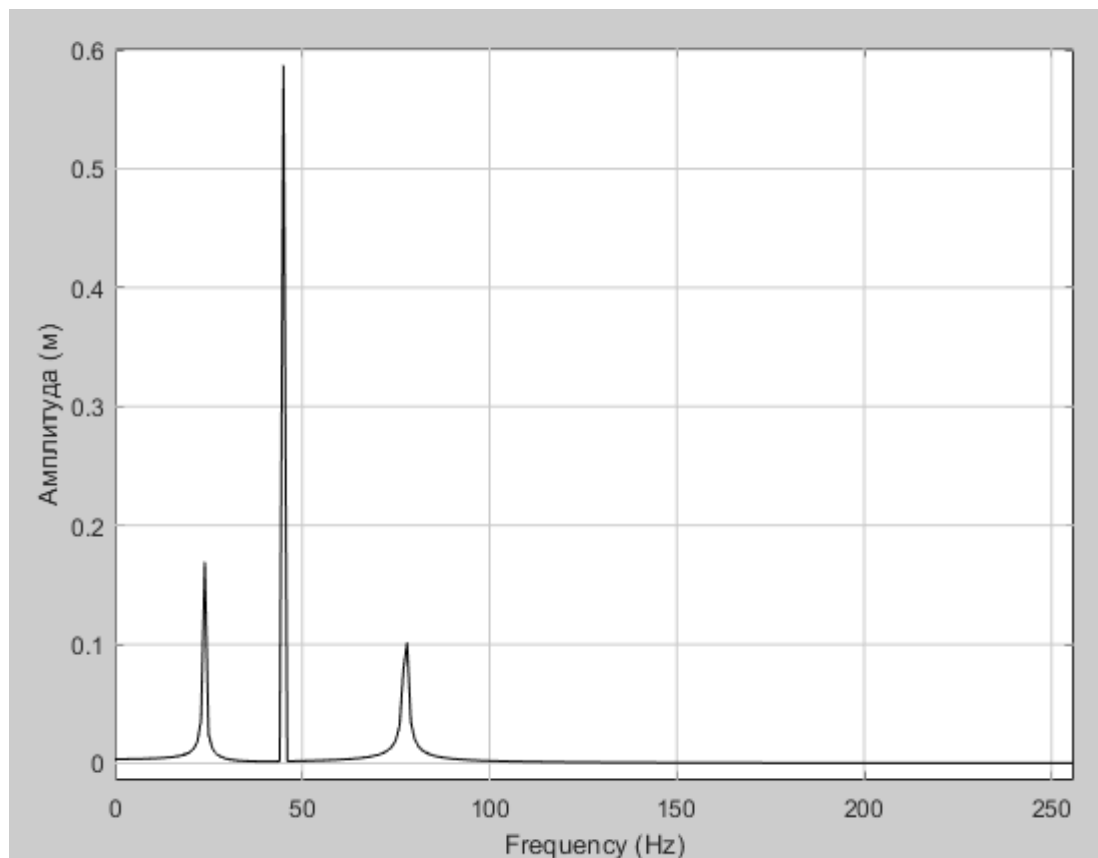


Рис.26. Спектр виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов

На рисунке 26 ясно отображены три всплеска, что является частотой привода (45 Гц), собственной частотой вала (25 Гц) и наклонного блока (75 Гц). Отсутствие других спектров показывает, что система работает без перебоев.

4.2 Результаты исследования математической модели аксиально-поршневой гидромашины при наличии дефектов

Добавим в систему аксиально-поршневой гидромашины зазор в поршневой части с размером $2 \cdot 10^{-3}$ мм. При зазоре меньше $2 \cdot 10^{-3}$ мм система будет работать стабильно. График перемещения, скорости и ускорения устройства от времени с зазором в поршне устройства приведены на рисунке 27.

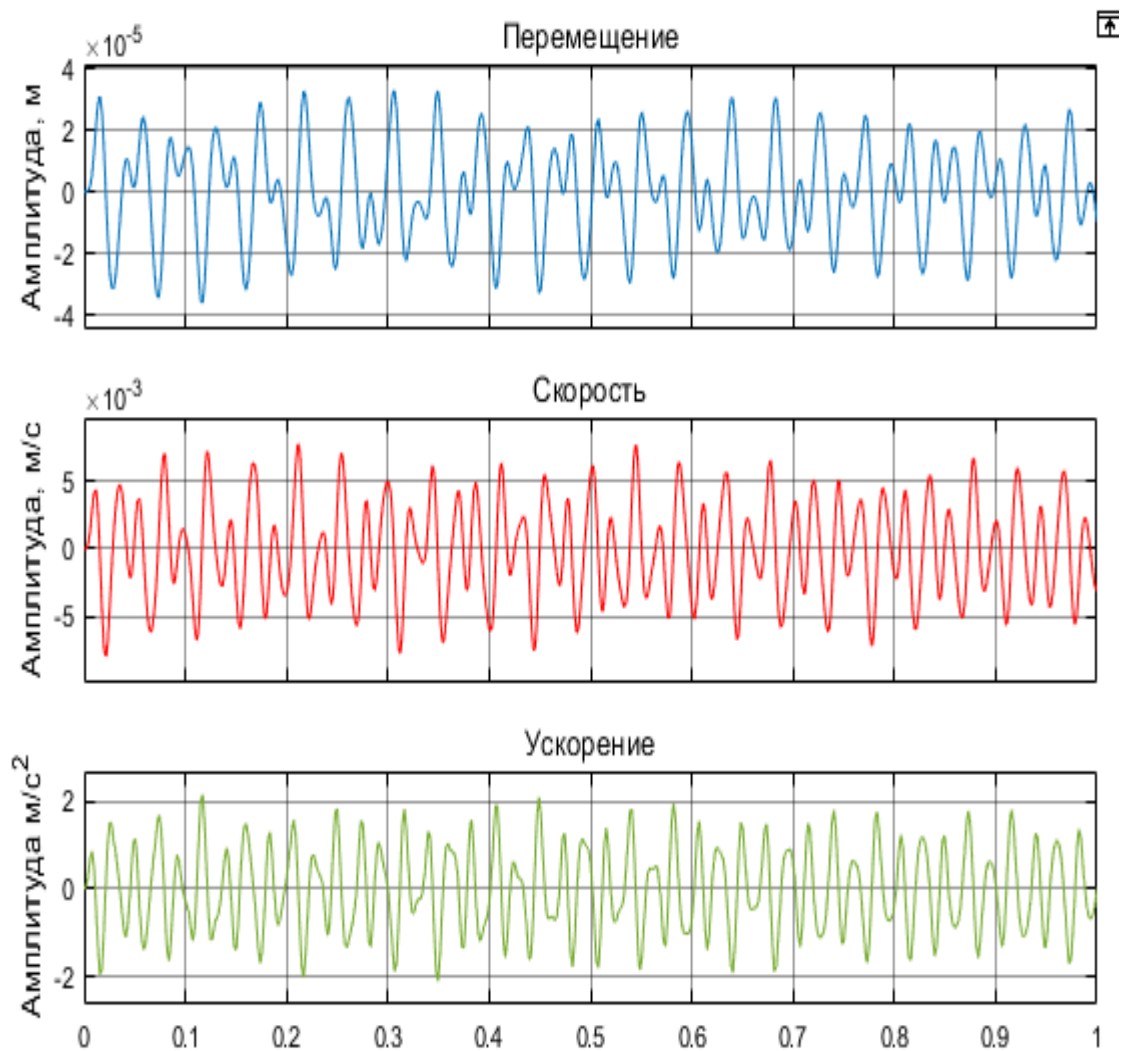


Рис.27. Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-3}$ мм в поршневой части гидромашины

По графикам видим, что амплитуда виброперемещения увеличивается до $3 \cdot 10^{-5}$ м, амплитуда скорости увеличивается до $6 \cdot 10^{-3}$ м/с, и амплитуда виброскорости увеличивается до $1,9$ м/с².

Изменения при данном дефекте на графиках незначительны, но наличие дефекта можно увидеть на спектрах виброускорения аксиально-поршневой гидромашины (рис. 28).

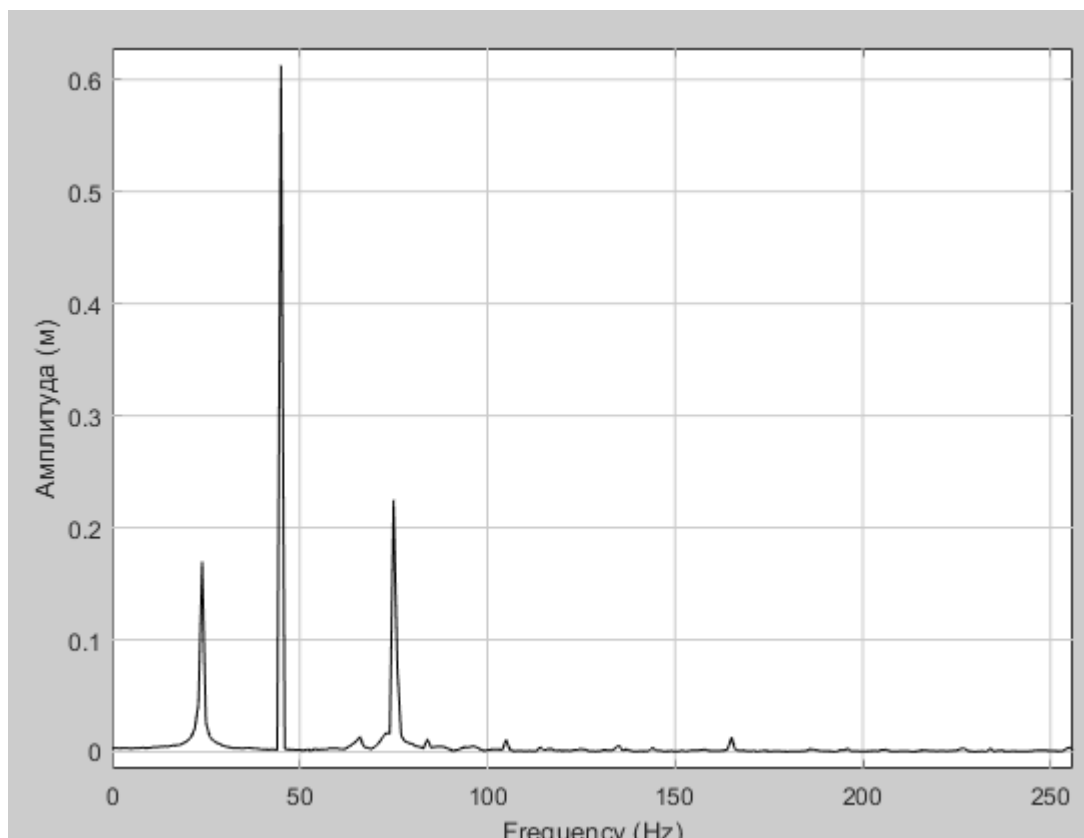


Рис.28. Спектры виброускорения при зазоре $2 \cdot 10^{-3}$ мм в поршневой части гидромашины

На спектрах видно, что помимо имеющихсЯ собственных частот вала (25 Гц) и наклонного блока (75 Гц), а также частоты привода (45 Гц), появляются шумы вокруг частоты наклонного блока (75 Гц), что приводит к увеличению его амплитуды от 0.1 м до 0.22 м.

Также заметны гармоники на частотах 115 Гц, 135 Гц, 155 Гц и 175 Гц.

При увеличении размера зазора до $2 \cdot 10^{-2}$ мм получим график перемещения, скорости и ускорения от времени, указанный на рисунке 29.

При данном значении дефекта, видно, что амплитуда перемещения увеличивается до $4 \cdot 10^{-5}$ м, амплитуда скорости увеличивается до 0.01 м/с, а также амплитуда ускорения увеличивается до 3 м/с^2 .

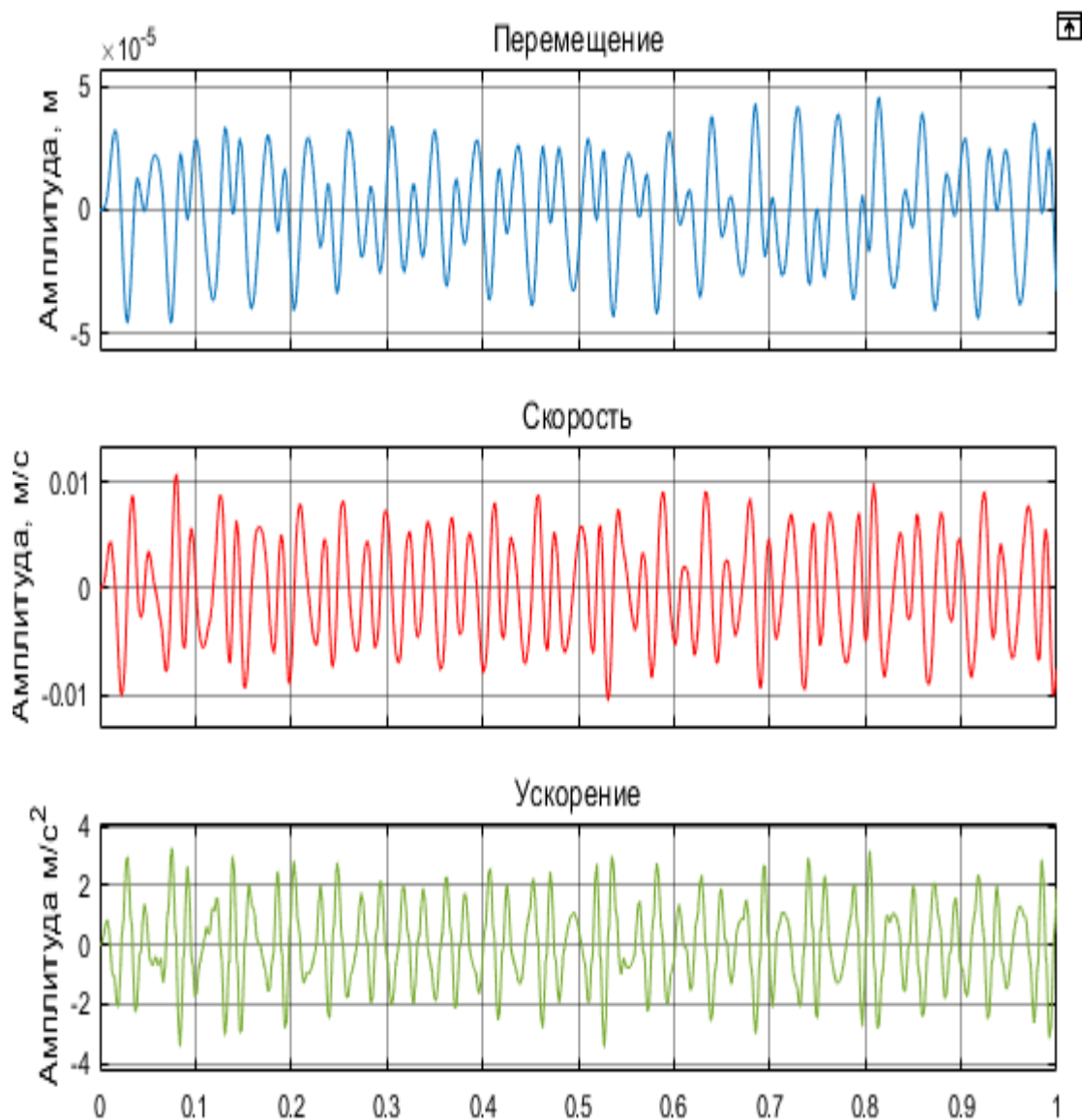


Рис.29. Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-2}$ мм в поршне гидромашины

Спектры при данном дефекте приведены на рисунке 30.

На спектрах видно, что гармоники, появившиеся при зазоре $9 \cdot 10^{-3}$ мм, увеличиваются до 0,07 м, а также вокруг них образуются дополнительные шумы.

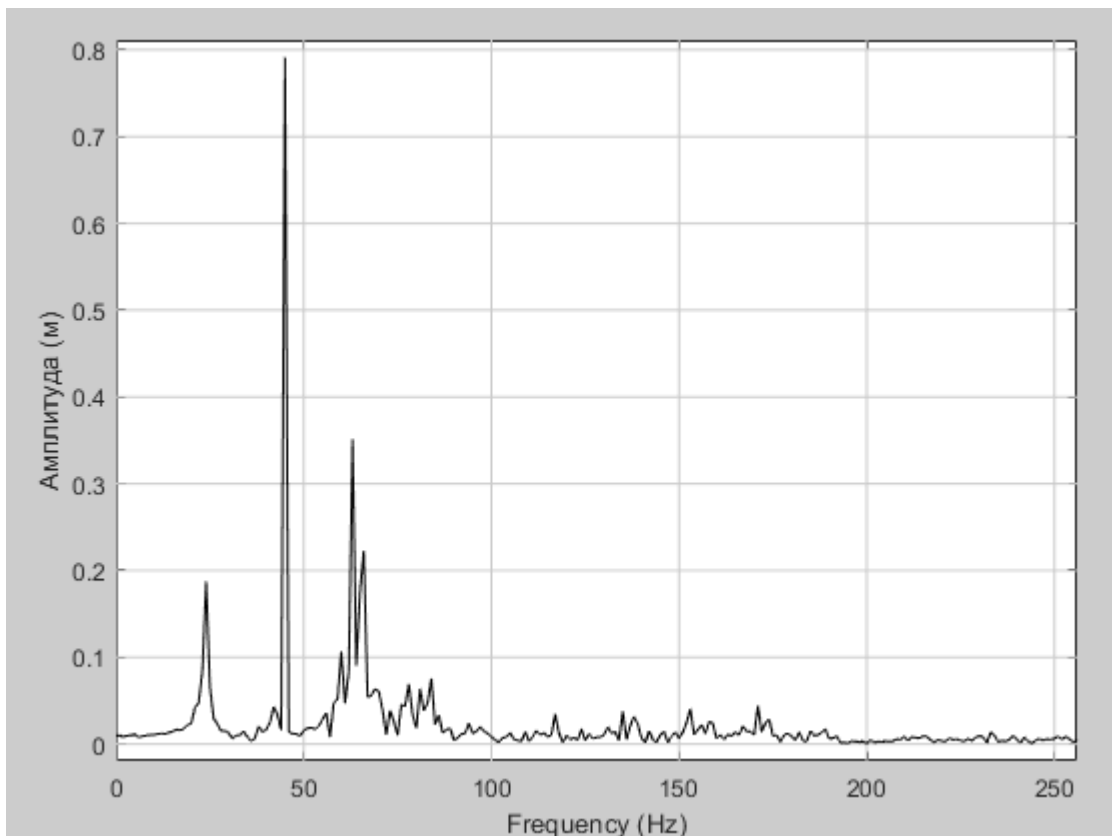


Рис.30. Спектры виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-2}$ мм в поршне гидромашины

При увеличении размера зазора до $2 \cdot 10^{-1}$ мм получим график перемещения, скорости и ускорения, указанный на рисунке 31.

При данном значении дефекта, видно, что амплитуды перемещения, скорости и ускорения увеличиваются до максимальных значений, и система выходит из строя.

