

На правах рукописи



ВАЛЕЕВ АНВАР РАШИТОВИЧ

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ И
ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ НЕФТЕГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ

5.6.6. – История науки и техники (технические науки)

2.8.5. – Строительство и эксплуатация нефтегазопроводов, баз и хранилищ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертационной работы на соискание ученой степени
доктора технических наук

Уфа – 2022

Работа выполнена на кафедре «Транспорт и хранение нефти и газа» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Уфимский государственный нефтяной технический университет».

Научный консультант: **Мастобаев Борис Николаевич**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Сощенко Анатолий Евгеньевич**
доктор технических наук, профессор
ПАО «Транснефть», консультант управления
инновационного и научно-технического развития

Науменко Александр Петрович
доктор технических наук, профессор
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Омский государственный
технический университет» / кафедра
«Радиотехнические устройства и системы
диагностики», профессор

Малиновская Юлия Александровна
доктор технических наук, профессор
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования «Самарский государственный
технический университет» / кафедра
«Органическая химия», профессор

Ведущая организация: Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
образования «Российский государственный
университет нефти и газа (национальный
исследовательский университет) имени И.М.
Губкина»

Защита диссертации состоится «12» мая 2022 года в 10:30 на заседании диссертационного совета 24.2.428.01 при Уфимском государственном нефтяном техническом университете по адресу: 450064, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» и на сайте www.rusoil.net.

Автореферат диссертации разослан «___» _____ 2022 года.

Ученый секретарь диссертационного совета

Удалова Е.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследований

Эффективная эксплуатация основного перекачивающего оборудования на нефтеперекачивающих и компрессорных станциях является одним из важнейших вопросов трубопроводного транспорта. Магистральные насосные и газоперекачивающие агрегаты – мощные энергоемкие машины, эффективная эксплуатация которых напрямую влияет на надежность и экономичность отрасли.

Повышение надежности и безопасности производственного оборудования входит в Программу инновационного развития ПАО «Газпром», а определение ресурса основного механо-энергетического оборудования, в том числе поэлементное, создание систем мониторинга его технического состояния с целью совершенствования конструкций, определения оптимальных сроков технического обслуживания и ремонта, является одной из задач научно-практической деятельности ПАО «Транснефть».

Анализ становления и развития таких методов повышения надежности оборудования, как техническая диагностика и защита от оборудования позволит определить наиболее перспективные пути развития и сформулировать требования для новых методов.

Существующие методы оценки технического состояния не универсальны и имеют свои недостатки. Для качественного совершенствования технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования необходима разработка новых подходов, использующих не применяемую ранее исходную информацию. Перспективным является использование значений амплитуды, частоты и фазы усилий в каждой из опор оборудования, что позволит определить геометрическое местоположение источников возбуждения, а, следовательно, и более надежно распознать развивающиеся дефекты.

Для улучшения вибрационного состояния оборудования и снижения динамических нагрузок на ответственные узлы перспективным является применение систем вибрационной защиты. Наибольший эффект можно получить при помощи виброзащитных систем с квазиулевым жесткостью, оснащенных динамическими гасителями колебаний. Но данным исследованиям уделено недостаточно внимания.

Таким образом, анализ развития существующих и создание новых технологий и технических средств для повышения надежности нефтегазоперекачивающего оборудования является актуальной научной проблемой, требующей своего решения.

Целью диссертационной работы является повышение надежности нефтегазоперекачивающего оборудования за счет развития технической диагностики и системы вибрационной защиты.

Основные задачи исследований

1. Анализ становления и развития технической диагностики машин и оборудования и формирование требований для разрабатываемых методов диагностики.

2. Разработка методики диагностирования технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, позволяющей определить геометрическое местоположение источников возбуждения. Экспериментальное исследование разработанной методики диагностирования технического состояния, позволяющей определить геометрическое местоположение источников возбуждения, разработка соответствующей технологии и расчет ее влияния на показатели надежности нефтегазоперекачивающего оборудования.

3. Анализ становления и развития систем вибрационной защиты для промышленного оборудования.

4. Разработка компактной виброизоляционной системы с квазинулевой жесткостью для увеличения межремонтного периода нефтегазоперекачивающего оборудования. Экспериментальное исследование разработанных виброизоляторов с квазинулевой жесткостью для нефтегазоперекачивающего оборудования. Разработка типового ряда виброизоляторов с квазинулевой жесткостью на различную нагрузку, анализ эффектов от применения системы вибрационной защиты на работу нефтегазоперекачивающего оборудования.

5. Проведение исторического анализа метаматериалов, в том числе метаматериалов со специальными механическими свойствами, перспективными для объектов транспорта нефти и газа.

6. Создание структуры виброизоляционных метаматериалов с квазинулевой жесткостью как одного из возможных путей технического развития средств вибрационной защиты нефтегазоперекачивающего оборудования.

Научная новизна

1. Впервые проведен анализ становления и развития организации ремонтов, технического обслуживания и технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования, который выявил следующие проблемы и тенденции: необходимость перехода от предупредительно-плановых ремонтов к обслуживанию по фактическому техническому состоянию; запрос на автоматизацию процессов оценки технического состояния; необходимость разработки новых подходов, использующих исходную информацию другой физической природы.