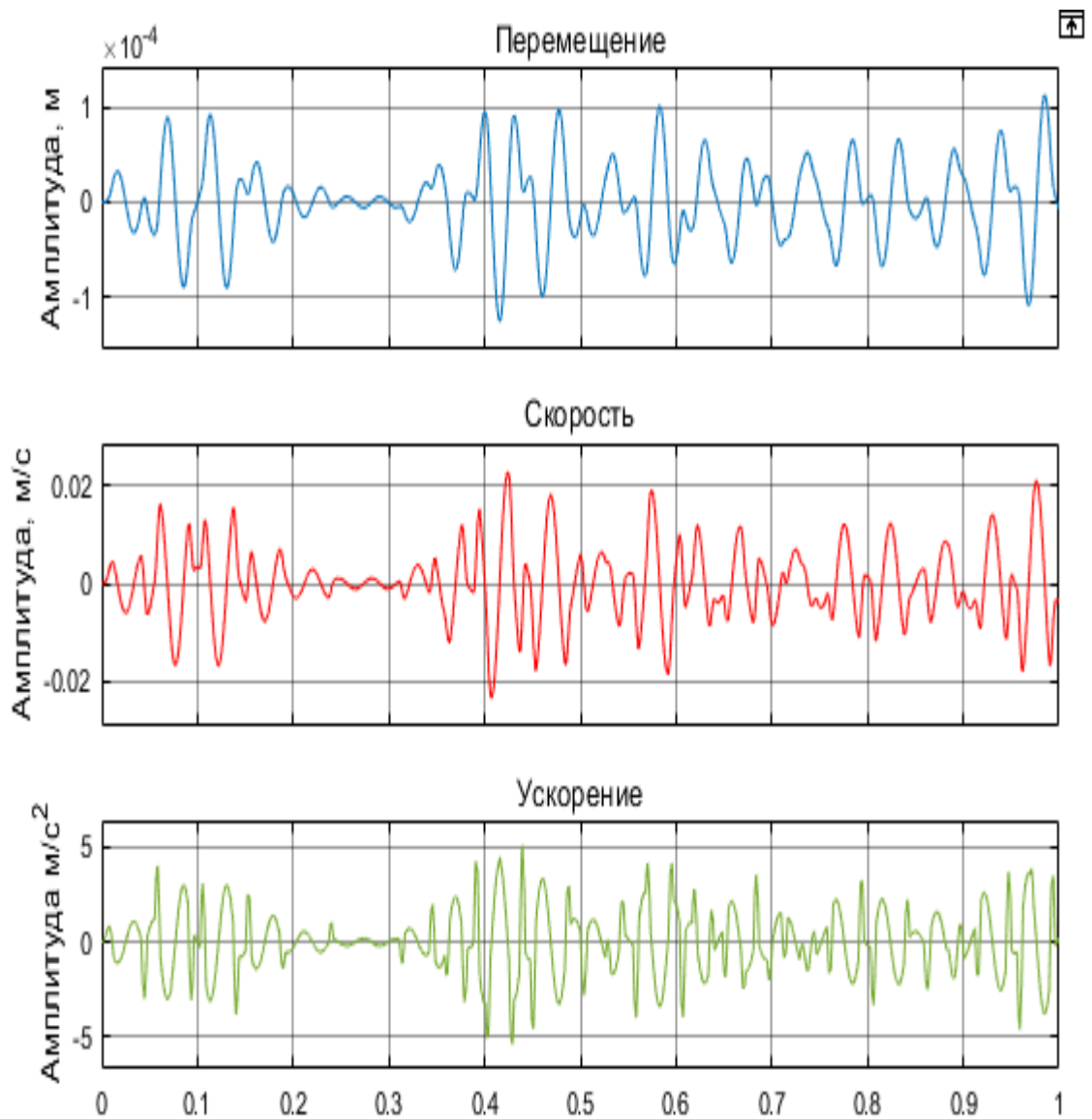


Рис.31. Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-1}$ мм в поршне гидромашины

Спектр при данном дефекте приведен на рисунке 32, в котором видно, что шумы увеличиваются, подавляя при этом частоту привода до 0,55м.

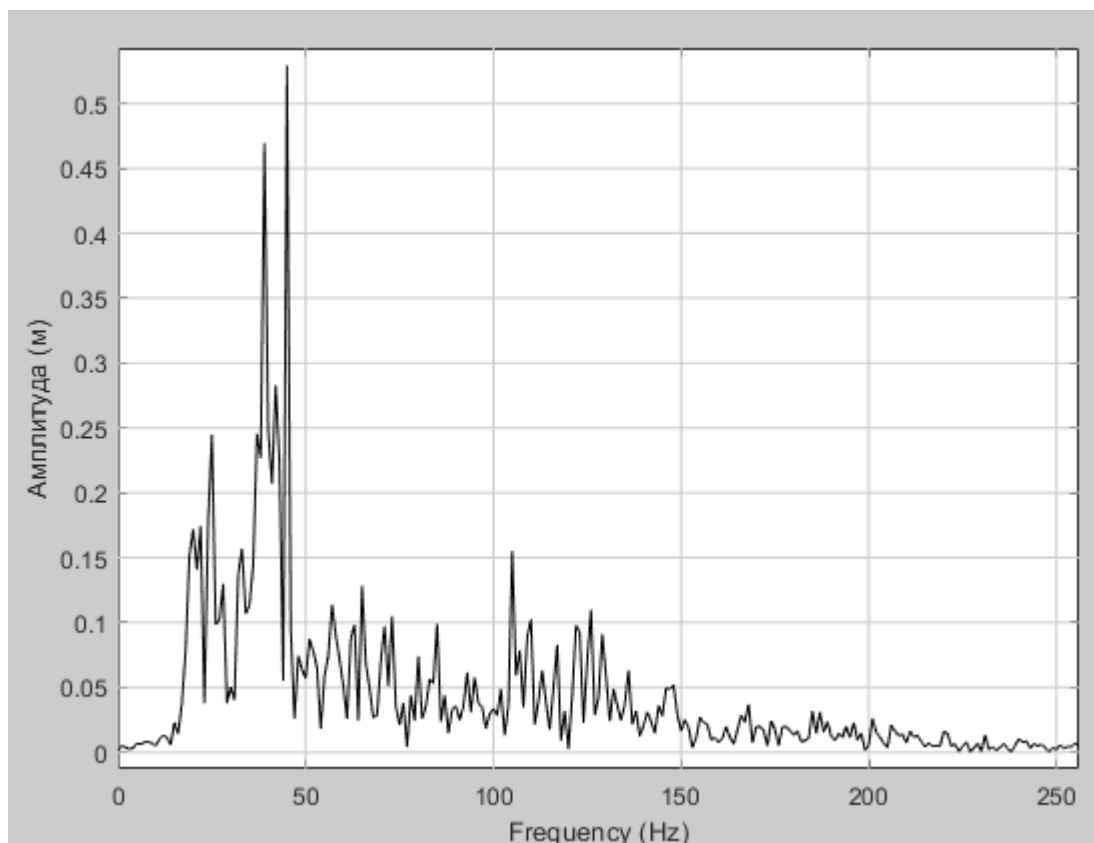


Рис.32. Спектры виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-1}$ мм в поршне гидромашины

При дальнейшем увеличении размера зазора, система перестает работать.

Выводы по главе

В данной главе была исследована система аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов, а также при наличии дефектов в виде зазора в поршневой части.

По результатам исследования было выявлено, что высокую чувствительность показывает параметр виброускорения, который изменяется при начальных этапах возникновения дефекта, что подтверждает теорию сверхчувствительности параметра виброускорения к дефектам в виде зазора.

Было определено, что при дефекте в виде зазора в шарнире аксиально-поршневой гидромашины, спектр виброускорения имеет в своем составе

несколько гармоник, с достаточно большой амплитудой. Для данного устройства это гармоники с частотами 115 Гц, 135 Гц, 155 Гц и 175 Гц.

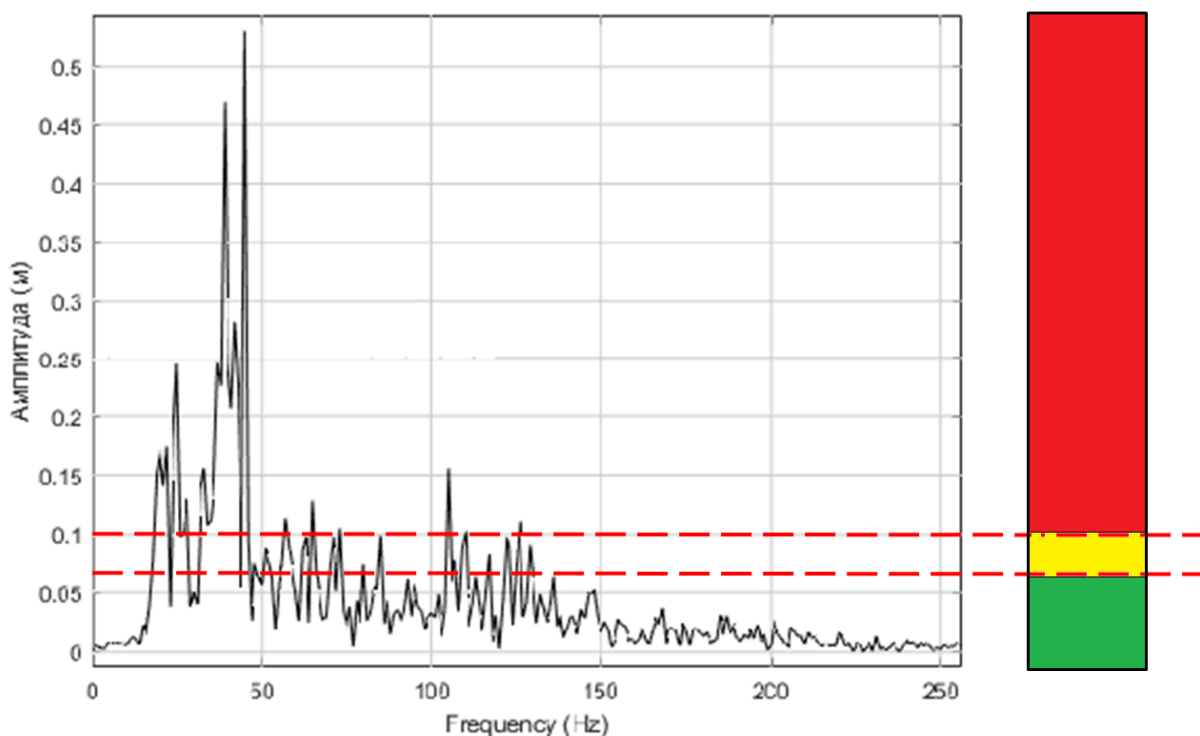


Рис.33. Границы допустимых значений частот при дефекте в шарнирной части аксиально-поршневой гидромашины

На рисунке 33 приведены границы допустимых значений частот при дефекте в шарнирной части аксиально-поршневой гидромашины, согласно которому, при гармонике с амплитудой до 0,07 м, устройство в удовлетворительном состоянии, при гармонике с амплитудой от 0,07 м до 0,1 м, устройство в опасности, и при гармонике с амплитудой от 0,1 м, поршневая часть разрушена, и гидромашина неработоспособна.

5 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСО- ЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

5.1 Общие сведения о научно-техническом исследовании

Целью магистерской диссертации является разработка системы для вибродиагностики элементов гидравлического привода.

Результаты исследования являются актуальными для промышленности, использующие гидравлические системы.

Целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является проектирование и создание конкурентоспособных разработок, технологий, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

Достижение цели обеспечивается решением следующих задач:

- определение возможных альтернатив проведения научных исследований, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения;
- планирование научно-исследовательской работы;
- определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования.

5.2 Предпроектный анализ

Существует множество возможных альтернативных методов для диагностирования гидравлических систем, однако практического применения находят только единицы. Это объясняется многими факторами: во-первых, высокая стоимость метода; во-вторых, малая их эффективность; в-третьих, большая энергоемкость. Главным недостатком методов, которые применяются в настоящий момент, является недостаточная точность результатов при диагностике гидравлических систем.

Исследование устройства на диагностирование его дефектов проводилось на имитационной математической модели. Математическая модель позволяет в полной мере реализовать колебательные процессы, проходящие в устройстве. Исследования были направлены на создание эффективной системы анализа вибросигналов устройства, для выявления и предсказания дефектов в гидравлическом приводе. Разработанный метод с оригинальной системой диагностирования позволяет решить недостатки имеющихся на практике подобных методов. Метод имеет относительно низкую цену, достаточно неплохую эффективность и малую энергоемкость.

5.2.1 Потенциальные потребители

Для анализа потребителей необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование, которое в дальнейшем поможет найти области, где продвижение нового продукта будет наименее трудоемким. Целевым рынком являются российские промышленности, использующие технологические оборудования с гидравлической системой. Исследование, также, будет интересно компаниям, занимающимся ремонтом гидравлических систем. Для сравнения эффективности результатов исследования, необходимо провести сравнение методов компании "Gidravlist" и «ГидроПресс».

Таблица 7 – Карта сегментирования рынка

Промышленности с гидроустройствами	Вид		
	Разработанный метод	Метод 1	Метод 2
Крупные	+	-	-
Средние	+	+	-
Малые	+	+	+

По карте сегментирования видно, что разработанный метод является актуальным и впишется в российский рынок. Разработанный метод

представляет наибольший интерес для крупных и малых компании, объектом которых является гидравлическая система.

5.2.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

На рынке аналогом метода являются разработки, где посредством вибросигналов получают лишь общие сведения об устройстве, не выявляя дефекты в отдельных элементах. Анализ конкурентов проводится с методами, система анализа которых основана на приблизительном предсказании.

Таблица 8 – Оценочная карта для сравнения конкурентоспособности

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б _с	Б _{к1}	Б _{к2}	К _с	К _{к1}	К _{к2}
1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Производительность метода	10	10	5	5	100	50	50
2. Удобство в эксплуатации	10	9	8	8	90	80	80
3. Энергоэкономичность	10	8	7	7	80	70	70
4. Надежность	10	10	6	6	100	60	60
5. Безопасность	10	5	4	4	50	40	40
6. Простота эксплуатации	10	8	6	6	80	60	60
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Конкурентоспособность	10	10	7	8	100	70	80
2. Уровень проникновения на рынок	10	6	5	6	60	50	60
3. Цена	10	5	4	4	50	40	40
4. Срок выхода на рынок	10	5	4	4	50	40	40
Итого:	100	76	56	58	760	560	580

Разработанный метод является конкурентоспособным, так как по многим показателям превосходит своих конкурентов (таблица 7). Главные достоинства: надежность, производительность и конкурентоспособность.

5.2.3 SWOT-анализ

SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) – представляет собой комплексный анализ научно-исследовательского проекта. SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта.

Таблица 9 – Матрица SWOT

	Сильные стороны	Слабые стороны
	С1. Экономичность и энергоэффективность метода. С2. Экологичность метода. С3. Прогнозирование неполадок устройства С4. Выявление дефектов в отдельных элементах устройства С5. Простота и удобство в эксплуатации. С6. Мобильность метода. С7. Автоматизированное управление	Сл1. Присутствие дополнительных затрат. Сл2. Небольшой срок эксплуатации. Сл3. Использование недорогих составляющих прибора.
Возможности: В1. Быстрое	В1С1С2С5С6 –быстрое продвижение на рынок в	В1Сл1 – может не быть быстрого продвижения на

продвижение на рынок В2. Появление дополнительного спроса на новый метод. В3. Сотрудничество с организациями В4. Актуальность метода в будущем.	связи с преимуществами данного метода. В2С4С5С6С7 – дополнительный спрос может появиться за счёт простоты метода. В3С1С2С5С6С7 – сотрудничество с организациями. В4С5С6 – усовершенствование метода за счёт настроек ПО.	рынок, так как присутствуют дополнительные затраты. В2 Сл3 – появление дополнительного спроса может быть мало из-за использования недорогих составляющих. В3Сл2 -сотрудничество с рядом новых организаций может не быть, так как необходимо обновлять составляющие прибора
Угрозы: У1. Отсутствие спроса на новый метод. У2. Незаинтересованность потребителей. У3. Конкуренция	У1С1С2С7 - устойчивость к борьбе с конкурентами за счет энергоэффективности идеи. У2С3С4С5 – возможность быстрого продвижения на рынок потребителей. У3С1С2С5С6С7 – возможность конкурировать в связи с хорошими показателями основных характеристик.	У1Сл1 –в связи с тем, что присутствуют дополнительные затраты, может быть, отсутствие спроса. У3Сл2Сл3 –из-за использования недорогих составляющих могут возникнуть проблемы с продажей данного устройства.

Таблица 10 – Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта								
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
	B1	+	+	-	-	+	+	-
	B2	-	-	-	+	+	+	+
	B3	+	+	-	-	+	+	+
	B4	-	-	-	-	-	+	+

Таблица 11 – Интерактивная матрица проекта

Слабые стороны проекта				
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	B1	+	-	-
	B2	-	-	+
	B3	-	+	-

Таблица 12 – Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта								
Угрозы		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
	У1	+	+	-	-	-	-	+
	У2	-	-	+	+	+	-	-
	У3	+	+	-	-	+	+	+

Таблица 13 – Интерактивная матрица проекта

Слабые стороны проекта				
Угрозы		Сл1	Сл2	Сл3
	У1	+	-	-
	У2	0	0	0
	У3	-	+	+

На основе результатов анализа матрицы можно сделать вывод, что трудности и проблемы, с которыми может столкнуться данный проект можно будет решить за счет имеющихся сильных сторон исследования.

5.3 Определение возможных альтернатив проведения научных исследований

Для определения возможных альтернатив проведения ВКР необходимо провести морфологический анализ. При разработке метода возможны два варианта его исполнения. Эти варианты представлены в табл. 5.8.

Таблица 14 – Морфологический анализ

Наименование	Варианты	
	1	2
А. По параметрам для исследования	Давление внутри устройства	Показатели колебания устройства
Б. По объекту исследования	Настоящее устройство	Математическая модель устройства

По данным занесенным в таблицу 5.8 можно выделить две принципиальные методы: А1Б1 –исполнение 1; А2Б2 –исполнение 2.

5.4 Планирование научно-исследовательских работ

5.4.1 Структура работ в рамках научного исследования

Проект разбивается на этапы выполнения с целью распределения заработной платы.

Таблица 15 – План научно- исследовательской работы

Основные этапы	№	Описание работы	Должность исполнителя
Постановка целей и задач	1	Постановка цели и задач	Руководитель
Разработка технического задания	2	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследований	3	Обзор литературы	Студент
Теоретические и экспериментальные исследования	4	Составление принципиальной схемы	Студент
	5	Выполнение расчетов	Студент
	6	Создание математической модели устройства	Студент
	7	Создание математической модели дефектов	Студент
	8	Проведение исследований	Студент
Оформление отчета	9	Оформление пояснительной записки по результатам исследования	Студент

Таблица 16 – Перечень работ и продолжительность их выполнения

Этапы работы	Исполнители	Загрузка исполнителей
1	2	3
Постановка цели и задач	НР	НР – 100 %
Составление и утверждение технического задания	НР, И	НР – 100 % И – 10 %

Подбор и изучение материалов по тематике	НР, И	НР – 20 % И – 100 %
Разработка календарного плана	НР, И	НР – 100 % И – 40 %
Обзор литературы	НР, И	НР – 20 % И – 100 %
Составление принципиальной схемы	НР, И	НР – 20 % И – 100 %
Выполнение расчетов	И	И – 100 %
Создание математической модели устройства	И	И – 100 %
Создание математической модели дефектов	И	И – 100 %
Проведение исследований	НР, И	НР – 20 % И – 100 %
Оформление пояснительной записки по результатам исследования	И	И – 100 %
Подведение итогов	НР, И	НР – 60 % И – 100 %

Для выполнения перечисленных в таблице 16 работ требуются специалисты: инженер «И» (исполнитель ВКР); научный руководитель «НР».

5.4.2 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудоемкость выполнения научного исследования определяется экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Ожидаемое (среднее) значение трудоемкости рассчитывается по формуле (14):

$$t_{\text{ожи}} = \frac{3t_{\text{min}} + 2t_{\text{max}}}{5}; \quad (14)$$

где $t_{\text{ожи}}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения работы, человек-день;

t_{min} – минимально возможная трудоемкость выполнения работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), человек-день;

t_{max} - максимально возможная трудоемкость выполнения заданной работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), человек-день;

Рассчитав ожидаемую трудоемкость работы, можем определить продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , которая учитывает параллельность выполнения работ несколькими исполнителями (15). Это необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожи}}{Ч_i}; \quad (15)$$

где T_{pi} – продолжительность одной работы, рабочий день;

$t_{ожи}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, человек-день;

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

Таблица 17 – Ожидаемое время выполнения работы

Основные этапы	№	Этапы работы	$t_{ожи}$
Разработка технического задания	1	Постановка цели и задач	3,2
Выбор направления исследований	2	Составление и утверждение технического задания	9,8
Теоретические и экспериментальные	3	Обзор литературы	3,8

исследования			
	4	Составление принципиальной схемы	3,2
	5	Выполнение расчетов	3,2
	6	Создание математической модели устройства	7
	7	Создание математической модели дефектов	9,8
	8	Проведение исследований	9,8
Оформление отчета	9	Оформление пояснительной записки по результатам исследования	4,6
Итого			54,2

Так как на каждой работе задействован один исполнитель, то есть $T_p = t_{\text{ожи}}$, расчет продолжительности одной работы не является необходимым.

Графика проведения научного исследования реализуется в форме диаграммы Ганта. Для удобства построения, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней были переведены в календарные дни по формуле (17).

$$T_{Ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{календ}}; \quad (17)$$

где T_{Ki} – продолжительность выполнения работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения работы в рабочих днях;

$k_{\text{календ}}$ – коэффициент календарности. Коэффициент календарности определяется по следующей формуле (18):

$$k_{\text{календ}} = \frac{T_{\text{календ}}}{T_{\text{календ}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}}; \quad (18)$$

где $T_{\text{календ}}$ – количество календарных дней в году;

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

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

Результаты расчетов приведены в табл. 5.7.

Таблица 18 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудо- емкость работ			Исполнители	Длитель- ность работ в рабочих днях, T_p	Длитель- ность работ в календар ных днях, T_K
	$t_{\min}$	$t_{\max}$	$t_{\text{ожи}}$			
Постановка цели и задач	2	5	3,2	Руководитель	3,2	5
Составление и утверждение технического задания	7	14	9,8	Студент	9,8	15
Обзор литературы	3	5	3,8	Студент	3,8	6
Составление принципиальной схемы	2	5	3,2	Студент	3,2	5
Выполнение расчетов	2	5	3,2	Студент	3,2	5
Создание математической модели устройства	5	10	7	Студент	7	10
Создание математической модели дефектов	7	14	9,8	Студент	9,8	15
Проведение исследований	7	14	9,8	Студент	9,8	15
Оформление пояснительной записки по результатам	3	7	4,6	Студент	4,6	7

$$k_{\text{календ}} = \frac{365}{365-105-14} = 1,49.$$

Таблица 19 – Календарный план-график проведения НИОКР

№	Вид работы	Исполнители	T_K	Продолжительность выполнения работ						
				Март	Апрель			Май		
				3	1	2	3	1	2	3

1	Постановка цели и задач	Руководитель	5								
2	Составление и утверждение технического задания	Студент	15								
3	Обзор литературы	Студент	6								
4	Составление принципиальной схемы	Студент	5								
5	Выполнение расчетов	Студент	5								
6	Создание математической модели устройства	Студент	10								
7	Создание математической модели дефектов	Студент	15								
8	Проведение исследований	Студент	15								
9	Оформление пояснительной записки по результатам исследования	Студент	7								

5.4.3 Расчет материальных затрат НТИ

Расчет материальных затрат осуществляется по следующей формуле (19):

$$З_m = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^m Ц_i \cdot N_{расхi} ; \quad (19)$$

где m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{расхi}$ – количество материальных ресурсов i – го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт., кг, м, м² и т.д.);

$Ц_i$ – цена приобретения единицы i – го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./м, руб./м² и т.д.);

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы.

Значения цен на материальные ресурсы могут быть взяты из данных, размещенных на соответствующих официальных сайтах в интернете предприятия-изготовителя.

Величина коэффициента (k_T), описывающая соотношение затрат по доставке материальных ресурсов и цен на их приобретение, зависит от условий договоров поставки, видов материальных ресурсов, территориальной удаленности поставщиков и т.д. Транспортные расходы принимаются в пределах 15-25% от стоимости материалов. Основные материальные затраты, необходимые для метода, описаны в таблице 19.

Таблица 20 – Материальные затраты

Наименование	Ед. изм.	Количество		Цена за ед., руб		Затраты на материалы, руб.	
		Исп.1	Исп.2	Исп.1	Исп.2	Исп.1	Исп.2
Ноутбук	шт	1	1	25660	25660	25660	25660
ПО	шт	1	1	3500	3500	3500	3500
Шлифовальная губка	шт	1	1	210	210	210	210
Анализатор	шт	1	1	120900	107200	113900	107200
Зарядное устройство	шт	1	1	2900	2550	2900	2550
Вибродатчик	шт	1	1	498	498	498	498
Кабель	м	1	1	3200	3200	3200	3200

Итого	149868	142800
--------------	--------	--------

5.4.4 Основная заработная плата исполнителей

Расходы по заработной плате зависят от трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов. Расчет основной заработной платы приведен в табл. 20.

Таблица 21 – Расчет основной заработной платы

№	Наименование	Исполнители	Трудоемкость, чел.-дн,руб	Заработная плата на один чел.- дн., тыс.руб	Всего заработная плата по тарифу, тыс.руб.
1	Постановка цели и задач	Руководитель	3,2	1320	4224
2	Составление и утверждение ТЗ	Студент	9,8	888	8702,4
3	Обзор литературы		3,8	888	3374,4
4	Составление принципиальной схемы	Студент	3,2	888	2841,4
5	Выполнение расчетов	Студент	3,2	888	2841,4
6	Создание математической модели	Студент	7	888	6216
7	Создание математической модели	Студент	9,8	888	8702,4
8	Проведение исследований	Студент	9,8	888	8702,4
9	Оформление пояснительной записки по результатам исследования	Студент	4,6	888	4084,9

Заработная плата включает в себя основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НИИ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату (20):

$$Z_{\text{зп}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}} ; \quad (20)$$

где $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата;

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

Основная заработная плата ($Z_{\text{осн}}$) руководителя рассчитывается по следующей формуле (21):

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} + T_p ; \quad (21)$$

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

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб.дн.;

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

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле (22):

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} ; \quad (22)$$

где Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года (при отпуске в 24 рабочих дней $M=11,2$ месяца, 5-дневная неделя; при отпуске в 48 рабочих дней $M=10,4$ месяца, 6-дневная неделя).

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, рабочий день (табл. 21).

Таблица 22 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней	105	105

- выходные дни	14	14
- праздничные дни	-	-
Потери рабочего времени	48	48
- отпуск	-	-
- невыходы по болезням	-	-
Действительный годовой фонд рабочего времени	195	195

$$З_{дн1} = \frac{З_{м} \cdot М}{F_{д}} = \frac{24750 \cdot 10,4}{195} = 1320 \text{ руб. (руководитель);}$$

$$З_{дн2} = \frac{З_{м} \cdot М}{F_{д}} = \frac{15460 \cdot 11,2}{195} = 888 \text{ руб. (студент);}$$

$$З_{осн1} = З_{дн} + Т_p = 1320 \cdot 3,2 = 4224 \text{ руб. (руководитель);}$$

$$З_{осн2} = З_{дн} + Т_p = 888 \cdot 51 = 45288 \text{ руб. (студент);}$$

$$З_{зп1} = З_{осн} + З_{доп} = 4224 + 844,8 = 5068,8 \text{ руб. (руководитель);}$$

$$З_{зп2} = З_{осн} + З_{доп} = 42288 + 9057,6 = 54345,6 \text{ руб. (студент).}$$

5.4.5 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных ТК РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций. Расчет дополнительной заработной платы осуществляется по следующей формуле (23):

$$З_{доп} = k_{доп} + З_{осн} ; \quad (23)$$

где $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,15 – 0,2).

$$З_{доп1} = k_{доп} + З_{осн} = 0,2 \cdot 4224 = 844,8 \text{ руб. (руководитель);}$$

$$З_{доп2} = k_{доп} + З_{осн} = 0,2 \cdot 45288 = 9057,6 \text{ руб. (студент).}$$

5.4.6 Отчисления во внебюджетные фонды

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы, руб. (24):

$$З_{внеб} = k_{внеб} + (З_{осн} + З_{доп}) ; \quad (24)$$

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

Отчисления во внебюджетные фонды указаны в табл. 22.

Таблица 23 – Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	4224	844,8
Студент	45288	9057,6
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	28 %	28%
Итого	1419.23+15216.76=16635.99	

$$З_{внеб} = 28\% \cdot (4224 + 844,7) = 1419,23 - \text{руководитель} ;$$

$$З_{внеб} = 28\% \cdot (45288 + 9057,6) = 15216.76 - \text{студент} .$$

5.4.7 Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие расходы: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле (25):

$$Z_{\text{накл}} = (\text{сумма статей} \div 7) \cdot k_{\text{нр}} ; \quad (25)$$

$k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы, 16%.

5.4.8 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат НИР 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 затрат на НИР представлен в таблице 23.

Таблица 24 – Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование	Сумма, руб.		Разделы
	Исп.1	Исп.2	
1. Материальные затраты	149868	142800	5.4.3
2. Затраты по основной заработной плате исполнителей	45288	45288	5.4.4
3. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей	9057,6	9057,6	5.4.5
4. Отчисления во внебюджетные фонды	16635.99	16635.99	5.4.6
5. Накладные расходы	5047,99	4886.43	5.4.7
6. Бюджет затрат НТИ	225897.58	218668.02	5.4.8

5.5 Определение ресурсной, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

Эффективность определяется посредством расчета интегрального показателя эффективности научного исследования, что связано с нахождением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный показатель финансовой эффективности получают в результате оценки бюджета затрат, двух вариантов исполнения научного исследования. Для этого наибольший интегральный показатель реализации технической задачи принимается за базу расчета, с которым соотносятся финансовые значения по всем вариантам исполнения.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется по формуле (26):

$$I_{\text{фин}}^{\text{исп}} = \frac{\Phi_p}{\Phi_{\text{max}}} ; \quad (26)$$

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

Φ_p – стоимость i -го варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта.

$$I_{\text{фин}}^{\text{исп } 1} = \frac{218668.02}{225897.58} = 0.97 ;$$

$$I_{\text{фин}}^{\text{исп } 2} = \frac{225897.58}{225897.58} = 1.$$

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить по следующей формуле (27):

$$I_p = \sum a_i \cdot b_i ; \quad (27)$$

где I_p – интегральный показатель ресурсоэффективности для i -го варианта исполнения разработки;

a_i – весовой коэффициент i -го варианта исполнения разработки;

b_i – бальная оценка i -го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

n – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности рекомендуется проводить в форме таблицы (табл. 24).

Таблица 25 - Сравнительная оценка вариантов исполнения

Критерий \ Объект исследования	Весовой коэффициент параметра	Исп. 1	Исп.2
1. Производительность	0.3	4	5
2. Долговечность в использовании	0.3	5	5
3. Регулировка	0.1	5	5
4. Переналадка	0.15	5	5
5. Надежность	0.15	5	5
ИТОГО	1	4.7	5

$$I_{p-исп1} = 4 \cdot 0.3 + 5 \cdot 0.3 + 5 \cdot 0.1 + 5 \cdot 0.15 + 5 \cdot 0.15 = 4.7 ;$$

$$I_{p-исп2} = 5 \cdot 0.3 + 5 \cdot 0.3 + 5 \cdot 0.1 + 5 \cdot 0.15 + 5 \cdot 0.15 = 5.$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ($I_{p-исп}$) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле (28):

$$I_{исп.i} = \frac{I_{p-исп.i}}{I_{фин}^{исп}} ; \quad (28)$$

$$I_{исп.1} = \frac{4.7}{0.97} = 4.84;$$

$$I_{исп.2} = \frac{5}{1} = 5.$$

Сравнение интегрального показателя эффективности, вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта (табл. 26) и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта ($\mathcal{E}_{cp}$) определена по формуле (29):

$$\mathcal{E}_{\text{cp}} = \frac{I_{\text{исп.1}}}{I_{\text{исп.2}}} ; \quad (29)$$

Таблица 26 - Сравнительная эффективность разработки

№	Показатели	Исп.1	Исп.2
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0.97	1
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности	4.7	5
3	Интегральный показатель эффективности	4.84	5
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	Исп.1/Исп.2=0.96	Исп.2/Исп.1=1.03

Из таблицы 26 видно, что наиболее эффективный вариант решения поставленной задачи по многим показателям превосходит исполнение 2.

Выводы по главе

В процессе выполнения раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» был определен целевой рынок для разработанного метода. Проведен анализ конкурентов, из которого следует, что разработанный метод конкурентоспособный. Рассчитаны материальные затраты на проведения данного метода, затраты на основную и дополнительную зарплату, отчисления во внебюджетные фонды, накладные расходы, на основании которых составлен бюджет затрат на НИИ. Произведена сравнительная характеристика эффективности разработки на основании интегрального показателя эффективности.

По результатам таблицы 26 можно сделать вывод о наибольшей эффективности второго метода.

6. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

В данном разделе выпускной квалификационной работы представлены и рассмотрены основные факторы, негативно влияющие на человека и окружающую среду в процессе проведения исследования методов вибродиагностики элементов гидравлического привода, а также рассмотрен комплекс мероприятий для снижения их воздействия.

Объектом исследования является математическая модель аксиально-поршневого насоса. Процесс исследования заключается в выявлении вибрационных параметров неисправного объекта посредством имитации дефекта в математической модели.

Действия проходят в специально оборудованной лаборатории с использованием ПЭВМ (ПК) высокой мощности, а также программного обеспечения «Simulink».

6.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

6.1.1 Специальные правовые нормы трудового законодательства.

Государственный надзор и контроль в организациях независимо от организационно-правовых форм и форм собственности осуществляют специально уполномоченные на государственные органы и инспекции в соответствии с федеральными законами.

Согласно трудовому кодексу РФ:

- продолжительность рабочего дня не должна превышать 40 часов в неделю;
- не рекомендуется работать за компьютером более 6 часов за смену;
- рекомендуется делать перерывы в работе за ПК продолжительностью 10-15 минут через каждые 45-60 минут работы;
- продолжительность непрерывной работы за компьютером без регламентированного перерыва не должна превышать 1 час;

- во время регламентированных перерывов целесообразно выполнять комплексы упражнений и осуществлять проветривание помещения;
- при работе с ПЭВМ в ночную смену (с 22 до 6 ч), независимо от категории и вида трудовой деятельности, продолжительность регламентированных перерывов следует увеличивать на 30 %.

Государственный санитарно-эпидемиологический надзор за производством и эксплуатацией ПЭВМ осуществляется в соответствии с СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.

Производственный контроль над соблюдением санитарных правил осуществляется производителем и поставщиком ПЭВМ, а также предприятиями и организациями, эксплуатирующими ПЭВМ.

Существуют также специализированные органы, осуществляющие государственный контроль и надзор в организациях на предмет соблюдения существующих правил и норм. К таким органам относятся:

- Федеральная инспекция труда;
- Государственная экспертиза условий труда;
- Федеральная служба по труду и занятости населения (Минтруда России)
- Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору (Госгортехнадзор, Госэнергонадзор, Госатомнадзор России).
- Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Госсанэпиднадзор России) и др.

6.1.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны

К мероприятиям, относящимся к компоновке рабочей зоны, относятся работы по организации рабочего места пользователя, позволяющие наилучшим образом организовать деятельность работника, делая его работу максимально удобной и безопасной.

На основании СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 и ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ для данной выпускной квалификационной работы были выявлены основные требования к организации рабочих мест пользователей ПЭВМ.

Помещения должны иметь естественное и искусственное освещение. Расположение рабочих мест за мониторами для взрослых пользователей в подвальных помещениях не допускается.

Площадь на одно рабочее место с компьютером для взрослых пользователей должна составлять не менее 6 м^2 , а объем не менее 20 м^3 .

Помещения с компьютерами должны оборудоваться системами отопления, кондиционирования воздуха или эффективной приточно-вытяжной вентиляцией.

Для внутренней отделки интерьера помещений с компьютерами должны использоваться диффузно-отражающие материалы с коэффициентом отражения для потолка — 0,7-0,8; для стен — 0,5-0,6; для пола — 0,3-0,5.

Поверхность пола в помещениях эксплуатации компьютеров должна быть ровной, без выбоин, нескользкой, удобной для очистки и влажной уборки, обладать антистатическими свойствами.

В помещении должны находиться аптечка первой медицинской помощи, углекислотный огнетушитель для тушения пожара.

6.2 Производственная безопасность

Для обеспечения производственной безопасности необходимо проанализировать воздействия на человека вредных и опасных производственных факторов, которые могут возникать при разработке или эксплуатации проекта.

К опасным факторам относят негативное воздействие на работающего человека, которое может привести к травме или ухудшению здоровья. К вредным производственным факторам относят негативное воздействие, на человека, которое приводит к ухудшению здоровья или заболеванию.

На основании ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ представлена классификация опасных и вредных производственных факторов, имевшие место при выполнении работ на ПЭВМ.

Таблица 27 – Вредные и опасные производственные факторы при выполнении работ за ПЭВМ

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1) Повышенный уровень электромагнитных излучений	+	+	+	1) ГОСТ 12.1.006-84 ССБТ; 2) СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03; 3) ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ; 4) СанПиН 2.2.4.548-96; 5) СП 52.13330.2016; 6) ФЗ от 22.07.2013 г. №123 – ФЗ.
2) Монотонный режим работы	+	+	+	
3) Отклонение показателей микроклимата;	+	+	+	
4) Недостаточная освещенность рабочей зоны	+	+	+	
5) Опасность поражения электрическим током	+	+	+	
6) Опасность возникновения пожара	+	+	+	

6.2.1 Анализ выявленных вредных и опасных факторов

6.2.1.1 Повышенный уровень электромагнитных излучений

Уровень электромагнитных излучений на рабочем месте оператора ПЭВМ является вредным фактором производственной среды, величины параметров которого определяются ГОСТ 12.1.006-84 ССБТ. Основными источниками электромагнитных излучений в помещениях для работы операторов ПЭВМ являются дисплеи компьютеров, сеть электропроводки, системный блок, устройства бесперебойного питания, блоки питания.

Излучения, применительно к дисплеям современных ПЭВМ, можно разделить на следующие классы:

- переменные электрические поля (5 Гц – 400 кГц);
- переменные магнитные поля (5 Гц – 400 кГц).

Воздействие данных излучений на организм человека носит необратимый характер и зависит от напряженности полей, потока энергии, частоты колебаний, размера облучаемого тела. При воздействии полей, имеющих напряженность выше предельно допустимого уровня, развиваются нарушения нервной системы, кровеносной сердечно сосудистой системы, органов пищеварения и половой системы.

В таблице 28 приведены допустимые уровни параметров электромагнитных полей.

Таблица 28 – Временные допустимые уровни электромагнитных полей, создаваемых ПЭВМ на рабочих местах

Наименование параметров		Допустимые значения
Напряженность электрического поля	в диапазоне частот 5 Гц- 2 кГц	25 В/м
	в диапазоне частот 2 кГц - 400 кГц	2,5 В/м

Плотность магнитного поток	в диапазоне частот 5 Гц - 2 кГц	250 нТл
	в диапазоне частот 2 кГц - 400 кГц	25 нТл
Напряженность электростатического поля		15 кВ/м

6.2.1.2 Монотонный режим работы

При работе с ПЭВМ основным фактором, влияющим на нервную систему программиста или пользователя, является огромное количество информации, которое он должен воспринимать, что влияет на сознание и психофизическое состояние из-за монотонности работы. Поэтому меры, позволяющие снизить воздействие этого вредного производственного фактора, которые регулируются СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03, являются важными в работе оператора ПЭВМ. Они позволяют увеличить производительность труда и предотвратить появление профессиональных болезней.

Вид трудовой деятельности относится к группе (В) – творческая работа в режиме диалога с ПЭВМ. Категория тяжести для данной группы определяется исходя из общего времени работы с ПЭВМ за рабочий день. В зависимости от уровня нагрузки за рабочую смену устанавливается суммарное время регламентированных перерывов.

При 8-часовой рабочей смене и III категорией тяжести (до 6 часов непрерывной работы с компьютером) суммарное время перерывов должно составлять 90 минут. Рекомендуется организовывать перерывы на 10-15 минут через каждые 45-60 минут работы. Продолжительность постоянной работы с ПК не должна превышать 2 часов.

6.2.1.3 Отклонение показателей микроклимата

Микроклимат производственных помещений - метеорологические условия внутренней среды помещений, которые определяются

действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности, скорости движения воздуха и теплового излучения; комплекс физических факторов, оказывающих влияние на теплообмен человека с окружающей средой, на тепловое состояние человека и определяющих самочувствие, работоспособность, здоровье и производительность труда. Показатели микроклимата: температура воздуха и его относительная влажность, скорость его движения, мощность теплового излучения.