2. Впервые сформулирована и решена задача определения геометрического местоположения источников возбуждения при диагностировании технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, отличающаяся тем, что используется информация об усилиях в опорах в реальном времени, в том числе разработаны и экспериментально апробированы соответствующие математические модели, и предложен новый метод диагностирования

нефтегазоперекачивающего оборудования, использующий данные об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах оборудования.

3. Представлен историко-технический анализ становления и развития применения систем вибрационной защиты для промышленного оборудования, в том числе изучены развитие и перспективы систем с квазинулевой жесткостью.

4. Впервые разработаны научно-технические основы проектирования виброизолятора с квазинулевой жесткостью тарельчатого типа для использования на нефтегазоперекачивающем оборудовании, отличающиеся тем, что учитывают нелинейную силовую характеристику, неоднородность параметров и устойчивость конструкции виброизолятора.

5. Впервые приведен комплексный исторический анализ развития метаматериалов.

6. В качестве средств вибрационной защиты нефтегазоперекачивающего оборудования впервые предложен и рассчитан виброизоляционный материал, отличающийся тем, что обладает внутренней структурой с квазинулевой жесткостью.

Теоретическая значимость

1. Проведенный анализ становления и развития организации ремонтов, технического обслуживания и технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования выявил следующие проблемы и тенденции: необходимость перехода от предупредительно-плановых ремонтов к обслуживанию по фактическому техническому состоянию; запрос на автоматизацию процессов оценки технического состояния; необходимость разработки новых подходов, использующих исходную информацию другой физической природы.

2. Предложена методика диагностирования технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, использующая в своей основе информацию об усилиях в его опорах в масштабах реального времени и позволяющая определить координаты геометрического местоположения источников возбуждения.

3. Разработаны математические модели колебания нефтегазоперекачивающего оборудования, обусловленного действием различных источников возбуждения, позволяющих определить координаты их геометрического местоположения колебаний по информации об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах диагностируемого оборудования.

4. Разработана методика выявления и фильтрации признаков множественных источников возбуждения при диагностировании технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования с использованием данных тензометрии.

5. Проведен историко-технический анализ становления и развития применения систем вибрационной защиты для промышленного оборудования, в том числе изучены развитие и перспективы систем с квазиулевым жесткостью.

6. Установлены оптимальные параметры виброизолятора для нефтегазоперекачивающего оборудования с точки зрения максимума нагрузки при заданных габаритах. Установлено, что применение системы виброизоляции с квазиулевым жесткостью, дополненной динамическим гасителем колебаний, позволяет уменьшить как общий уровень вибрации, так и практически исключить динамически передаваемую силу.

7. Проведен и представлен комплексный исторический анализ развития метаматериалов.

8. Предложена структура виброизоляционных метаматериалов с квазиулевым жесткостью и предложена принципиальная конструкция такого материала для виброзащиты нефтегазоперекачивающего оборудования.

Практическая значимость

Проведенный анализ развития методов обслуживания и технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования внедрен в учебный процесс Института дополнительного образования ФГБОУ ВО «УГНТУ» и используется при преподавании курса «Диагностика оборудования насосных станций и компрессорных станций» программы профессиональной переподготовки «Эксплуатация оборудования газонефтепроводов и газонефтехранилищ».

Проведенный анализ развития методов технической диагностики и защиты нефтегазоперекачивающего оборудования внедрен в учебный процесс УГНТУ и используется при преподавании дисциплины «История науки и техники» по специальности «История науки и техники» направления подготовки «46.06.01 Исторические науки и археология».

Предложен новый подход к диагностированию нефтегазоперекачивающего оборудования, который позволяет использовать в качестве дополнительной информации местоположение источника возбуждения, частоту и интенсивность источника возбуждения, а также оценочную массу.

Разработан типовой ряд виброизоляторов с квазиулевым жесткостью на различную нагрузку. Подобраны виброизоляторы с квазиулевым жесткостью для насосов марки НМ, определено необходимое количество виброизоляторов. Применение системы виброизоляции с квазиулевым жесткостью, дополненной динамическим гасителем колебаний, позволяет уменьшить как общий уровень вибрации (до 0,7 мм/с), так и практически исключить динамически передаваемую силу (коэффициент передачи силы уменьшен до $8 \cdot 10^{-5}$).

Внедрение комплексной технологии мониторинга и вибрационной защиты позволит уменьшить интенсивность отказов насосов с $0,3414 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ до 0,1501 (на 56%) и увеличить среднюю наработку на отказ с 2929 до 6661 часов (на 127%), а

для ГПА – уменьшить интенсивность отказов с $0,1204 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ до $0,0971 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ (на 19%) и увеличить среднюю наработку на отказ с 8306 до 10297 часов (на 24%).

Экономический эффект от внедрения комплексной технологии мониторинга и вибрационной защиты на один магистральный нефтеперекачивающий агрегат марки НМ 1250-260 составит 3,8 млн. руб., а при внедрении всей системе магистрального трубопроводного транспорта нефти – 5,7 млрд. руб.

Результаты научных исследований по расчету оптимальных параметров виброизоляторов с квазинулевой жесткостью успешно применены в ООО «Производственная компания «Новые технологии» при подборе параметров и изготовлении компенсаторов жесткости тарельчатого типа в пневмопружинах установки электропогружного центробежного насоса.

Полученные математические модели колебания нефтегазоперекачивающего оборудования под действием различных источников возбуждения, позволяющие определить геометрическое местоположение источников возбуждения по информации об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах оборудования, приняты для диагностирования дефектов насосов в ООО «Анод-Урал».