Основные виды работ, выполняемые инженером-программистом, по степени физической тяжести, относятся к категории легких работ. Оптимальные величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений, в соответствии с периодом года и категорией работ, согласно СанПиН 2.2.4.548-96, предоставлены в таблице 29.

Таблица 29 – Оптимальные параметры микроклимата производственных помещений оператора ПЭВМ

Период года	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	22–24	21–25	60–40	0,1
Теплый	23–25	22–26	60–40	0,1

Параметры микроклимата в помещении не превышают допустимых значений. Для поддержания комфортной температуры воздуха помещение оснащено кондиционером. Естественная вентиляция воздуха обеспечивается проветриванием помещения во время перерывов. В холодный период года оптимальные параметры микроклимата обеспечиваются системами отопления и кондиционирования воздуха.

6.2.1.4 Недостаточная освещенность рабочей зоны

Недостаточная освещенность рабочей зоны является вредным производственным фактором, возникающим при работе с ПЭВМ, уровни

которого регламентируются СП 52.13330.2016, в соответствие с которым были выделены следующие требования к освещенности в помещениях и на рабочих местах с ПЭВМ:

1. В помещениях с ПЭВМ искусственное освещение должно быть равномерным. Для работы преимущественно с документами, допускается комбинированная система освещения.

2. Для поддержания оптимальных условий труда необходимо ограничивать сильную прямую и отраженную блёскость от осветительных приборов, при этом яркость светящихся поверхностей должна быть не выше 200кд/ кв. м.

3. Искусственное освещение рекомендуется создавать с помощью люминесцентных ламп типа ЛБ мощностью до 250 Вт. Для местного освещения разрешено использование ламп накаливания в светильниках.

4. Для поддержания оптимальных условий труда в помещениях с ПЭВМ необходимо проводить регулярную замену перегоревших ламп, а также мытьё стекол и отчистка оконных проемов и осветительных приборов не менее двух раз в год.

В рассматриваемом помещении применяется совмещенное освещение. Основным источником освещения является 6 люминесцентных светильников с зеркальными решетками, имеющие габаритные размеры: длина – 543 мм, ширина – 543 мм. В каждом из светильников установлено 4 люминесцентные лампы типа ЛБ-40. Светильники расположены над рабочими местами в 2 ряда и создают равномерное освещение рабочих мест.

6.2.1.5 Опасность поражения электрическим током

Поражение электрическим током является опасным производственным фактором и, поскольку оператор ПЭВМ имеет дело с электрооборудованием, то вопросам электробезопасности на его рабочем месте должно уделяться много внимания. Вопросы требований к защите от поражения электрическим током освещены в ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ.

Электробезопасность – система организационных и технических мероприятий и средств, обеспечивающих защиту людей от вредного и опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статического электричества.

Производственное помещение, в котором проводилось исследование имеет большое количество техники, но так как отсутствует влажность, высокая температура, токопроводящая пыль и возможность одновременного соприкосновения с имеющими соединение с землей металлическими предметами и металлическими корпусами оборудования по опасности электропоражения, по классификации ПУЭ «Правила устройства электроустановок» помещение считается без повышенной опасности.

Основными причинами поражения человека электрическим током могут быть следующие:

- непосредственное прикосновение к токоведущим частям, оказавшимся под напряжением;
- соприкосновение с конструктивными частями, оказавшимися под напряжением.

Электрический ток оказывает тепловое (ожоги, нагрев сосудов), механическое (разрыв тканей, сосудов при судорожных сокращениях мышц), химическое (электролиз крови), биологическое (раздражение и возбуждение живой ткани) или комбинированное воздействие.

Основными средствами и способами защиты от поражения электрическим током являются:

- недоступность токоведущих частей для случайного прикосновения;
- защитное заземление, зануление или отключение;
- вывешивание предупреждающих надписей;
- контроль за состоянием изоляции электрических установок;
- использование дополнительных средств защиты.

6.2.2 Обоснование мероприятий по снижению уровней воздействия опасных и вредных факторов на исследователя

Для поддержания нормальных значений параметров микроклимата на рабочих местах, рекомендуется оснащать их системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Также, в некоторых случаях, целесообразно обеспечить питьевое водоснабжение. В помещениях для работы с ПЭВМ должна производиться ежедневная влажная уборка, а также систематическое проветривание после каждого часа работы согласно СанПиН 2.2.4.548-96.

Для защиты операторов ПЭВМ от негативного воздействия электромагнитных полей в первую очередь необходимо, чтобы используемая техника удовлетворяла нормам и правилам сертификации. При работе с ПЭВМ установлены регламентированные перерывы.

Для создания и поддержания благоприятных условий освещения для операторов ПЭВМ, их рабочие места должны соответствовать санитарно-эпидемиологическим правилам СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03. Для рассеивания естественного освещения следует использовать жалюзи на окнах рабочих помещений. В качестве источников искусственного освещения должны быть использованы люминесцентные лампы, лампы накаливания – для местного освещения.

Для предупреждения преждевременной утомляемости пользователей ПЭВМ рекомендуется организовывать рабочую смену путем чередования работ с использованием ПЭВМ и без него. В случаях, когда характер работы требует постоянного взаимодействия с компьютером (работа программиста разработчика) с напряжением внимания и сосредоточенности, при исключении возможности периодического переключения на другие виды трудовой деятельности, не связанные с ПЭВМ, рекомендуется организация перерывов на 10–15 мин. через каждые 45–60 мин. работы. При высоком уровне напряженности работы рекомендуется психологическая разгрузка в специально оборудованных помещениях.

К мероприятиям по предотвращению возможности поражения электрическим током следующие:

- при производстве монтажных работ необходимо использовать только исправный инструмент, аттестованный службой КИПиА;
- с целью защиты от поражения электрическим током, возникающим между корпусом приборов и инструментом при пробое сетевого напряжения на корпус, корпуса приборов и инструментов должны быть заземлены;
- при включенном сетевом напряжении работы на задней панели должны быть запрещены;
- все работы по устранению неисправностей должен производить квалифицированный персонал;
- необходимо постоянно следить за исправностью электропроводки.

6.3 Экологическая безопасность

В данном разделе рассматривается воздействие на окружающую среду деятельности при разработке проекта, а также самого продукта в результате его реализации на производстве.

6.3.1 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду

Разработка математической модели и работа за ПЭВМ не являются экологически опасными работами, потому объект, на котором производилась разработка продукта, а также, объекты, на которых будут производиться его использование операторами ПЭВМ, относятся к предприятиям пятого класса, размер селитебной зоны для которых равен 50 м.

Деятельность человека, носящая производственный характер, оказывает негативно влияние на окружающую среду. Деятельность программиста не связана с производством и не является источником выброса опасных и вредных веществ в окружающую среду.

Однако работа с ПЭВМ и другой оргтехникой требует большого объема энергопотребления, что в свою очередь приводит к большому потреблению

электростанциями различных видов топлива, выбрасывая при этом вредные вещества в окружающую среду. Больше всего от выбросов электростанций страдает атмосфера.

6.3.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды

На сегодняшний день в мире разрабатываются все новые и новые способы защиты атмосферы, например, альтернативные источники энергии или использование энергосберегающих систем.

Современная техника не содержит в себе большой концентрации вредных веществ, поэтому возможно ее использование без нанесения значительного вреда сотрудникам или окружающей среде ГН 2.2.5.3532–18.

Выбрасываемыми отходами в здание, в котором находится рассматриваемое помещение, являются бытовой мусор (например, макулатура, который выбрасывается в контейнеры, вывоз которых осуществляется регулярно) а также сточные воды, за очистку которых отвечает городской водоканал.

Также стоит отметить тот факт, что данный проект помогает снизить объем энергопотребления за счет уменьшения необходимых вычислительных мощностей в будущем, таким образом, представленная работа способствует ресурсосбережению.

6.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

6.4.1 Анализ вероятных ЧС

Чрезвычайная ситуация (ЧС) - это обстановка на определенной территории, сложившаяся в результате аварии, опасного природного явления, катастрофы, стихийного или иного бедствия, которые могут повлечь или повлекли за собой человеческие жертвы, ущерб здоровью людей или окружающей природной среде, значительные материальные потери и нарушение условий жизнедеятельности людей.

Чрезвычайные ситуации могут носить различный характер: технологический, природный, социальный, военный и т.д. Многие из чрезвычайных ситуаций являются форс-мажорными обстоятельствами, исключение которых невозможно. Однако необходимо выполнение всех мер по предотвращению ЧС.

При работе на персональной электронно-вычислительной машине самым вероятной ЧС является возможность пожара.

Пожар – неконтролируемое возгорание и горение, наносящее вред жизни и здоровью людей, также материальный ущерб. Причинами возникновения пожаров чаще всего являются: короткие замыкания, несоблюдение правил эксплуатации производственного оборудования и электрических устройств, разряды статического электричества.

С целью уменьшения вреда жизни и здоровью населения и материального ущерба, наносимого пожаром необходимо реализация комплекса профилактических мероприятий, направленных на предупреждение и (или) устранение пожара.

В соответствии с ГОСТ Р 22.0.01-2016, помещение, в котором выполнялась ВКР, относится к наименее опасной категории (Д) с пониженной пожароопасностью. Само здание по взрывопожарной и пожарной опасности относится к категории (Д). Наружных установок здание не имеет.

6.4.2 Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС

Предупреждение пожаров является основной задачей руководителей и инженерно-технических работников предприятий. В работе по предупреждению пожаров большая роль принадлежит личному составу пожарной охраны, который проводит целый комплекс мероприятий по противопожарной защите объектов, осуществляет постовую и дозорную службу, выявляет имеющиеся недостатки, и принимает меры к их своевременному устранению в соответствии с ГОСТ Р 22.0.07-95.

Для профилактики организации, при пожаре должен проводиться следующий комплекс организационных мер:

- должны обеспечиваться регулярные проверки пожарной сигнализации, первичных средств пожаротушения;
- не должны загромождаться или блокироваться пожарные выходы;
- должны выполняться правила техники безопасности и технической эксплуатации электроустановок;
- во всех служебных помещениях должны быть установлены «Планы эвакуации людей при пожаре и других ЧС», регламентирующие действия персонала при возникновении пожара.
- должны проводиться регулярные проверки знаний противопожарной безопасности, учебные тревоги и эвакуаций персонала организации;
- для предотвращения пожара помещение с ПЭВМ должно быть оборудовано первичными средствами пожаротушения: углекислотными огнетушителями типа ОУ-2 или ОУ-5; пожарной сигнализацией, а также, в некоторых случаях, автоматической установкой объемного газового пожаротушения.

Выводы по главе

В данном разделе диссертации рассматривались вопросы выполнения требований к безопасности труда, промышленной безопасности, охране окружающей среды в процессе работы с персональной электронно-вычислительной машиной в лаборатории для исследования методов вибродиагностики элементов гидравлического привода.

Приведены решения проблем, связанные с электрическим током, воздействие которого является опасным для пользователей.

А также приведены решения таких вредных производственных факторов, как повышенный уровень электромагнитного излучения, монотонный режим работы, отклонение от показателей микроклимата и недостаточная освещенность рабочей зоны.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате анализа конструкции гидромашины и его дефектов, разработана принципиальная схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части, а также составлена его математическая модель в программной среде Simulink.

Для выявления параметров вибрации, разработана технологическая карта вибрационного контроля, в которой указаны точки установки датчиков на аксиально-поршневую гидромашину.

В работе представлена методика проведения исследования на имитационной модели, которая позволят определить спектральные характеристики аксиально-поршневой гидромашины при наличии дефекта в поршневой части.

По результатам исследования было выявлено, что высокую чувствительность показывает параметр виброускорения, который изменяется при начальных этапах возникновения дефекта, что подтверждает теорию сверхчувствительности параметра виброускорения к дефектам в виде зазора.

Было определено, что при дефекте в виде зазора в шарнире аксиально-поршневой гидромашины, спектр виброускорения имеет в своем составе несколько гармоник, с достаточно большой амплитудой. Для данного устройства это гармоники с частотами 115, 135, 155 и 175 Гц.

Также приведены границы допустимых значений частот при дефекте в шарнирной части аксиально-поршневой гидромашины, согласно которому, при гармонике с амплитудой до 0,07 м, устройство в удовлетворительном состоянии, при гармонике с амплитудой от 0,07 м до 0,1 м, устройство в опасности, и при гармонике с амплитудой от 0,1 м, шарнирная часть разрушена, и гидромашина неработоспособна.

В диссертационной работе были выполнены разделы «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» и «Социальная ответственность».

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СТУДЕНТА

1. Мурсалбекова А. С., Гаврилин А. Н. // Методы выявления дефектов в аксиально-поршневой гидромашине. Омский научный вестник, 2019 (УДК 62.799).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Тарского В. Л. Литейные машины. Машины для специальных способов литья и специальные машины. — М: НИИМАШ, 1970. — 183 с.
2. Петрухин В. В., Петрухин С. В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации. — М: "Инфра-Инженерия", 2010. — 176 с.
3. Невлюдов И. Ш. Программно-технические средства диагностики цифровых модулей систем управления техническим оборудованием. — М: НТМТ, 2008.-216 с.
4. Мозгалеvский А. В., Гаскаров Д. В. Техническая диагностика: Непрерывные объекты. — Москва: Высшая школа, 1975. — 207 с.
5. Грабовский А. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлический привод. — Одесса: 1971. — 128 с.
6. Лучшева А.А. Основы гидравлики и гидрометрии. — Москва: 1980. — 167 с.
7. Сайт ООО «Спецтехимпекс»: <https://spetstehimpex.prom.ua/>
8. Ивановский Ю. К., Моргунов К. П. Основы теории гидропривода. — Лань, 2018.— 200 с.
9. Калякин А. М. Основные уравнения динамики жидкости. Гидростатика. Гидравлические сопротивления. — Саратов: 2003. — 68 с.
10. Сайт ООО «Автодормашсервис»: www.sntrans.ru
11. Форхгеймер Ф., Черкасова А. А. Гидравлика. — М: 1935. — 616 с.
12. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник. — Машиностроение, 2008. — 640 с.
13. Гойдо М. Е. Проектирование объемных гидроприводов.— Машиностроение, 2009. — 304 с.
14. Чмиль В. П. Гидропневмопривод строительной техники. Конструкция, принцип действия, расчеты. — Лань, 2011. — 320 с.
15. Оксененко А. Я. Гидравлическое оборудование для гибких производственных систем, модулей и других машин и механизмов.— Москва: ВНИИТЭМР, 1988. — 308 с

16. Щерба В. Е. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования. — Москва: Машиностроение, 2013. — 368 с.
17. Демихова К.Е., Панфилова Ю.В. Вакуумная техника. — Машиностроение, 2009. — 590 с.
18. Ефремов Д. В., Радовский М. И. Электродвигатель в его историческом развитии. — Москва: Изд-во Академии наук СССР, 1936. — 660 с.
19. Даниельянц А. А., Круткин А. В., Орлов В. В. Объемный гидропривод нефтепромыслового оборудования — М: Недра, 1975. — 177 с.
20. Чистякова А.Б., Свешникова В.К. Гидро - и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции. — Москва: Машиностроение, 1992. — 232 с.
21. Доманский Д. И. Гидравлика и гидравлические машины / Ленинградский технологический институт им. Ленсовета (ЛТИ). — Ленинград: 1989. — 86 с.
22. Волков А. М. Гигиеническое нормирование шума и вибрации подвижного состава железнодорожного транспорта. — М: 1970. — 251 с.
23. Берестнев Я.О., Ишин Н. Н. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов — Минск: Технопринт, 2004. — 117 с.
24. Явленский К.Н., Явленский А. К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем — Ленинград: Машиностроение, 1983. — 239 с.
25. Кораблев С. С. Динамика и вибродиагностика механических систем. — Иваново: Изд-во Ивановского гос. ун-та, 1985. — 160 с.
26. Дефектоскопия и вибродиагностика: сборник научных трудов. — Москва: Изд-во НИКИМП, 1988. — 115с.
27. Аршанский М. М., Щербаков В. П. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках — Москва: Машиностроение, 1988. — 136 с.

28. Герасимова А. Г. Контроль и диагностика тепломеханического оборудования ТЭС и АЭС. — Минск: Высшая школа, 2011. — 272 с
29. Эськов В. Д., Каталевская А. В. Курс лекций по теоретическим основам электротехники. — Томск: Изд-во ТПУ, 2007. — 104 с.
30. Петрухин В. В., Петрухин С. В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации. — Москва: Инфра-Инженерия, 2010. — 176 с.
31. Карасев В. А., Ройтман А. Б. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы — Москва: Машиностроение, 1986. — 192 с.
32. Динамика механических систем: сборник научных трудов — Владимир: Изд-во ВПИ, 1985. — 128 с.
33. Кораблев С. С. Динамика и вибродиагностика механических систем. — Иваново: Изд-во Ивановского гос. ун-та, 1983. — 159 с.
34. Колобов А. Б. Вибродиагностика: теория и практика.— Москва: Инфра-Инженерия, 2019. — с.
35. Боднер В. А., Алферов А. В. Измерительные приборы. — Москва: Изд-во стандартов, 1986.
36. Плоского А.Ф. Пьезо- и акустоэлектронные устройства. — Омск: ОмПИ, 1982. — 163 с.
37. Кемпинский М. М. Проектирование механизмов измерительных приборов. — Ленинград: Машгиз, 1959. — 143 с.
38. Риккера К. Л., Самусь А. М. Гидравлика и гидравлические двигатели — СПб.: Издание. 1908. — 321 с.
39. Филиппов А. П., Кохманюк С. С. Динамическое воздействие подвижных нагрузок на стержни. — Киев: Наукова думка, 1967. — 132 с.
40. Мышкис А. Д. Математика для технических ВУЗов. — Лань, 2009. — 640 с.
41. Фирганг Е. В. Руководство к решению задач по курсу общей физики. — Лань, 2009. — 352 с.
42. Константинов И. А. Колебание систем с конечным числом степеней свободы: учебное пособие. — СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1992. — 102 с.

43. Васильева А. Б., Тихонов Н. А. Интегральные уравнения — Лань, 2009. — 160 с.
44. Каракулов А. С. Разработка алгоритмов управления для микропроцессорных электроприводов. — Томск: Изд-во ТПУ, 2010. — 105 с.
45. Черных И. В. Моделирование электрических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink — Москва: Питер ДМК Пресс, 2008. — 288 с.
46. Лазарев Ю. Моделирование процессов и систем в MATLAB — СПб.: Питер, 2005. — 512 с.
47. Гультияев А. К. Визуальное моделирование в среде MATLAB. — СПб.: Питер, 2000. — 432 с.
48. Сайт ТОО «Hydroma1»: <https://www.hydroma.ru>
49. Горбачев К. П. Расчет пластин и оболочек подкрепленных ребрами жесткости, методом конечных элементов: учебное пособие. — Владивосток: ДВГУ, 1980. — 80 с.
50. Галилеев М. Д. Основные методы расчета строительных конструкций на прочность и жесткость. Статически неопределимые системы. — Ленинград: 1978. — 72 с.
51. Немец Я. Жесткость и прочность стальных деталей — Москва: Машиностроение, 1970. — 528 с.
52. Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А. Теоретическая механика. Сопротивление материалов: учебное пособие. — Москва: Высшая школа, 2002. — 318 с.
53. Алексеева Т. В., Бабанская В. Д., Башта Т. М. Техническая диагностика гидравлического привода — М.: Машиностроение. 1989. — 264 с.

Приложения

Приложение А

Раздел

Английская часть

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8NM71	Мурсалбекова Айжан Слямовна		

Консультант ИШНПТ, отделение материаловедения

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Гаврилин Алексей Николаевич	к.т.н.		