Разработанные виброизоляторы с квазинулевой жесткостью были реализованы ФГБОУ «Красноармейский научно-исследовательский институт механизации» для виброизоляции систем высокоскоростной видеофиксации.

Разработанная методика диагностирования нефтегазоперекачивающего оборудования внедрена в учебный процесс ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет», представлена в учебном пособии «Техническая диагностика нефтегазоперекачивающего оборудования» и используется при преподавании дисциплины «Диагностика оборудования газонефтепроводов», а также при дипломном проектировании бакалавров по направлению 131000 – «Нефтегазовое дело» и магистров по направлению 21.04.01 – «Нефтегазовое дело».

Методология и методы научного исследования

Поставленные в данной работе цели и задачи достигались на основе изучения широкого спектра архивных, печатных и электронных источников. В работе использованы теоретические методы исследования колебаний оборудования и виброизоляторов, базирующиеся на положениях теоретической механики, сопротивления материалов и математического моделирования. Используются экспериментальные методы, а именно экспериментальный прототип и экспериментальный стенд, моделирующий работы нефтегазоперекачивающего оборудования. Применено лабораторное оборудование для экспериментального исследования виброизоляционных систем.

Положения, выносимые на защиту

1. Комплексный анализ становления и развития технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования.

2. Разработка метода диагностирования технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, использующего информацию об усилиях в опорах в реальном времени и позволяющего определить геометрическое местоположение источников возбуждения. В том числе разработка теоретических основ данного метода, разработка методики выявления и фильтрации признаков множественных источников возбуждения, экспериментальные исследования по апробации разработанной математической модели распознавания положения одиночных и множественных источников возбуждения.

3. Системный анализ становления и развития применения систем вибрационной защиты для промышленного оборудования, изучение развития и перспектив виброизоляционных систем с квазиулевым жесткостью.

4. Разработка виброизолятора с квазиулевым жесткостью для нефтегазоперекачивающего оборудования и основополагающие зависимости для определения его характеристик в зависимости от его геометрических параметров и свойств материала. В том числе результаты анализа влияния различных способов монтажа нефтегазоперекачивающего оборудования на его вибрационное состояние, результаты экспериментальных исследований изготовленных прототипов виброизоляторов с квазиулевым жесткостью.

5. Исторический анализ метаматериалов, в том числе метаматериалов со специальными механическими свойствами, перспективными для объектов транспорта нефти и газа.

6. Структура виброизоляционных метаматериалов с квазиулевым жесткостью.

Степень достоверности и апробация результатов

Достоверность результатов работы подтверждена результатами экспериментальных исследований, проведенных по общепринятым методикам.

Основные положения диссертационной работы докладывались очно на следующих мероприятиях: Международная конференция «Защита от повышенного шума и вибрации» (г. Санкт-Петербург, 2015), Международная учебно-научно-практическая конференция «Трубопроводный транспорт» (Уфа, 2015, 2017 гг.), 7th International Conference on Vibration Engineering (г. Шанхай, Китай, 2015), Международная научно-техническая конференция, посвященная памяти академика А.Х. Мирзаджанзаде (г. Уфа, 2016), Международная конференция «Динамика и виброакустика машин» (г. Самара, 2016), Innovative medicine and health care – 2016 (г. Сеул, Южная Корея, 2016), 23th International Congress on Sound and Vibration (г. Афины, Греция, 2016), 24th International Congress on Sound and Vibration (г. Лондон, Великобритания, 2017), 25th International Congress on Sound and Vibration (г. Хиросима, Япония, 2018), 38th International JVE Conference (г. Рим, Италия, 2019). Выполнен доклад на заседании рабочей группы по проблемным вопросам использования

нанотехнологий при создании вооружений, военной и специальной техники на научно-техническом совете Военно-промышленной комиссии РФ.

Публикации

По теме диссертационной работы имеется 119 публикаций, в том числе 1 монография, 31 публикация в изданиях, входящих в перечень ВАК, 34 публикации в изданиях, индексируемые в Scopus и/или Web Of Science, 10 патентов и свидетельств на результаты интеллектуальной деятельности.

Различные части диссертационной работы выполнялись при поддержке грантов: программа «Участник молодежного научно-инновационного конкурса»; грант Республики Башкортостан молодым ученым и молодежным научным коллективам; грант РФФИ «Разработка виброзащитных систем с квазиулевыми жесткостями для нефтехимического оборудования»; грант по программе СТАРТ Фонда содействия малым формам предпринимательства в научно-технической сфере; гранты президента РФ для молодых ученых (МК 2014, МК2018, МК2021); грант РФФИ «Повышение защиты промышленных зданий и сооружений от разрушения вибрацией и динамическими нагрузками»; грант РНФ «Применение непрерывной тензометрии для определения технического состояния и локализации дефектов зданий и промышленного оборудования». Результаты диссертации легли в основу научной работы, удостоенной Государственной республиканской молодежной премии в области науки и техники за 2011 г.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 6 глав, основных выводов, списка литературы из 380 наименований и 8 приложений; изложена на 402 страницах машинописного текста и содержит 183 рисунка и 62 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы цель и основные задачи исследования, отражена научная новизна и практическая ценность работы.

В первой главе проведен анализ развития технического обслуживания промышленного оборудования в нефтегазовой отрасли.

Отправной точкой развития технической диагностики и ремонтов различных машин можно считать 60-е годы 18-го века. В этот период случился первый этап промышленного переворота, началось распространение новых рабочих машин в английском текстильном производстве, а также появилось сложное оборудование в виде паровых машин.

И.И. Ползунов в апреле 1763 г. спроектировал «огнедействующую машину», которая в 1765 г. была закончена. Дж. Уатт в 1769 г. запатентовал новый тип парового двигателя, далее в 1784 г. создал революционную паровую «машину двойного действия», которая была впервые установлена в 1785 г. на прядильной фабрике. Однако обслуживание и ремонт первых двигателей

осуществлялись стихийно и, по сути, проводились силами тех же людей, которые на них и работали.

Значимую роль в развитии технической диагностики и проведения ремонта сыграл паровой флот во время Крымской войны 1853-1856 гг. Условия войны требовали работоспособное состояние ключевого оборудования кораблей. Именно тогда для обеспечения его надежной работы стали формироваться «машинные команды». Тогда же и возникла необходимость в подготовке соответствующих специалистов. В основу технической диагностики легла четко организованная система осмотров и действий, в частности, применена система периодического осмотра оборудования. Также создавалась система ремонта: внеплановый («авральный»), текущий, капитальный.

Начало 20-го века характеризовалось интенсивным развитием техники в различных областях промышленности, разработкой и внедрением все более сложного и различного оборудования и техники. Это привело к потребности в разработке и развитии методов ремонта и оценки технического состояния.

В 1920-е гг. ремонтное дело стало играть значительную роль в развитии новой техники. Начали повсеместно разрабатываться и вводиться инструкции по планированию текущего ремонта. В конце 1920-х и начале 30-х гг. началась организация ремонтных мастерских и цехов. Стала проводиться систематизация использования оборудования, а именно учет работающего и простаивающего оборудования. Появились первые элементы будущей системы планово-предупредительного ремонта, а именно упорядочивание ремонта с помощью информации о сроке службы ключевых частей и элементов оборудования. На основе периодических осмотров оборудования оценивалось состояние оборудования, планировались сроки, виды и объем ремонтов.

Первой публикацией по организации ремонта стала работа А.Г. Попова в 1927 г., которая была развита в виде труда «Рационализация ремонтного дела на заводе».

Развитием данного направления занимался В.В. Спиридонов, и в 1932 г. он издает труд, где впервые появился термин «планово-предупредительный ремонт», и организация ремонтов проводилась через призму определения срока службы элементов оборудования, изготовления запасных частей и своевременной замены. Такая стратегия получила название системы послеосмотровых ремонтов. Недостатком такой системы было отсутствие четких нормативов и сложность планирования ремонтов и подготовки запасных частей на длительный период.

Стоит отметить, что в это время начали применяться и другие методы оценки технического состояния кроме визуального. Появились контроль температуры подшипников и акустический метод контроля, который сводился к контролю шумов с помощью стетоскопа.

В середине 1930-х гг. была организована «Система стандартных ремонтов» (или «Система принудительных ремонтов»). В ее основе был вывод оборудования

в ремонт в запланированные сроки вне зависимости от состояния, во время которого производилась принудительная замена определенных деталей. При этом сроки принудительной замены устанавливались на основе оценки срока службы деталей, получаемой на основе изучения их износа.

В 1934 г. Ю.С. Борисов и Г.П. Жуков разработали систему, получившую название «Система периодических ремонтов». В ней различные виды ремонта являются последовательно повторяющимися и формируют ремонтный цикл, а внутри него каждая единица оборудования подвергалась плановым проверкам, получившим название «осмотры». В процессе проверок устранялись мелкие дефекты, производилась регулировка и чистка, а также определялся перечень узлов и деталей, которые должны были быть подготовлены для замены при следующем плановом ремонте.

В 1941-1945 гг. была усложнена структура ремонтных циклов и увеличена их продолжительность, а именно были введены дополнительные плановые текущие и средние ремонты, и, соответственно, был увеличен период между капитальными ремонтами. Для оборудования, для которого длительный ремонт был неприемлем, было использовано разновременное поузловое выполнение плановых ремонтов.

В 1945-1948 гг. система предупредительно-плановых ремонтов получила широкое признание и была внедрена различными предприятиями промышленности.

В 1955 г. начала действовать обязательная для всех предприятий СССР «Единая система планово-предупредительного ремонта оборудования», которая предусматривала переход от нормативно-сдельной системы оплаты труда ремонтных рабочих к повременно-премиальной системе с показателями: выполнение плана, снижение простоев оборудования, отсутствие аварий по вине рабочих-ремонтников. В дальнейшие годы по 1987 г. происходит умеренное постепенное совершенствование отдельных элементов данной системы.

В указанные годы промышленность развивалась огромными шагами, разрабатывалось и внедрялось все более сложное и ответственное оборудование. Применяемая на тот момент система предупредительно-плановых ремонтов уже показывала свои недостатки. В частности, ремонт дорогого и ответственного оборудования становился все сложнее. Замена дорогих, но все еще работоспособных элементов машин становилась все экономически менее рациональной. Логичным стало продление назначенного срока службы в зависимости от текущего технического состояния. Но этот подход требовал как более глубокой оценки технического состояния, так и более оперативной. Требовалась разработка методов, которые были бы информативными, в том числе без остановки работы оборудования, и позволяли оценивать состояние оборудования и необходимость ремонта. Это привело к созданию технической диагностики.