Консультант-лингвист ИШБИП, отделение иностранных языков

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

1. INFORMATION AND ANALYTICAL REVIEW

This section discusses the principle of operation of a hydraulic drive, their possible defects and methods of diagnosing them that exist today. For a detailed study of the issue, it was necessary to analyze the literature in the following areas:

1. The principle of operation of the hydraulic drive.
2. Possible defects in the hydraulic drive.
3. Vibration and its parameters.
4. Known methods of vibration diagnostics.
5. Modern instruments for vibration diagnostics.

1.1 The principle of operation of the hydraulic drive

In 1648, the French physicist Blaise Pascal proved a phenomenon in which water uniformly transmits pressure throughout the container. Later, this principle was used in industry to create the force of a fluid, as in a hydraulic drive [5].

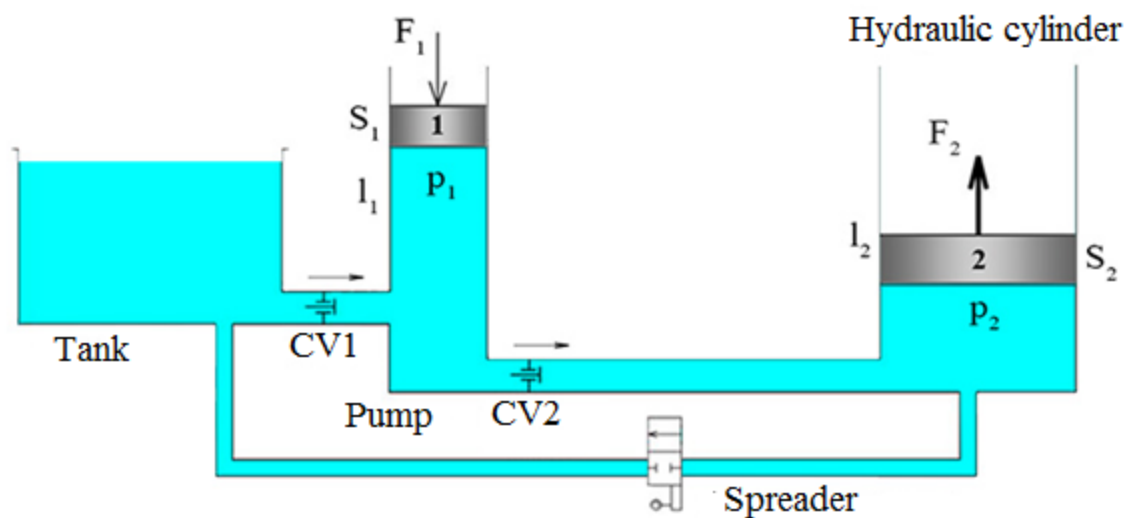


Fig.1. Working principle of hydraulic drive

Figure 1 shows the principle of operation of the simplest hydraulic drive. According to him, the piston 1 together with check valves 1 and 2 is a piston pump. A piston 2 mounted in a cylindrical chamber is a single-acting hydraulic cylinder. Fluid flow control is carried out using a spreader.

During the downward movement of the piston under the action of fluid pressure, the valve 1 is pressed against the seat - it closes and the valve 2 opens, the liquid enters the piston 2, causing it to move and, if necessary, overcome the load force.

When the lowest position is reached, the piston begins to move upwards, increasing the volume under the piston, as a result of the created discharge valve 1 opens and valve 2 closes, fluid from the tank will flow under piston 1. After reaching the extreme position, the piston will start downward displacing the working fluid cycle again.

Thus, by increasing the number of cycles, it is possible to achieve the required amount of movement of the piston 2 with an increased effort, due to the difference in area [6].

1.2 Possible defects in the hydraulic drive

A malfunctioning hydraulic drive is mainly characterized by its hydraulic system.

The hydraulic system fails pumps, hydraulic distributors, hydraulic cylinders, high pressure hoses, as well as pipelines.

The following are the possible causes of faults in the elements of hydraulic systems according to the data of LLC SPETSTEKHIMPEKS [7-9], which are engaged in the purchase and sale of special equipment:

- flow in the system;
- air leakage in the system;
- high working pressure in the hydraulic system;
- excess or shortage of oil in the hydraulic system tank;
- faulty pump;
- wear rubber pump o-rings;
- wear of the end surfaces of the rings and pump bushings;
- wear cuff piston cylinders;
- scoring on the mirror of the hydraulic cylinder and the surface of the rod;

- damage to the rubber seals of the hydraulic cylinder;
- incorrectly adjusted safety valve;
- hit of a foreign object under the ball lock;
- contamination of filters.

In conclusion, it would be appropriate to present the data where, on the basis of the enterprises of JSC SpetsNefteTrans, NK Mangazeya, LLC Tyumennerud, an analysis of 265 units of hydraulic process machines for the period of 09.2013–09.2014 was carried out (table 1) [10-12].

Table 1 - The number of failures in hydraulic systems

Elements of hydraulic drive	Frequency of failure and malfunction per season			
	summer period		winter period	
	Number of failures	Bounce rate	Number of failures	Bounce rate
Pumping stations	82	35 %	183	38 %
Throttles and filter elements	56	26 %	97	21 %
High-pressure hoses	44	17 %	97	21 %
Spool and distribution devices	28	13 %	69	14 %
Hydraulic cylinders	20	9 %	31	6 %
Total	230	100 %	477	100

As a result of the obtained results, it was revealed that the most vulnerable element of the hydraulic drive of a modern technological machine are pumps.

1.3 Vibration and its parameters

In practice, it is very difficult to avoid vibration. This is usually due to the dynamic effects of manufacturing tolerances, gaps, roller and rubbing contacts between machine parts and non-equilibrium forces in rotating and reciprocating elements. Often, small minor oscillations can excite the resonant frequencies of some other structural elements and increase in the main sources of vibration and noise.

A complex oscillatory motion can be represented as a set of simple harmonics, which are described by three parameters: frequency, amplitude and initial phase.

If the point (or body) vibration has a longitudinal shape of oscillations along one axis, then the instantaneous displacement (vibration) from the initial position can be described by the formula 1 [13-15].

$$x = S_{PIK} \sin(\omega t), \quad (1)$$

where ω – the angular frequency;

S_{peak} - maximum point offset from the initial position;

t – time.

The change in displacement over time is the speed (vibration velocity) of a point (or body) moving, therefore, the oscillations can be described in terms of speed using the formula.

$$v = \frac{dx}{dt} = V_{PIK} \cos(\omega t) = V_{PIK} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right), \quad (2)$$

The change in the speed of movement over time is the acceleration (vibration acceleration) of movement and is described by formula 3.

$$a = \frac{dv}{dx} = a_{PIK} \sin(\omega t + \pi), \quad (3)$$

Frequency - the characteristic of a periodic process, equal to the number of repetitions per unit of time, is inversely proportional to the period of oscillation. Frequency is calculated by the formula 4 [16].

$$f = \frac{1}{T}, \quad (4)$$

where T – the period, time of the full cycle of oscillations (s).

The unit of frequency measurement in the International System of Units (SI) is Hertz (Russian designation - Hz; international - Hz), named after the German physicist Heinrich Hertz. One oscillation per second corresponds to 1 Hz.

Oscillation phase - determines the position of the characteristic point of oscillation (maximum, minimum value or transition from a negative to a positive value) relative to the fixed position of the label. Measured in degrees. Used in balancing, examining metal structures, diagnosing mechanisms [17].

Oscillations at two points that coincide in phase are called common mode, and those that differ by 180° are out of phase. The phase shift of synchronous harmonic oscillations is the phase difference of two synchronous harmonic oscillations at a given point in time. This parameter is often used in the analysis of vibration.

The main characteristics of the oscillatory processes are listed below and are presented in figure 2.

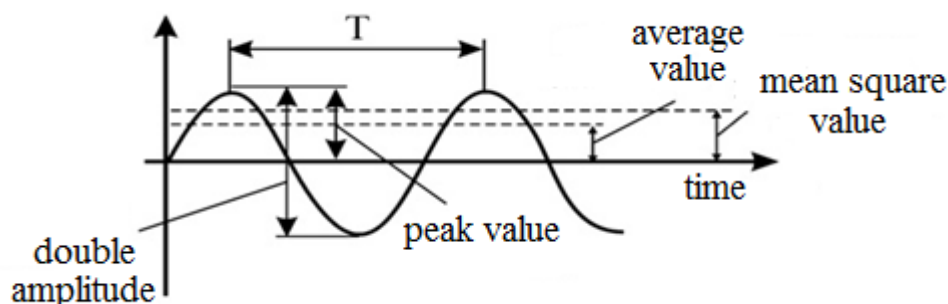


Fig.2. Characteristics of oscillatory processes

Oscillatory range - the difference between the largest and smallest values of the oscillating quantity in the considered time interval. For harmonic oscillations, the amplitude of oscillations is equal to twice the peak amplitude, since the temporal realization in this case is symmetric [18].

The range of oscillations is necessary in cases where the displacement of mechanical vibrations of a machine part is critical in terms of the maximum allowable mechanical stresses and gaps. Used mainly in the measurement of vibration displacement.

Peak value - is defined as the largest deviation of the oscillating value from the average position $X_{PIK} = | X_{MAX} |$.

Used as a component in the measurement of vibration acceleration. Peak value is effective in evaluating short-term mechanical shocks and so on. However, the peak value reflects only the maximum value of the studied oscillations, and not their temporal development.

The arithmetic mean of the instantaneous values of vibration is the average value of the measured data, which characterizes the overall intensity of vibration (formula 5) [19].

$$X_{MED} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t+T} x(t) dt, \quad (5)$$

where t – the current value of the time coordinate;

T - the period of measurement.

The average value reflects the temporal development of the studied oscillations, but its practical application is limited due to the fact that it has no direct connection with any physical value of these oscillations.

The mean square value (RMS) is the square root of the arithmetic mean or mean integral value of the square of the oscillating quantity in the considered period of time (formula 6) [20].

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{t_1 - t_2} \int_{t_1}^{t_2} x^2(t) dt}, \quad (6)$$

To obtain the correct value, the averaging interval must be at least one oscillation period. Used in the measurement of vibration velocity. The conversion of vibration acceleration, vibration velocity and vibration displacement, determined as a result of spectrum analysis, as a function of the angular frequency ω , into the mean square value of vibration velocity is carried out according to the formulas 7.8,9 [21].

$$V_{RMS} = \sqrt{(a_1/\omega_1)^2 + (a_2/\omega_2)^2 + \dots + (a_n/\omega_n)^2}, \quad (7)$$

$$V_{RMS} = \sqrt{(s_1/\omega_1)^2 + (s_2/\omega_2)^2 + \dots + (s_n/\omega_n)^2}, \quad (8)$$

$$V_{RMS} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2}, \quad (9)$$

It is possible to determine the average quadratic value of vibration velocity by the maximum and minimum value of vibration velocity in the spectrum (formula 10).

$$V_{RMS} = \sqrt{(v_{max}^2 + v_{min}^2)/2}, \quad (10)$$

The RMS value takes into account the temporal development of the studied oscillations and directly displays the value associated with the signal energy and, therefore, the destructive ability of these oscillations.

The amplitude factor or peak factor is the ratio of the peak (x_{PIC}) to the root mean square (x_{RMS}) value (formula 11) [22].

$$K_{PF} = X_{PIK}/X_{RMS}, \quad (11)$$

The peak factor characterizes the development of damage. At the origin of damage, the values of the peak factor increase. Increasing the degree of damage reduces the values of the peak factor (figure 3).

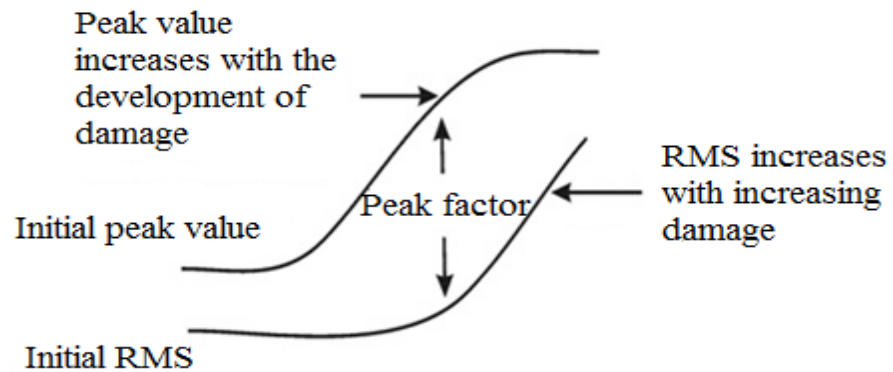


Fig.3. Peak value changes

1.4 Known methods of vibration diagnostics

The main methods of vibration diagnostics that are used in solving problems of monitoring and functional diagnostics of machines are: analysis of the overall

level of vibration, the method of shock impulses, cepstral analysis and the method of spectral analysis of the envelope of high-frequency vibration. These methods are fundamentally different from each other, both in the ways of implementation and in the cost of implementation, therefore, in order to choose the most optimal, it is required to analyze them.

1.4.1 General Vibration Diagnosis

Diagnostics by general vibration level - total vibration energy (vibration velocity, mm/s), measured in a set frequency range (usually 10 – 1000 Hz). Measuring the overall vibration levels of a machine or its components and comparing the levels obtained with reference values, allows you to judge the current state of the machine. Vibration level higher than normal means that the machine has problems (imbalance, misalignment, loosening of mechanical fasteners, problems with the foundation, etc.). The overall level can be measured by Peaks, by Peak-Peak span, by average level or by root mean square (RMS) value. These factors can be mathematically related to each other when it comes to sinusoidal vibration [23].

The advantage of this method is the ease of implementation and low cost due to the use of elementary portable vibration measuring equipment. Among the shortcomings is the inability to accurately determine the nature of the defect.

1.4.2 Shock pulse method

This is a SPM patented method of using shock pulses from rolling bearings as the basis for effective monitoring and diagnostics of the working conditions and condition of these rolling bearings [24].

Impulse impulses are low-energy shock waves generated by rolling bearings due to collisions and pressure changes in the rolling area of these bearings during the entire service life of the bearings and propagating in the materials of the bearing parts, bearing assembly and the adjacent parts.

For confident registration of tension-compression waves, SPM developed a special sensor consisting of a mechanical resonator, inductance and a differential amplifier. This design allows you to build up from the low-frequency vibration and minimize the influence of the method of installation of the sensor (except for mounting on a magnet). A mechanical resonator is a kind of tuning fork that perceives tension-compression waves and transforms them into pulsations at its resonant frequency. From the sensor, the signal enters the processing unit, where the transformations occur in it, as shown in figure 4.

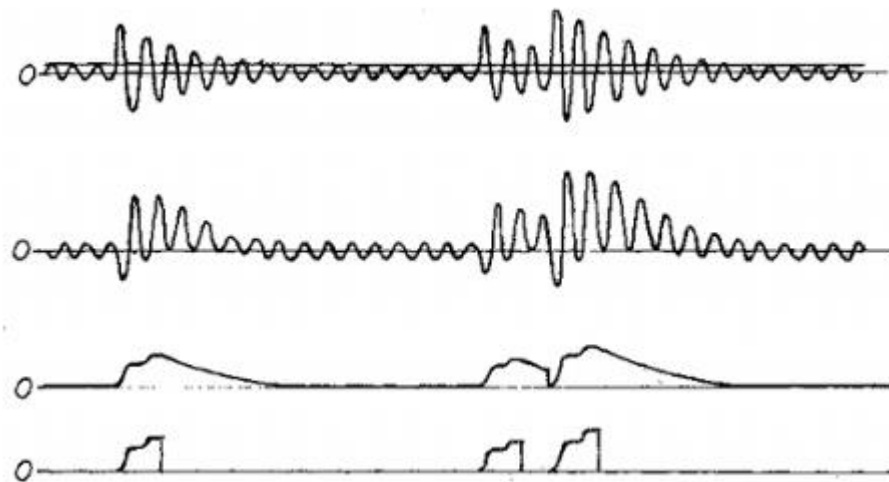


Fig.4. Stages of vibration signal conversion

1.4.3 Diagnostics by vibration spectrum

Diagnostics by the spectra of vibration signals reveals a large number of equipment defects. In many cases, the method can be used to diagnose aggregate defects from the middle of the second stage of development, when the energy level of resonant oscillations is noticeable in the overall picture of the frequency distribution of the entire power of the vibration signal [25].

The minimum and maximum levels are determined in accordance with the statistical algorithm of the method variation, and the state is assessed using the SPM alarm settings or the user himself.

To date, there are three algorithms for determining the levels of shock pulses. Each has certain advantages that do not allow completely abandon this or that method.

1. Method d_{Bm} / d_{Bc} .

The d_{Bm} value is the maximum value that determines the strongest impulse during the measurement time. It is a measure of bearing damage.

The d_{Bc} value, or carpet level, is defined as the level at which 200 pulses per second are recorded. This level is an indication of the state of lubrication of the bearing.

Both values are measured on a normalized scale in decibels. "Normalized scale" means that the scale has been adjusted in accordance with the basic bearing data: internal diameter and rotational speed. The scale is normalized to unify the assessment of the state according to the SPM rule: "less than 20 d_{Bm} = good condition, 21–34 d_{Bm} = attention, from 35 d_{Bm} = damage".

It should be noted that the input error diameter and speed up to 10% does not lead to a significant error in the assessment of the state. The accuracy of the method is acceptable, ideal for monitoring equipment, the bearings and speeds of rotation of which do not have accurate data.

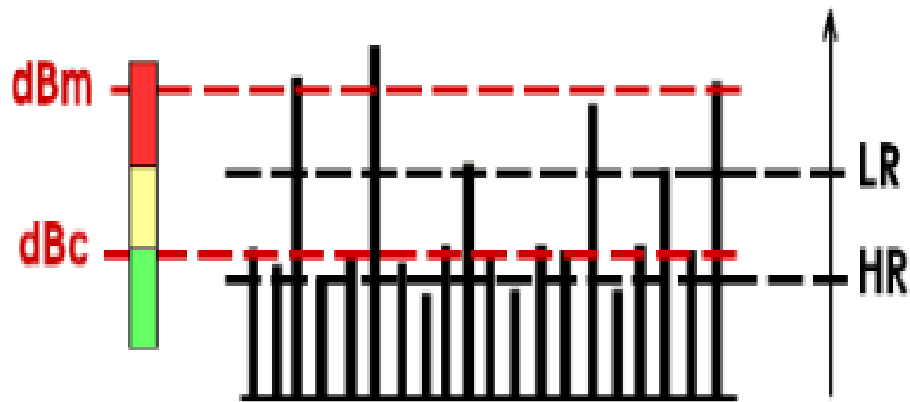


Fig.5. Levels of shock impulses

2. Method LR / HR.

The LR (Low Rate of Occurrence = Low Repeatability) value is the average of the 40 strongest pulses during the measurement time. It corresponds, but is not equal to the maximum magnitude of the pulses.

The HR (High Rate of Occurrence = High Repeatability) value corresponds to the level where about 1000 pulses per second are recorded. This corresponds, but is not equal to the "carpet" value.

Both values are baseline data measured on a non-normalized scale in decibels. Evaluation of the signal gives three results: CODE (from A to D is the state code of the bearing), LUB (state of lubrication) and COND (degree of damage). There are also various error codes (weak signal, interference, etc.). To apply the method, you need to know the bearing number and rotation speed.

The method has sufficient accuracy, suitable for monitoring equipment, which has reliable information on bearings and speed.

3. HD method

HD (High Definition) is the latest development of SPM. Similar to previous methods, H_{Dm} and H_{Dc} values are determined.

H_{Dm} is the largest value obtained during the measurement cycle, while H_{Dc} determines the degree of lubrication of the bearing.

The method is implemented using a high-speed 24-bit ADC, which provides the highest resolution of the analyzed signal. The measurement cycle is tied to the shaft speed, which eliminates interference.

The method works steadily even on equipment with a rotation speed of about 5 rpm. The method of shock pulses is more perfect than the method of measuring the overall level of vibration, because it allows to determine the degree of wear of the bearing and the nature of the defect.

The main disadvantage is its narrow focus, since this method applies only to rolling bearings and, for example, non-sliding bearings. Everything else, this method is applicable to low-speed bearings only using the algorithm for determining shock pulses according to the LR / HR method. This implies the use of very expensive equipment, which is not always advisable.

1.4.4 Spectral analysis of the envelope

Spectral analysis of the envelope is a method in which it is not the high-frequency vibration itself that is analyzed, but the low-frequency oscillations of its power. The modulation depth of a random amplitude-modulated vibration signal can be determined in percent using the average envelope value. When the defect

type changes, the modulation frequency changes. The greater the degree of development of the defect, the greater is the depth of modulation. Consequently, the modulation frequency determines the type of defect, and the depth of modulation determines the degree of its development (fig. 6) [26].

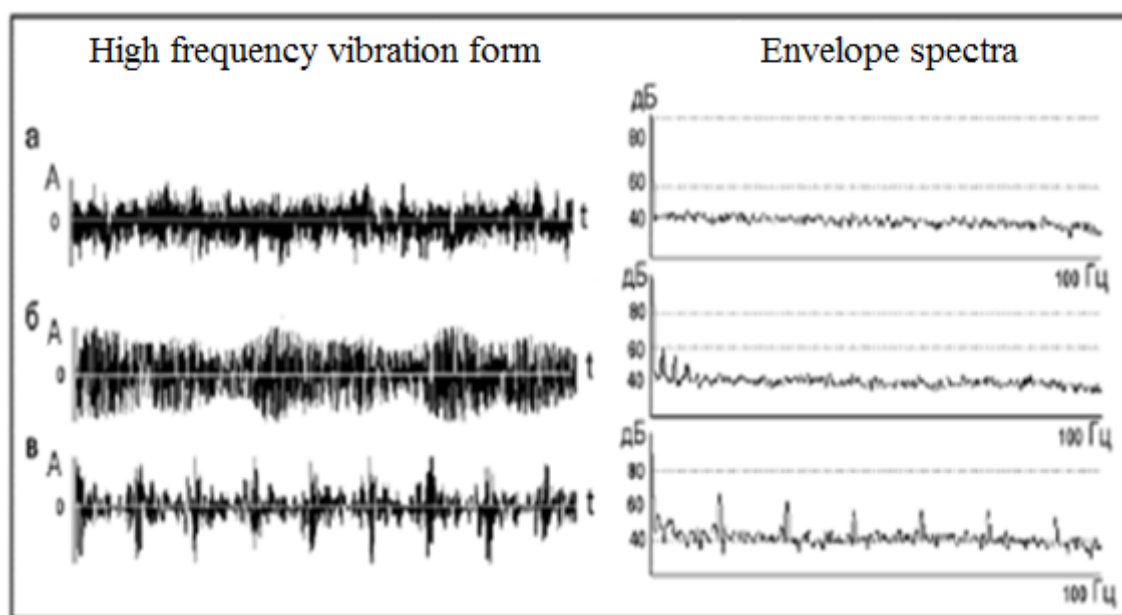


Fig. 6. Forms of high-frequency vibration and its envelope spectra for three identical bearings: a - defect-free bearing, b - separator defect, c - shell on the outer ring

The advantages of this method include: the ability to localize the defect, high sensitivity, high accuracy of determining the type and size of each of the defects. The main disadvantage is the high cost of equipment and the complexity of implementation. As a rule, the processing and analysis algorithm is implemented using computer technology.

1.4.5 Kepstral analysis

In rotary machines it is very often possible to observe an abundance of harmonic components, each of which has to do with some important perturbation (defect). Among them it is difficult to single out one or several, on which it would be possible to construct a diagnostic algorithm. This remark applies primarily to machines with gear reduction gears or rolling bearings. In order to compress the

information contained in the spectrum, in these cases a cepstrum is used — the Fourier transform of the logarithmic power spectrum [27].

Advantages: Kepstral analysis is largely insensitive to changes in the phase of the studied signals and to the features of the propagation paths of mechanical, therefore, it has high noise immunity. Disadvantage: the difficulty of interpreting the results.

The analysis of vibration diagnostics methods showed that the most optimal for most systems, including the rotor, is the method of spectral analysis of the envelope. Other methods are less preferred due to their peculiarities. The method of measuring the overall level of vibration is suitable for use in such systems that are not vibration-loaded, as it does not allow the bearings to be defective before they leave the optimum operating state, but the implementation of this method requires minimal software and material support. The method of shock pulses is more accurate, however, and in implementation it is more expensive than the previous one, while it does not have adequate noise immunity and gives incorrect information about the operation of the bearing when several large defects appear. For high-speed vibro-loaded machines, it is possible to use a cepstral analysis of the vibration spectrum, but this method has increased requirements for computing equipment and software.

1.5 Modern instruments for vibration diagnostics

The choice of information-measuring equipment for vibration diagnostics depends on the recorded vibration parameters, which can be different for each type of machine tool assembly, especially in terms of the frequency range of vibration. The following parameters are used as vibration parameters [28-29]:

1. Vibro-low frequency range. Of interest is the relative displacement of objects;
2. Vibration speeds - mid-range. Effective to test the performance of machines that generate vibration;

3. Vibration accelerations - high frequency range. Assess the reliability of technological equipment.

In general, the block diagram of vibration measurement consists of three elements (fig. 7).

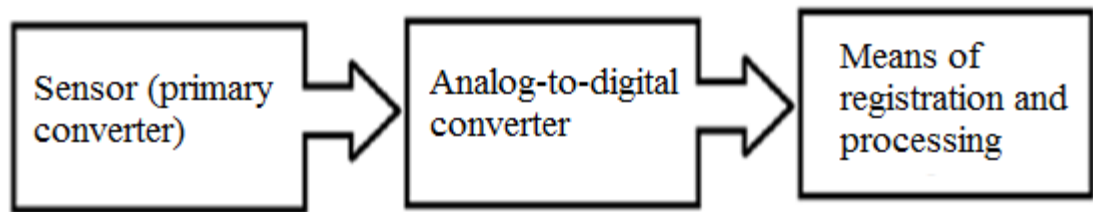


Fig.7. Vibration measurement chart

1.5.1 Measuring sensors

In vibration control and vibration diagnostics of rotating machines from all known types of vibration sensors, piezoelectric and eddy current vibration sensors are used.

The directly measured value of the piezoelectric sensor is vibration acceleration, which with the help of integrators can be converted into vibration velocity and vibration displacement. Thus, speaking of “vibration acceleration sensor”, “vibration velocity sensor” and “vibration displacement sensor”, first of all, they understand a piezoelectric accelerometer with an integration board or without it [30].

Piezoelectric vibration sensors are contact-type sensors and are not applicable in cases where non-contact measurement of vibration parameters is required.

The principle of the sensors is based on the direct piezoelectric effect, i.e. on the generation of electric charges on the electrodes of the piezoelectric element under the action of inertial forces, resulting from the vibration of the object, with a remote control mounted on it.

The remote control design consists of rigidly connected inertial 2 and elastic elements 7, piezoelectric element 6, current collector plate 3 and housing 1. The sensor is fixed on the object at the point of vibration acceleration measurement

along the sensor's sensitivity axis, for example, using a threaded shank 5. As a result of longitudinal deformation of the piezoelectric element its electrodes 4 generate an electric charge (fig. 8) [31].

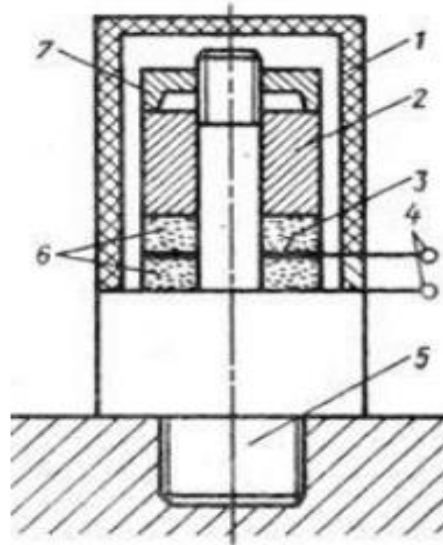


Fig.8. Accelerometer circuit

The main disadvantages and the prevailing advantages of piezoelectric sensors are given in Table 2 [32].

Table 2 - Pros and cons of piezoelectric sensors

Advantages	Disadvantages
1. High metrological properties; 2. Wide amplitude and frequency range; 3. High reliability; 4. Relatively low cost.	1. Relatively low cost; 2. Low noise immunity.

An example of an accelerometer can be a small-sized piezoelectric accelerometer for measuring the intensive vibration and shock accelerations of the AK3165 model (fig. 9).



Fig.9. Accelerometer Appearance

1.5.2 Instruments and hardware-software systems for vibration diagnostics

The choice of instrument for measuring vibration depends on:

- the type of tasks to be solved;
- stage of development of the defect;
- the qualifications of personnel solving tasks.

Below is the measuring complex K-5101, which, in the author's opinion, is the most promising, thanks to its flexibility (fig. 10).



Fig.10. Appearance of the measuring complex -5101

The measuring complex K-5101 is a multichannel, computerized measuring complexes based on virtual instrument technology, based on the computational

capabilities of modern computers, technologies of the company National Instruments [33-34].

With the help of complexes, the vibration parameters of moving units of mechanical structures are measured and recorded.

The composition of the complex K-5101:

- measuring unit on the chassis NIPXI-1031;
- NI PXI-8102RT controller;
- module vibration measuring NIPXI-6220;
- charge amplifiers AP-5001.

The software was developed in the NI LabVIEW environment using the NI LabVIEW Real-Time and NI Sound and Vibration ToolKit modules.

Conclusions by chapter

In this chapter, we studied the principle of operation of the hydraulic drive and its possible defects. It turned out that the most vulnerable element of the hydraulic drive is a pump.

In order to timely detect defects and avoid downtime, methods of diagnosing technological equipment were studied using vibration parameters, and the method of spectral analysis of the envelope was chosen as the most optimal method.

Also modern equipment for vibration diagnostics was studied, the measuring complex was selected - 5101 and piezoelectric sensors as the most optimal means.

Приложение Б

Расчетная схема аксиально-поршневой гидромашины при дефекте в поршневой части:

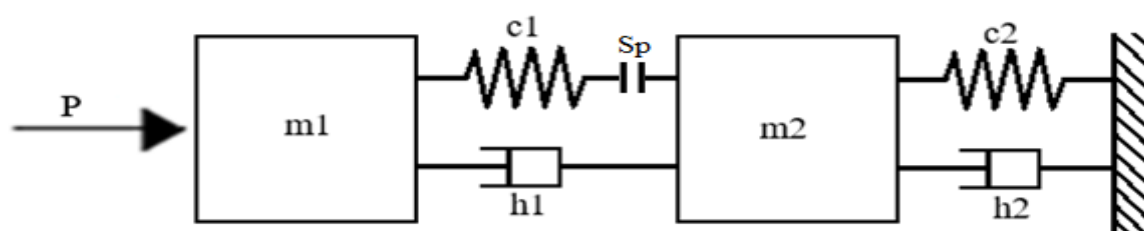


Рис. 34. Расчетная схема аксиально-поршневой гидромашины: P – подача; m_1 – вал и подшипники; c_1 – коэффициент жесткости соединения шатун-поршень; h_1 – коэффициент демпфирования соединения шатун-поршень; m_2 – наклонный блок цилиндра; c_2 – коэффициент жесткости соединения наклонный блок-опора; h_2 – коэффициент демпфирования соединения наклонный блок-опора; S_p – зазор в поршневой части.

В расчетной схеме указан m_1 , описывающий массу вала и подшипников с силой подачи P . Вал передает силу на наклонный блок гидроцилиндра m_2 , через шатунную систему, имеющий шарнирное соединение с поршнями c_1 и h_1 . Наклонный блок в свою очередь закреплен к опоре через параметры жесткости и демпфирования c_2 и h_2 .

Система дифференциальных уравнений аксиально-поршневой гидромашины:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx_1}{dt} = V_1; \\ \frac{dV_1}{dt} = \frac{P - c_1(x_1 - x_2) - h_1(V_1 - V_2)}{m_1}; \\ \frac{dx_2}{dt} = V_2; \\ \frac{dV_2}{dt} = \frac{c_1(x_1 - x_2) + h_1(V_1 - V_2) - c_2x_2 - h_2V_2}{m_2}. \end{array} \right.$$

Блок-схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части:

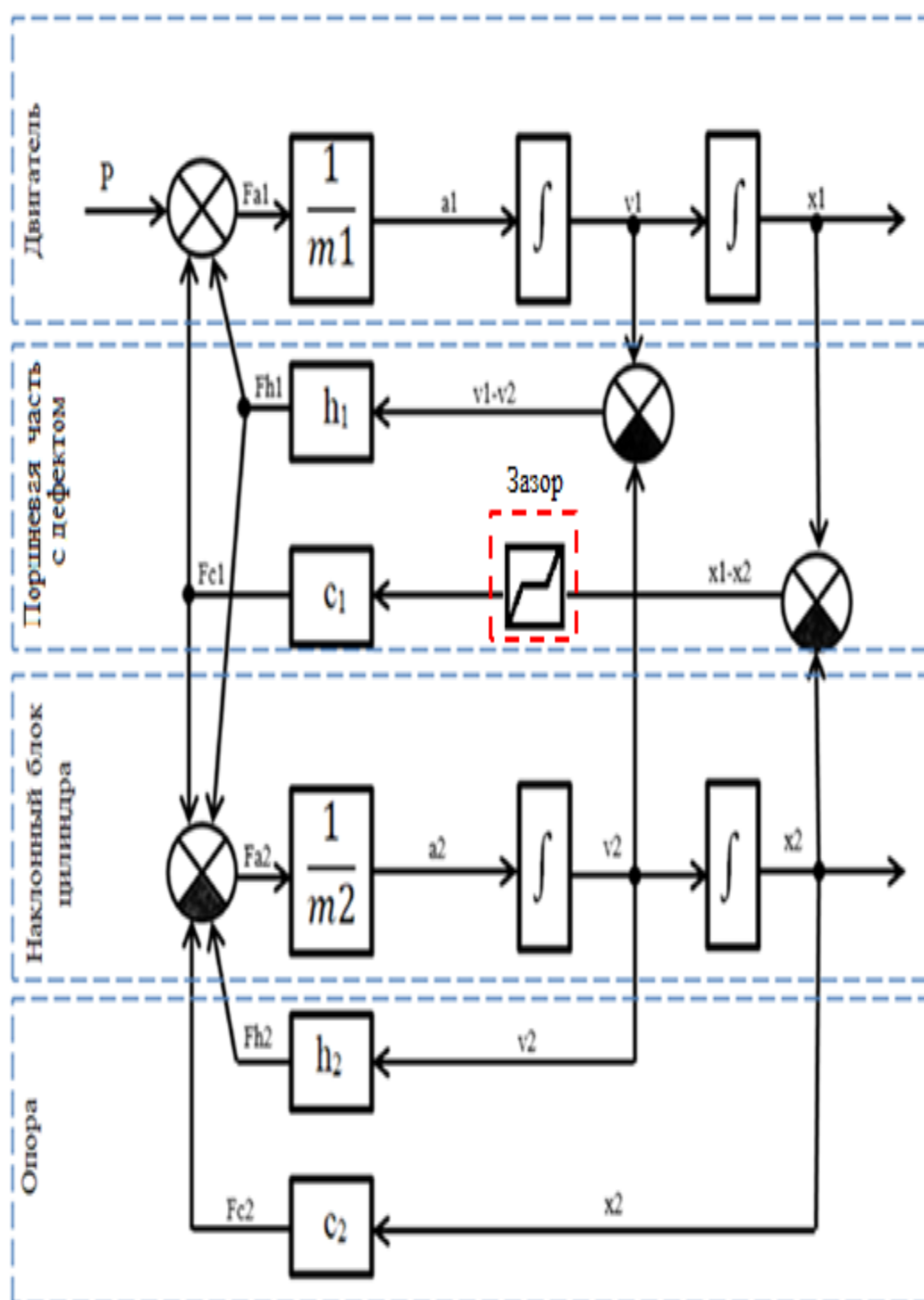


Рис. 34. Блок-схема аксиально-поршневой гидромашины с дефектом в поршневой части

Блок дефекта в виде зазора:

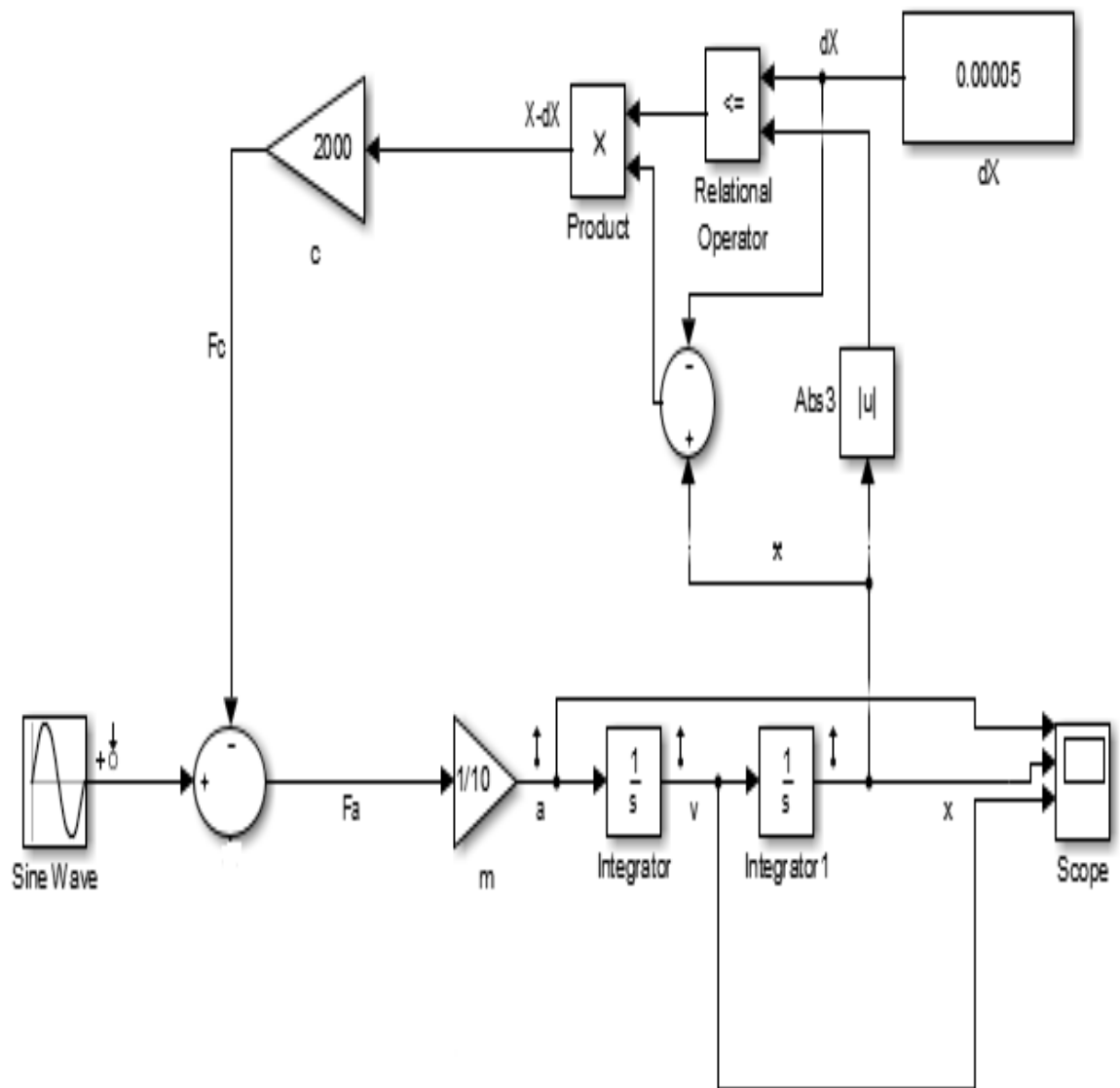


Рис.35. Блок дефекта в виде зазора

Логика дефекта: $dx > x$, то $F_c = 0$; $dx < x$, то $F_c = cx$.

Здесь dx – значение люфта;

x – перемещение массы;

F_c – сила упругости;

c – коэффициент жесткости.