В развитие технической диагностики стоит отметить вклад советского ученого и инженера П.П. Пархоменко, который начал свою деятельность в данной области в 1955 году. Им были сформулированы предмет исследований, основные понятия и задачи технической диагностики, определены её место и связь с теорией управления и контроля, с теорией надёжности и прогнозированием. В 1969 г. П.П. Пархоменко издал один из первых широко известных трудов по технической диагностике.

В 1964 г. был создан Научно-исследовательский институт интроскопии (в настоящее время – ЗАО «НИИИН МНПО «СПЕКТР») в целях развития теоретических основ и создания методов и средств внутривидения в непрозрачных телах и средах. Большой вклад в развитие института внес В.В. Ключев, который создал научную школу по неразрушающему контролю и технической диагностике, и постепенно институт стал ведущим предприятием в данных областях.

В 70-е гг. сформированы подходы в диагностике, основанные на методах «аппаратной (или физической) избыточности», которые используют дополнительные наборы датчиков, исполнительных механизмов, компьютеров и программного обеспечения для измерения и/или управления отдельными переменными.

Вплоть до середины 1980-х гг. для оценки технического состояния машин и оборудования во время его эксплуатации (то есть без остановки и разборки) распространёнными оставались только визуальный и акустический методы, т.е. «слуховой» – посредством различных видов фонендоскопов. Визуальный метод, очевидно, был ограничен для оценки состояния оборудования, а упомянутый акустический сильно зависел от опыта и практических навыков специалиста, проводящего диагностику. При этом измерительные приборы, превышающие слуховые возможности человека, начали появляться ещё начале 1970-х гг. Однако на тот момент они были дорогими и сложными для практического применения.

В 1980-е гг. начала развиваться вибрационная диагностика, хотя стоит отметить, что алгоритм контроля по общему уровню амплитуды виброскорости был предложен ещё в 1954 г.

В 1990-е гг. начала бурно развиваться микропроцессорная техника, что сильно повлияло на возможности технической диагностики, и в особенности на вибродиагностику, значительно упростив обработку сигнала и спектральное преобразование.

В 1990-е гг. наблюдался значительный упадок в области организации ремонтов и развития технической диагностики. Были расформированы общесоюзные и отраслевые ремонтные организации для централизованного ремонта профильного оборудования. Распалась система централизованного снабжения предприятий оборудованием и запасными частями.

Система организации ремонтов и техническая диагностика сохранились на крупных предприятиях и в ответственных отраслях промышленности, таких как нефтегазовая, нефтехимическая, энергетика и т.д.

Так, в ПАО «Транснефть» в 1996 г. было введено Руководство по организации эксплуатации и технологии технического обслуживания и ремонта оборудования и сооружений нефтеперекачивающих станций, в котором была закреплена система предупредительно-плановых ремонтов совместно с оперативным, плановым и внеплановым диагностическим контролем параметрических и виброакустических критериев. В качестве одного из инструментов оперативного контроля была указана оценка общего уровня вибрации виброскорости, и в качестве планового – спектральный вибрационный анализ. При этом вибрационная диагностика и идентификация дефектов должна была проводиться согласно диагностической карте. Также был использован принцип диагностирования технического состояния на основе сравнения базовых и фактических характеристик оборудования.

Несколько иная ситуация сложилась для ПАО «Газпром». К 1990-м гг. и по настоящее время газовая отрасль отличается тем, что значительная часть парка газоперекачивающего оборудования уже выработала номинальный ресурс. Одновременно заменить большое количество такого оборудования чрезвычайно дорого и физически невозможно. При этом агрегаты созданы со значительным запасом прочности, что позволяет за счет сравнительно небольшого ремонта и модернизации сохранить их в работоспособном состоянии с обеспечением высокой эффективности работы. Такой подход по обслуживанию оборудования требовал ухода от традиционной системы предупредительно-планового ремонта и принятия обслуживания по фактическому техническому состоянию. Однако это требует достоверной, оперативной и полной информации о работе оборудования, для чего необходима разработка новых средств измерения, методов обработки сигналов и систем принятия решения.

В настоящее время в силу сложности поставленной цели научным и инженерным сообществом не принято единого подхода к обеспечению обслуживания по фактическому техническому состоянию, и постоянно предлагаются новые принципы и методы обеспечения такого обслуживания.

Текущая ситуация в области организации ремонтов и технической диагностики как в нефтегазовой отрасли, так и промышленности в целом, наметила следующие проблемы и тенденции.

Первая проблема – это необходимость перехода от предупредительно-плановых ремонтов к обслуживанию по фактическому техническому состоянию.

Вторая проблема – это запрос на автоматизацию процессов оценки технического состояния. Диагностируемое оборудование становится все сложнее, распознавать признаки дефектов труднее, но при этом многие методы диагностики требуют высококлассных опытных специалистов, что повышает

затраты на обслуживание. К тому же диагностика зачастую сопровождается большим количеством шумов, что создает свои сложности и субъективность в работе с ними. В целом это затрудняет проведение автоматизации и разработки автоматической системы принятия решений.

Третья проблема заключается в ограниченных возможностях традиционно применяемых методов получения исходной информации о состоянии эксплуатируемого оборудования, в качестве которых сейчас используют общие параметры работы (параметрическая диагностика), уровень вибрации в заданных точках на поверхности оборудования, акустические параметры, информацию о состоянии масла, температуру определенных узлов. На данном технологическом этапе инструментальные возможности данных подходов оборудования близки к своему пределу, и их развитие ведется за счет улучшения способов обработки и интерпретации информации.