Математическая модель аксиально-поршневого насоса с зазором в поршневой части:

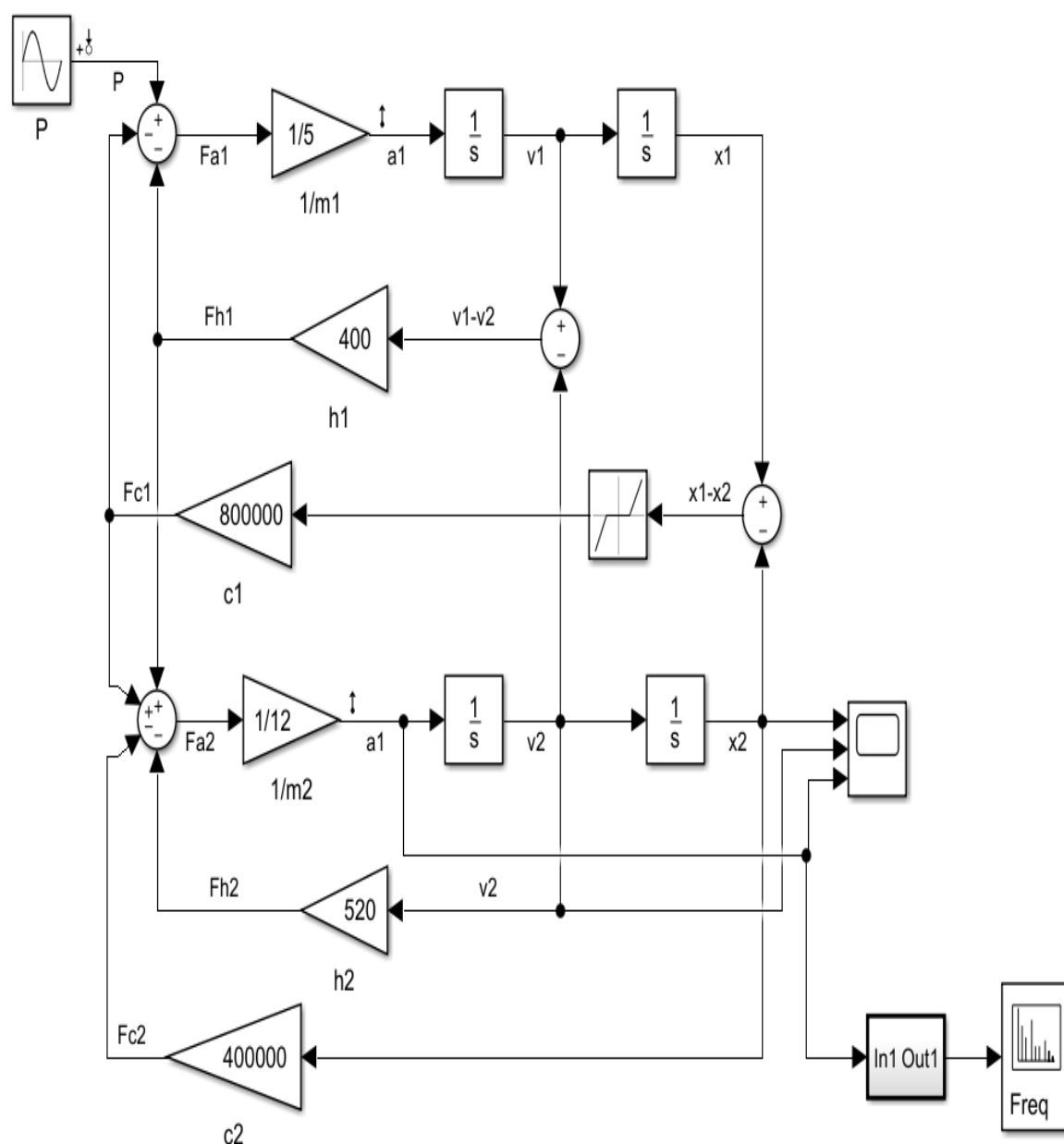


Рис.36. Модель аксиально-поршневого насоса с зазором в поршневой части в программной среде Simulink

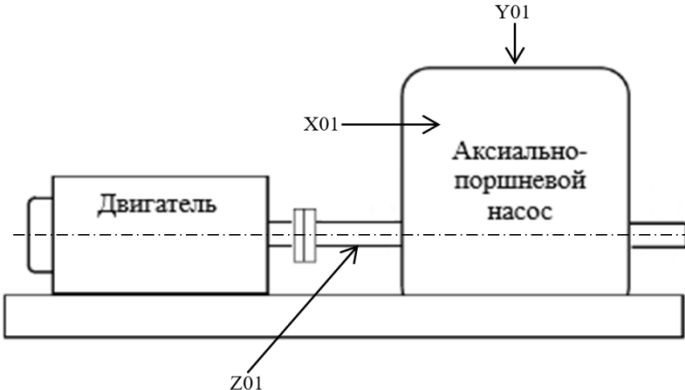
НИ ТПУ		Технологическая карта вибрационного контроля		№1(ТЦ)
Оборудование: Аксиально-поршневая гидромашина		<u>Средства контроля:</u> - виброанализатор K5101; -программное обеспечение Виброанализатор М 2 на базе программного продукта LabVIEW; -управляющий компьютер; -способ крепления датчика – магнит.	<u>Нормативно техническая документация:</u> - Объем и нормы испытаний электрооборудования, РД 34.45-51.300-97 от 01.03.2001г; - Microlog Серия GX. Прибор для сбора и анализа данных. Руководство пользователя №32001200-EN; - ГОСТ ИСО 10816-1-97, ГОСТ Р ИСО10816-3-99; - Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые АТД 2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ОВК.412.106.ТО;	
Цех:	Машиностроение			
Очередь:	1, 2			
Место установки:	16А-101			
Маркировка:	1,2 ПЭН -1, 2, 3, 4, 5; 3,4RL11, 12, 40, 51, 52D01			
		<u>Настройки программного обеспечения:</u> LabVIEW <u>Шаблон протокола:</u> Student TPU		
 Рисунок 1 – Контрольные точки расположения датчиков для замера вибрации X01 – горизонтальное направление; Y01 – вертикальное направление; Z01 – осевое направление;		Технические характеристики:		
		Механизм		гидромотор
		Рабочий объем (см)		224
		Частота вращения (об/мин)		1500
		Расход жидкости Q (л/мин)		20
		КПД (%)		80
		Коэффициент подачи		0,9
		Давление (МПа)		40
		Масса ротора (кг)		5
		Длина ротора (мм)		2462
		Масса общая (кг)		17

Рис.37. Технологическая карта вибрационного контроля аксиально-поршневой гидромашины

Приложение В

Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов:

$$X_{ext} = A + \sin \omega t;$$

$$A = 10 \text{ м};$$

$$\omega = 45 \cdot 2\pi;$$

$$t = 1 \text{ с}.$$

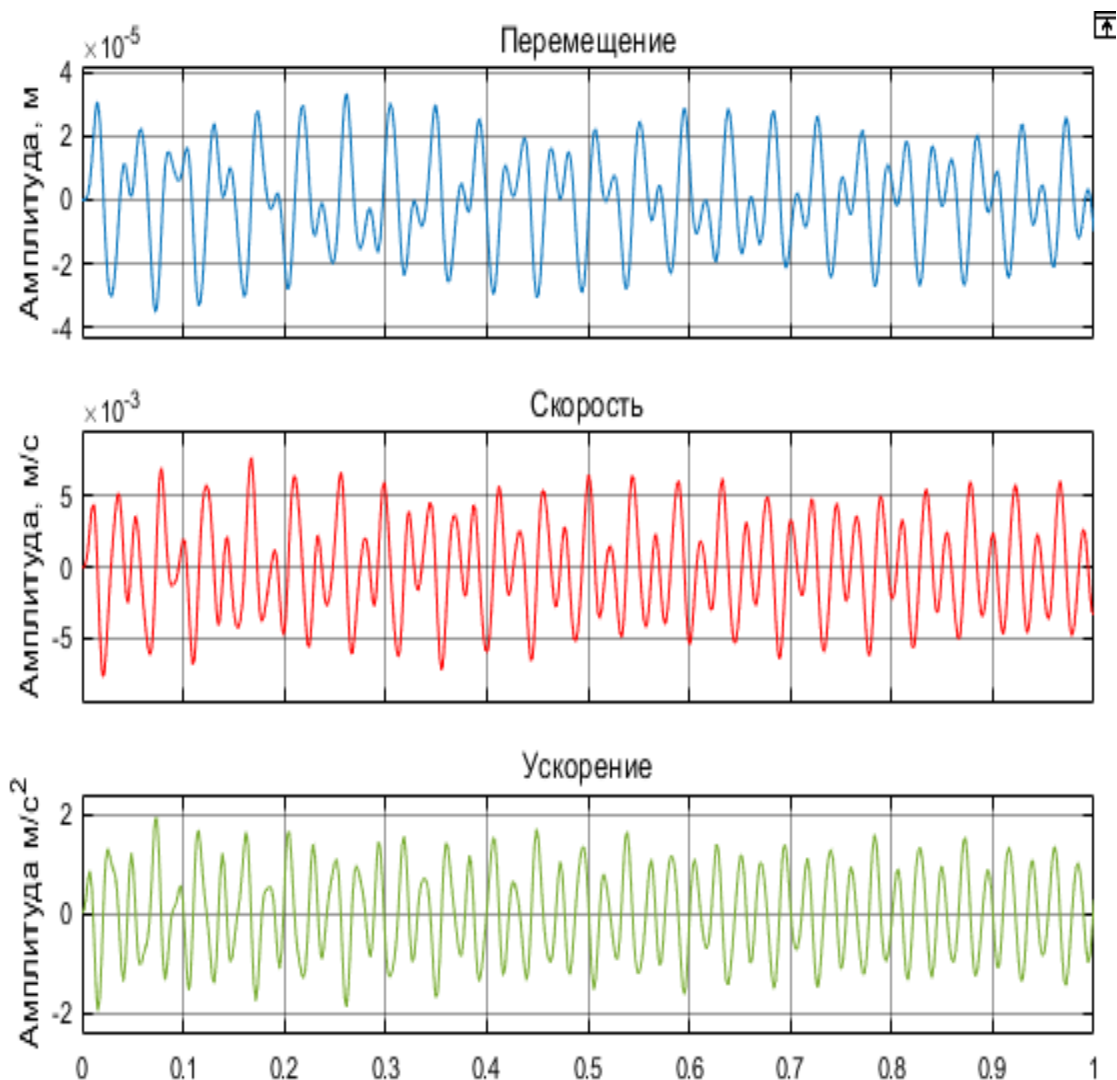


Рис.38. Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов

Согласно графику, установившееся значение амплитуды перемещения равна $2.9 \cdot 10^{-5}$ м, скорости $5 \cdot 10^{-3}$ м/с, ускорения 1.7 м/с^2 .

Спектры виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов:

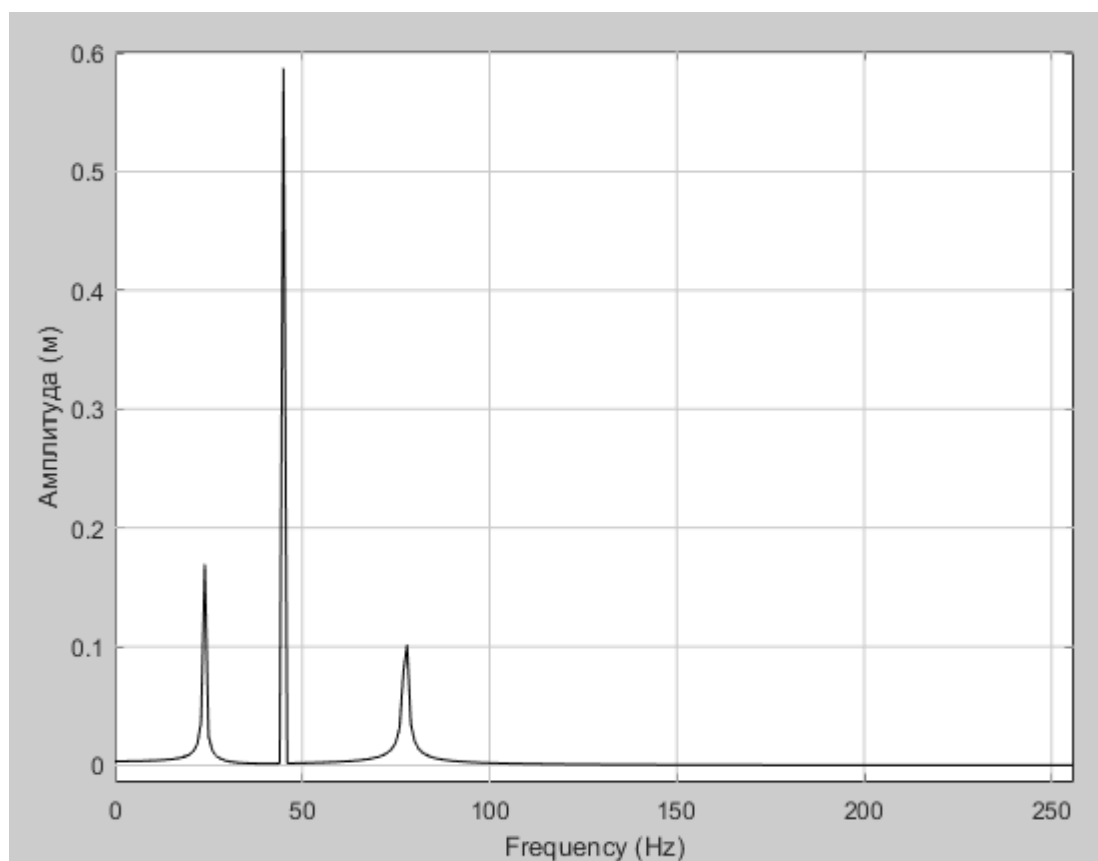


Рис.39. Спектры виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при отсутствии дефектов

На рисунке 39 ясно отображены три всплеска, что является частотой привода (45 Гц), собственной частотой вала (25 Гц) и наклонного блока (75 Гц). Отсутствие других спектров показывает, что система работает без перебоев.

Приложение Г

Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-3}$ мм в поршне гидромашины:

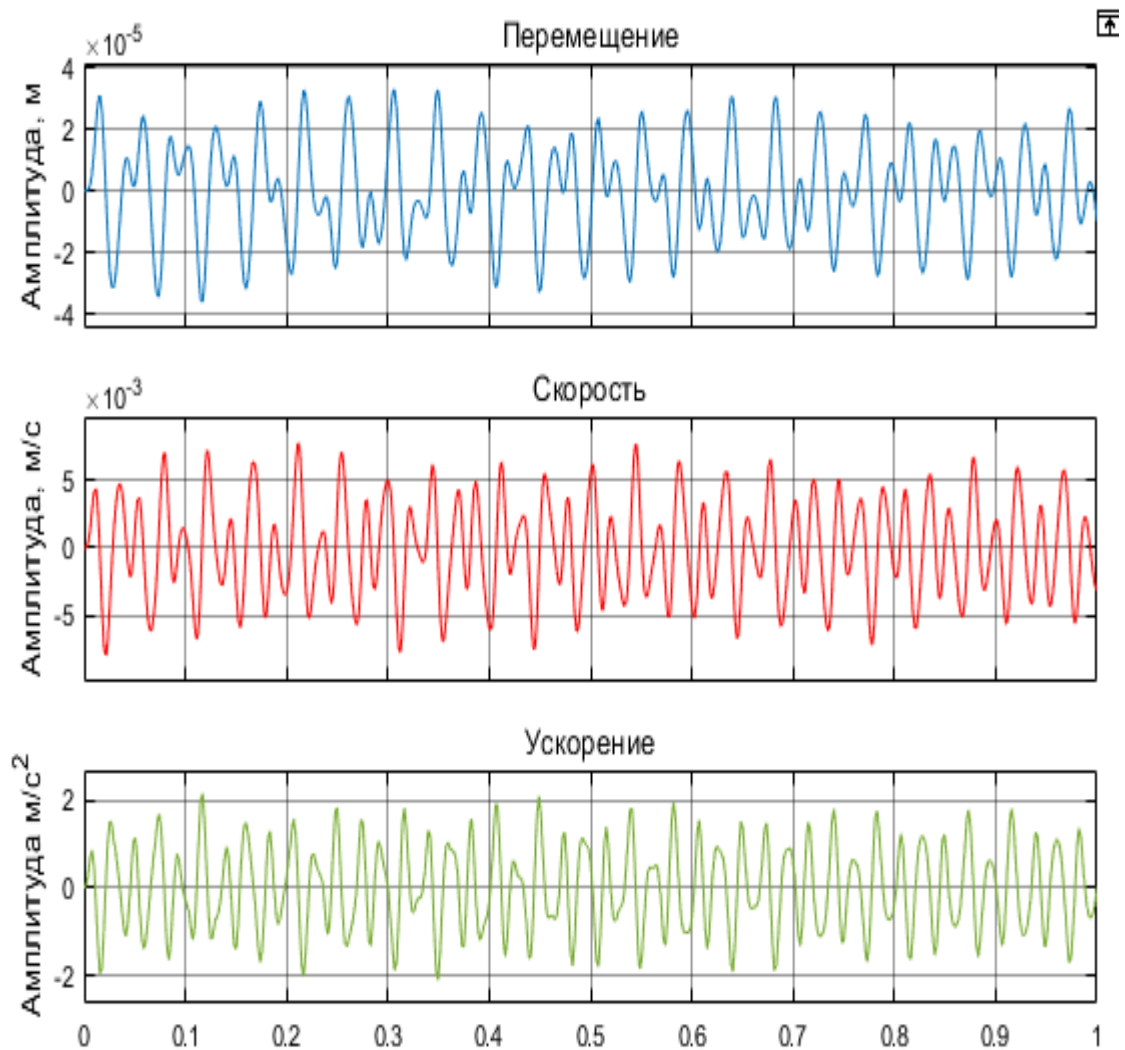


Рис.40. Формы колебания при зазоре $2 \cdot 10^{-3}$ мм в поршне гидромашины

По графикам видим, что амплитуда виброперемещения увеличивается до $3 \cdot 10^{-5}$ м, амплитуда скорости увеличивается до $6 \cdot 10^{-3}$ м/с, и амплитуда виброскорости увеличивается до $1,9 \text{ м/с}^2$.

Спектры виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-3}$ мм в поршне гидромашины:

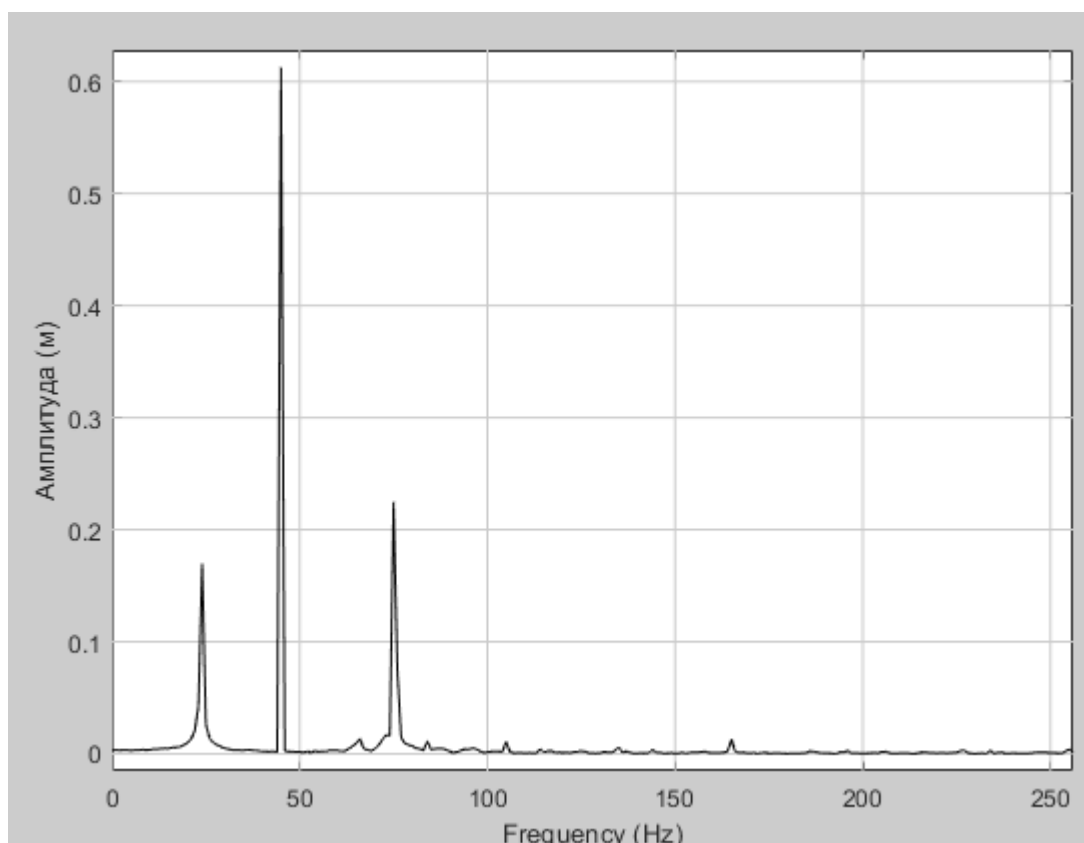


Рис.41. Спектры виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $9 \cdot 10^{-3}$ мм в поршне гидромашины

На спектрах видно, что помимо имеющихся собственных частот вала (25 Гц) и наклонного блока (75 Гц), а также частот привода (45 Гц), появляются шумы вокруг частоты наклонного блока (75 Гц), что приводит к увеличению его амплитуды от 0.1 м до 0.22 м.