Таким образом, традиционные методы технической диагностики преимущественно являются косвенными – они используют эмпирический подход. Это приводит к тому, что при внедрении данных методов необходимы работы по сопоставлению дефектов с их диагностическими признаками, то есть длительная опытная наработка. При этом разное оборудование требует свои критерии для определения конкретных дефектов (диагностические карты). А с учетом постоянной разработки все новых машин и агрегатов это становится проблемой, поскольку, не успев разработать дефектные карты, может появиться уже более новое оборудование.

Вторая глава посвящена разработке нового метода диагностирования.

Составленная технико-историческая картина развития организации ремонтов и технической диагностики показывает, что наблюдается тенденция по увеличению автоматизации проведения диагностики, повышения степени объективности и расширения принципа избыточности диагностирующей информации, увеличения доли контроля, проводимого на работающем оборудовании. Таким образом, необходима разработка новых методов технической диагностики оборудования, отвечающих вышеупомянутым современным вызовам. Поэтому в дополнение к существующим методам рассматривается и исследуется метод, позволяющий максимально объективно диагностировать дефекты с использованием удаленного анализа тензометрического сигнала.

В основе предлагаемого метода лежит следующая идея. Под опорами насосного агрегата необходимо поместить тензодатчики, что позволит определять динамические реакции на опоры в режиме реального времени. При невозможности их монтажа можно использовать накладные тензодатчики на опоры и раму оборудования (Рисунок 1).

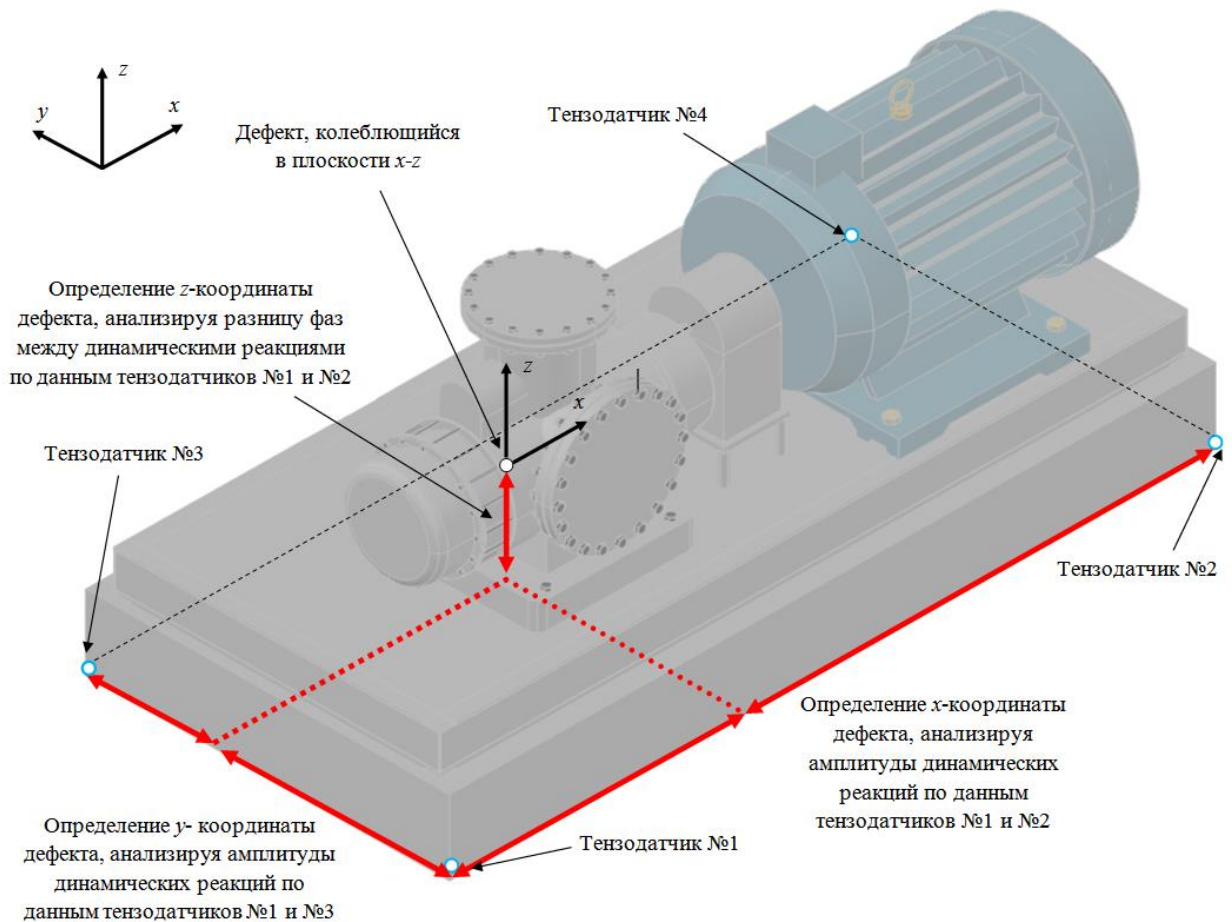


Рисунок 1 – Концептуальная схема для определения динамики оборудования на опорах под действием источника возбуждения (дефекта)

Проводя анализ сил реакции на опорах, можно получить спектр динамических сил и спектр фаз изменения реакций, по которым можно получить точное положение источников колебания, иначе говоря, определить координаты дефекта в пространстве. Полученная информация о расположении дефекта, возбуждаемой частоте и интенсивности колебания позволит максимально полно и точно идентифицировать дефект, а также оценить степень его опасности.