Также заметны гармоники на частотах 115 Гц, 135 Гц, 155 Гц и 175 Гц.

Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-2}$ мм в поршне гидромашины:

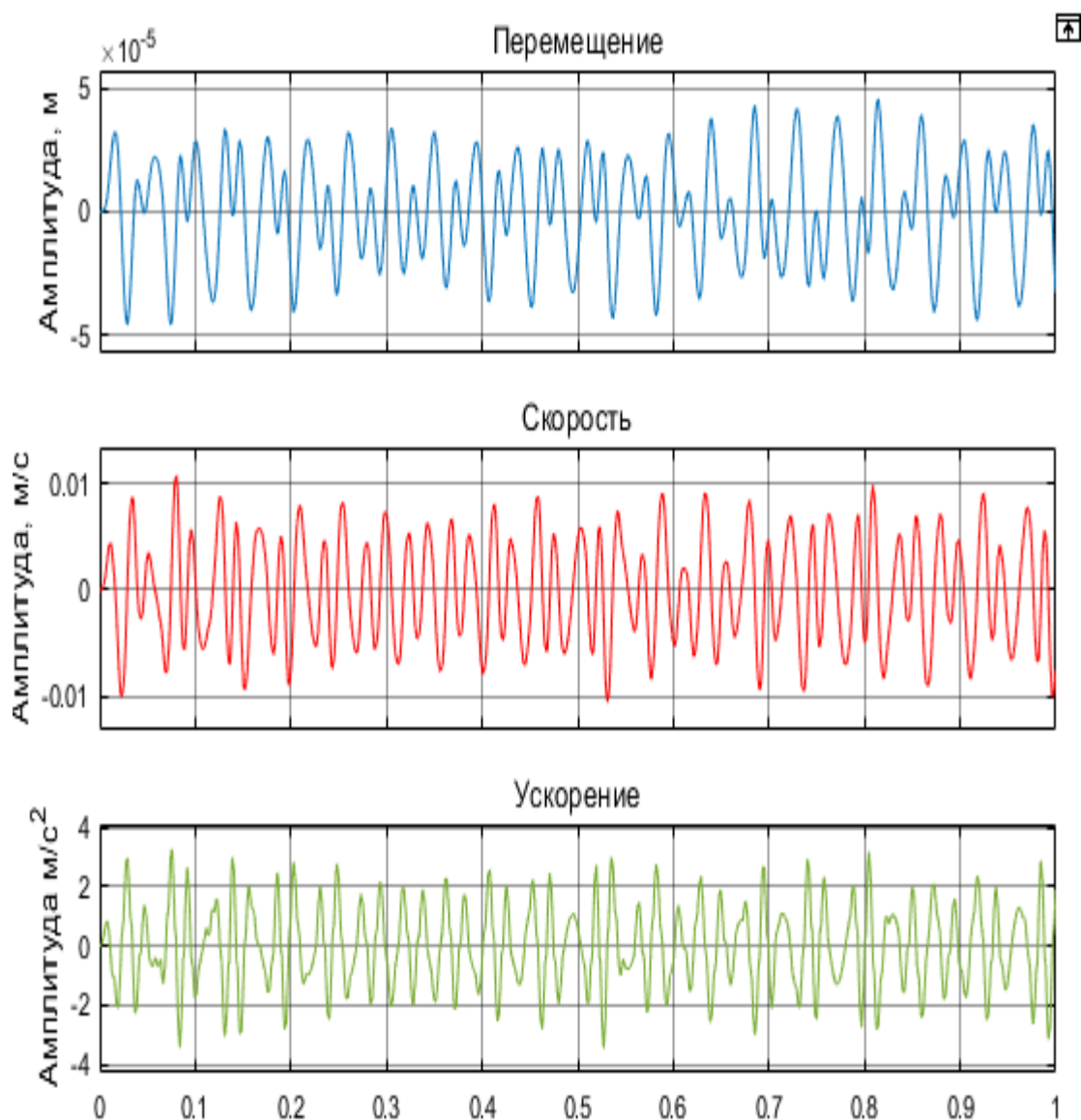


Рис.42. График перемещения, скорости и ускорения при зазоре $2 \cdot 10^{-2}$ мм в поршне гидромашины

При данном значении дефекта, видно, что амплитуда перемещения увеличивается до $4 \cdot 10^{-5}$ м, амплитуда скорости увеличивается до 0.01 м/с, а также амплитуда ускорения увеличивается до 3 м/с².

Спектры виброускорения при зазоре $2 \cdot 10^{-2}$ мм в поршне гидромашины:

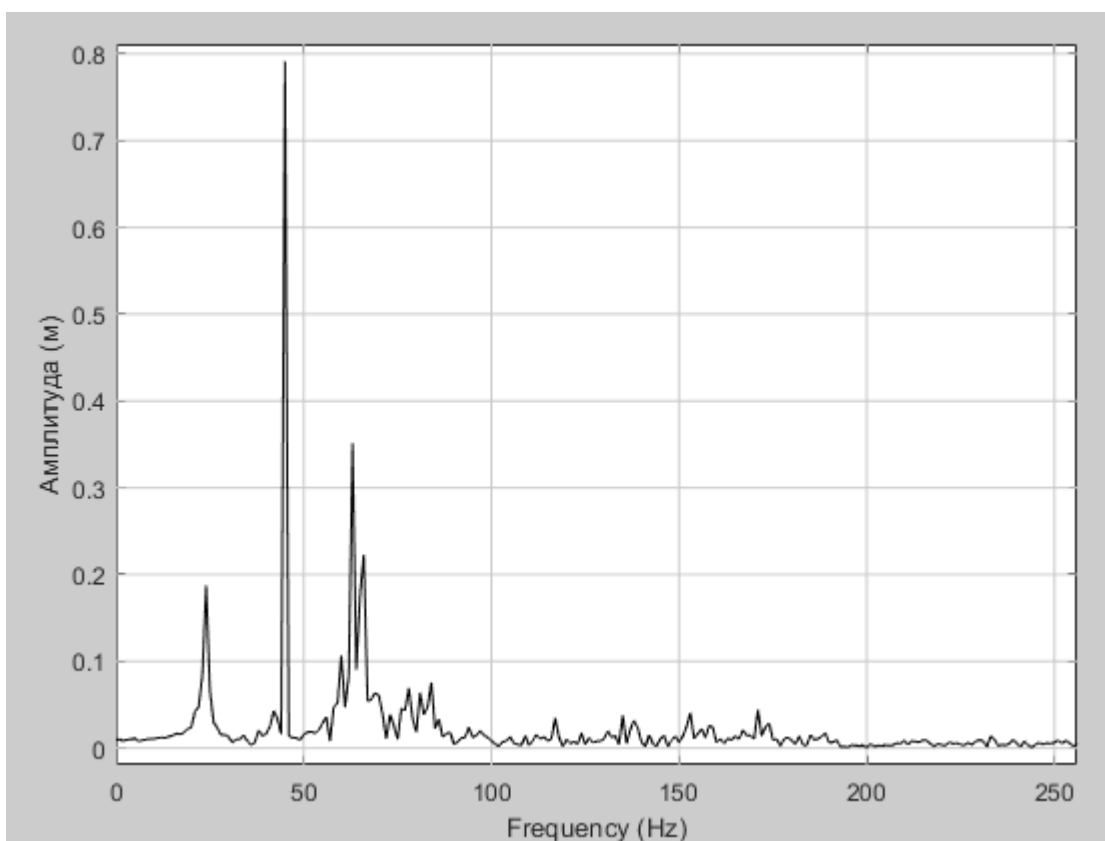


Рис.43. Спектры виброускорения при зазоре $2 \cdot 10^{-2}$ мм в поршне гидромашины

На спектрах видно, что гармоники, появившиеся при зазоре $9 \cdot 10^{-3}$ мм, увеличиваются до 0,07 м, а также вокруг них образуются дополнительные шумы.

Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-1}$ мм в поршне гидромашины:

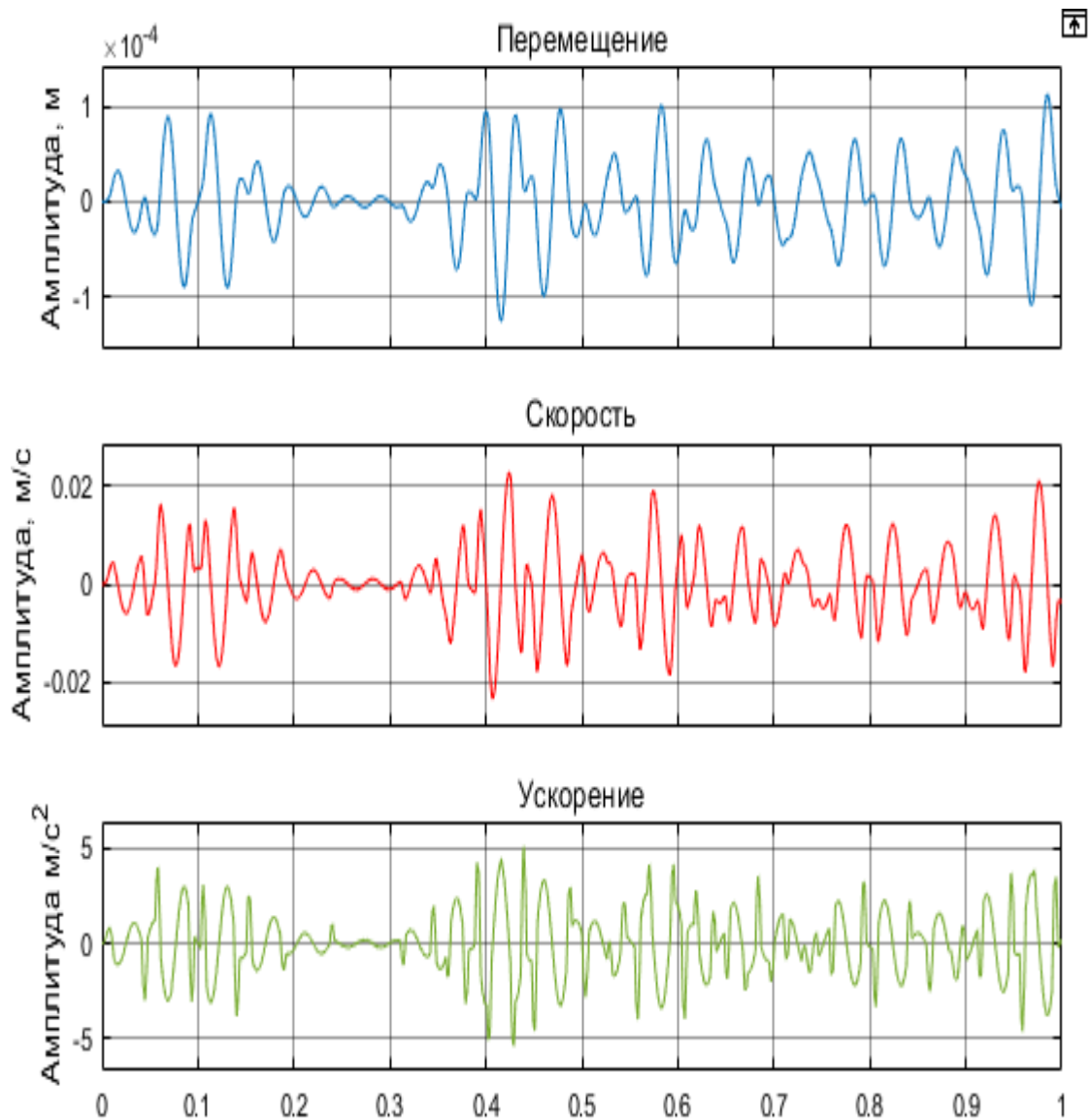


Рис.44. Формы колебания аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-1}$ мм в поршне гидромашины

При данном значении дефекта, видно, что амплитуды перемещения, скорости и ускорения увеличиваются до максимальных значений, и система выходит из строя.

Спектры виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-1}$ мм в поршне гидромашины:

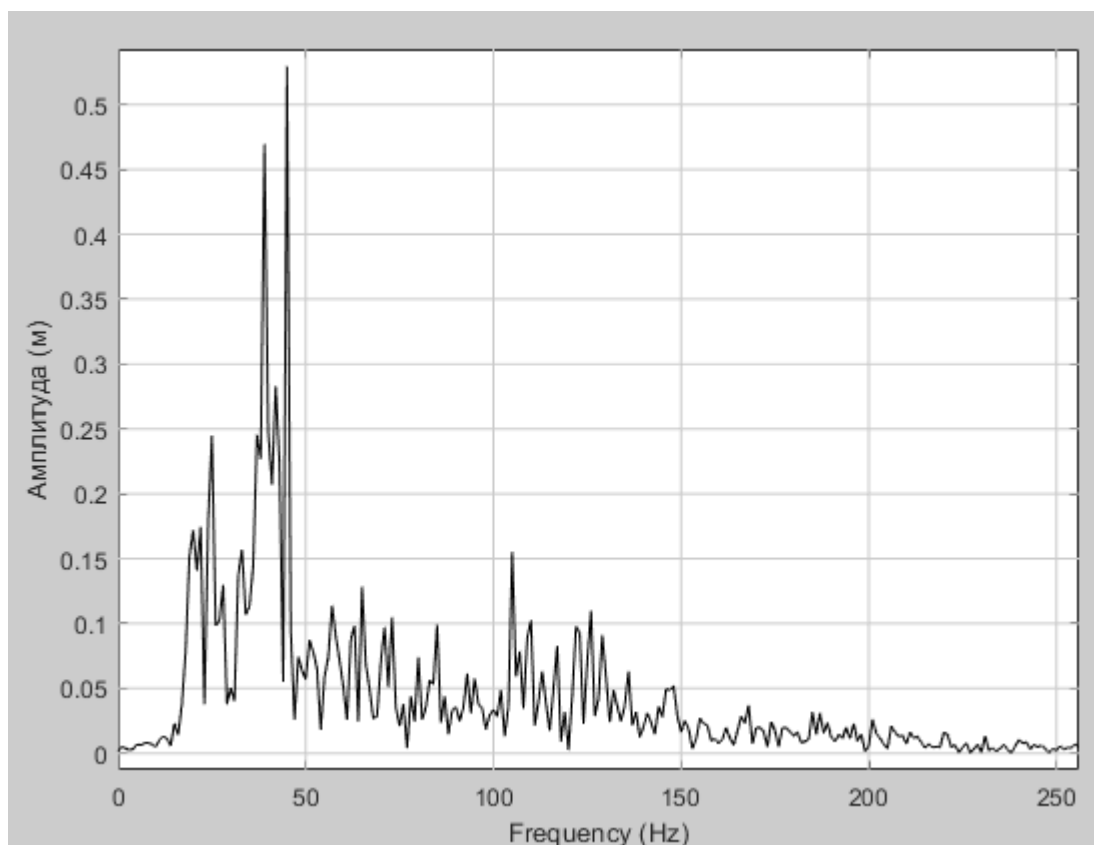


Рис.45. Спектры виброускорения аксиально-поршневой гидромашины при зазоре $2 \cdot 10^{-1}$ мм в поршне гидромашины

На спектрах видно, что шумы увеличиваются, подавляя при этом частоту привода до 0,55м.

Приложение Д

Границы допустимых значений частот при дефекте в шарнирной части аксиально-поршневой гидромашины:

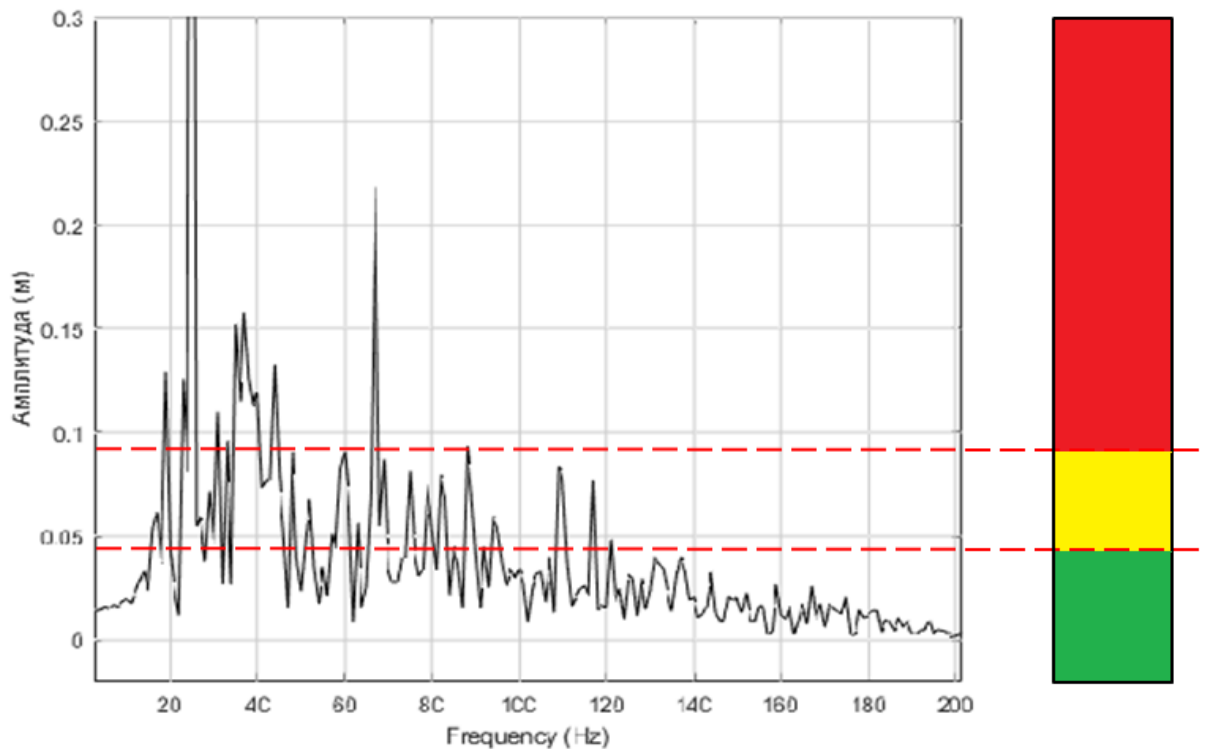


Рис.46. Границы допустимых значений частот при дефекте в шарнирной части аксиально-поршневой гидромашины

На рисунке 46 приведены границы допустимых значений частот при дефекте в шарнирной части аксиально-поршневой гидромашины, согласно которому, при гармонике с амплитудой до 0,07 м, устройство в удовлетворительном состоянии, при гармонике с амплитудой от 0,07 м до 0,1 м, устройство в опасности, и при гармонике с амплитудой от 0,1 м, поршневая часть разрушена, и гидромашина неработоспособна.