Разработана плоская модель колебаний нефтегазоперекачивающего оборудования при наличии вертикальной и горизонтальной возбуждающих сил с учетом использования данных тензометрии (Рисунок 2).

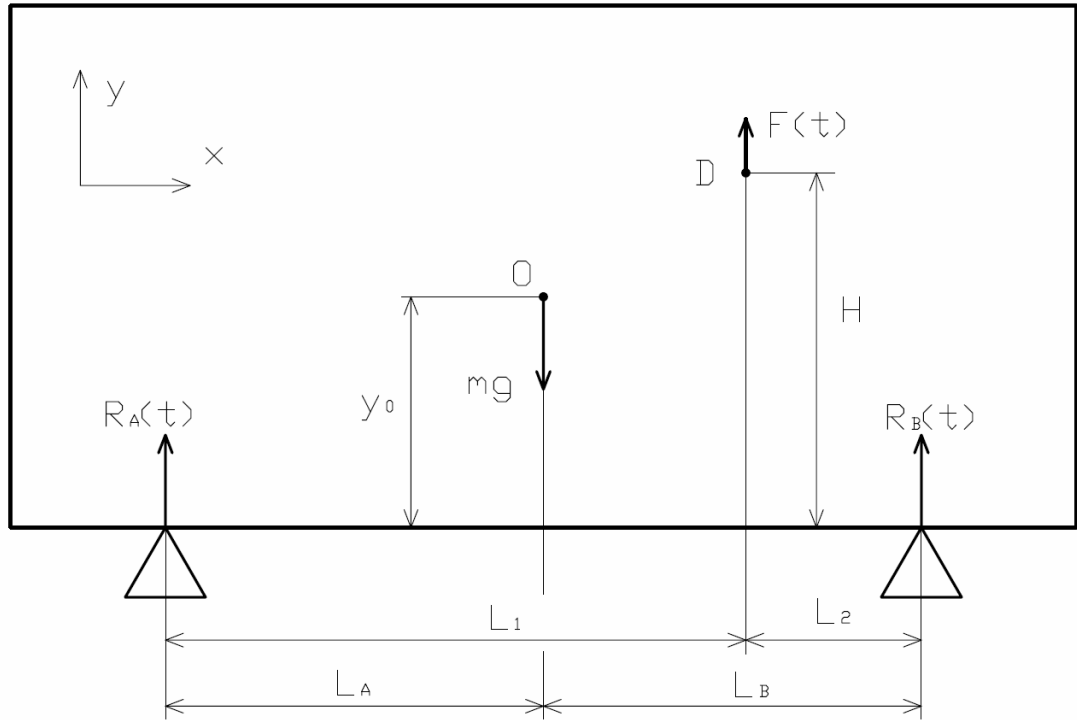


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения динамики оборудования на опорах при наличии вертикальной возбуждающей силы

Анализ динамики оборудования проводился на основе уравнений Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j. \quad (1)$$

Получены следующие уравнения установившегося колебания оборудования

$$m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_B}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{-1}{L_A + L_B} = \Delta R_A(t) + \frac{L_2}{L_A + L_B} F_y(t) + \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t); \quad (2)$$

$$m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_A}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{1}{L_A + L_B} = \Delta R_B(t) + \frac{L_1}{L_A + L_B} F_y(t) - \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t), \quad (3)$$

где m – масса оборудования; I – момент инерции оборудования в плоскости рисунка.

Принимаем, что колебания оборудования являются установившимися и описываются гармоническим законом движения. Следовательно, динамические реакции можно описать следующим образом:

$$\Delta R_A(t) = R_A [a_1 \cdot \cos(\omega t) + a_2 \cdot \sin(\omega t)]; \quad (4)$$

$$\Delta R_B(t) = R_B [b_1 \cdot \cos(\omega t) + b_2 \cdot \sin(\omega t)], \quad (5)$$

где R_A и R_B – соответственно амплитуда реакции в опоре А и В.

При совместном анализе уравнений (2)-(5) получены следующие коэффициенты:

$$a_1 = \frac{F_y k_A (k_B (L_1 - L_A - L_B) (L_A + L_B) + (I + L_A (L_A - L_1) m) \omega^2)}{R_A (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I (k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2) m) \omega^2 + m I \omega^4)}; \quad (6)$$

$$b_1 = \frac{F_y k_B (-k_A L_1 (L_A + L_B) + (I + (L_1 - L_A) L_B m) \omega^2)}{R_B (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2) m) \omega^2 + m I \omega^4)}; \quad (7)$$

$$a_2 = \frac{F_x H k_A (-k_B (L_A + L_B) + L_A m \omega^2)}{R_A (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2) m) \omega^2 + m I \omega^4)}; \quad (8)$$

$$b_2 = \frac{F_x H k_B (k_A (L_A + L_B) - L_B m \omega^2)}{R_B (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2) m) \omega^2 + m I \omega^4)}, \quad (9)$$

где k_a и k_b – соответственно жесткость опоры А и В.

Примем, что оборудование закреплено жестко, тогда жесткость опор во много раз больше соответственных значений, связанных с инерцией оборудования, иначе говоря, массой и моментом инерции, т.е. $M \rightarrow 0$ и $I \rightarrow 0$. После преобразований получаем выражение для определения координаты точки приложения возбуждающей силы (расстояние от опоры А):

$$L_{xA} = L \frac{R_B \cos(\varphi_B - \varphi_F)}{R_A \cos(\varphi_A - \varphi_F) + R_B \cos(\varphi_B - \varphi_F)} \quad (10)$$

где φ_A , φ_B и φ_F – фаза колебаний соответственно реакции опоры А, В и их суммы.

Для определения высоты источника возбуждения необходимо перейти от плоской модели к трехмерной. Полагаем, что возбуждающая сила является циклической в некоторой вертикальной плоскости. Последовательно рассмотрим две плоские модели вдоль двух горизонтальных осей, получаем высоту источника возбуждения:

$$H = \frac{\sqrt{(\sin(\varphi_{xB} - \varphi_F) R_{xB} L_x)^2 + (\sin(\varphi_{zB} - \varphi_F) R_{zB} L_z)^2}}{F}, \quad (11)$$

где F – амплитуда силы источника возбуждения.

Также были разработаны модели колебаний оборудования при наличии нескольких источников возбуждающих сил с одинаковой частотой и с близкой частотой. Рассмотрены модели при установке оборудования на рамном фундаменте.

Амплитуда и фаза колебаний реакций опор определяется путем анализа сигнала, получаемого с тензодатчиков.

Для верификации метода обнаружения дефектов промышленного оборудования по данным тензометрических датчиков, проверки принятых допущений и полученных выше формул использована программа ANSYS с модулем «Harmonic response», которая позволяет моделировать вибрацию оборудования под действием гармонической силы и изучать отклики на опоры. В результате могут быть измерены значения амплитуды и фазы динамических сил.

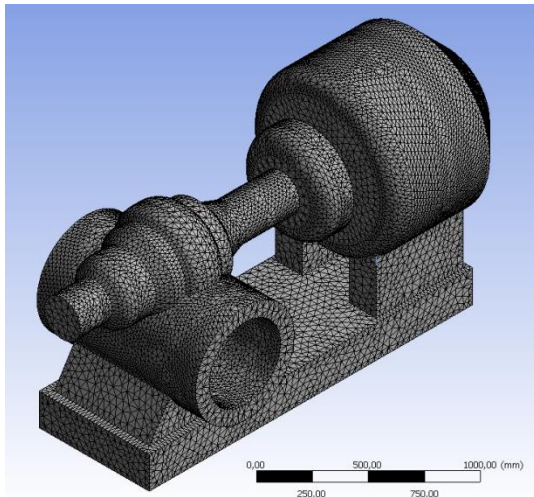


Рисунок 3 – Упрощенная 3D-модель
нефтяного насоса 12НДс-НМ

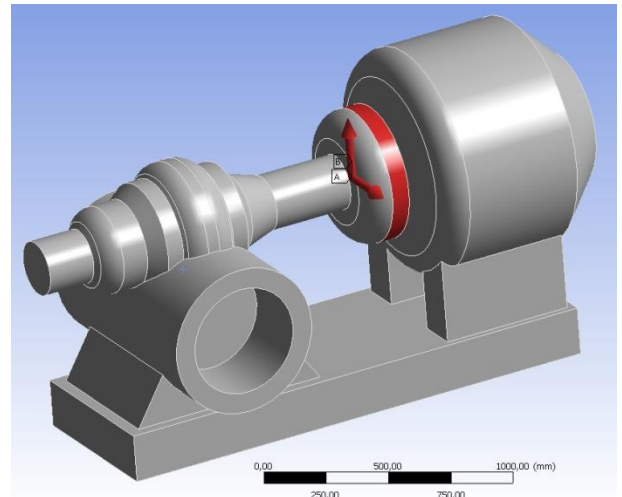


Рисунок 4 – Моделирование дефектной
муфты на насосном агрегате

Для компьютерного анализа была создана упрощенная 3D-модель нефтяного насоса 12НДс-НМ (Рисунок 3). Проведено моделирование следующих дефектов: эксцентриситет рабочего колеса насоса, муфты (Рисунок 4), ротора электропривода; дефекты подшипника насоса и электропривода; нежесткий монтаж каждой из опор. Определив в Ansys Harmonic response реакции опор и рассчитав местоположение источников возбуждения, получено, что вычисленные координаты очень близки к местоположению смоделированных дефектов (средняя погрешность составила 0,54%), что показывает работоспособность предлагаемого метода.

Для проверки предлагаемого метода и созданных математических моделей по определению геометрического местоположения источников возбуждения разрабатывалась экспериментальная установка, программное обеспечение и экспериментальный стенд.

Экспериментальная установка (Рисунок 5) устроена следующим образом. Резистивные тензодатчики в режиме реального времени измеряют минимальные изменения реакций опор. Аналоговый сигнал с тензодатчиков усиливается в соответствующих инструментальных усилителях INA125 с различным коэффициентом усиления, преобразуется в цифровой сигнал и подается в микроконтроллер Teensy со встроенным 12 битным АЦП для сбора данных. В микроконтроллере информация с тензодатчиков с заданной частотой записывается со всех датчиков. Обеспечивается минимальное время замера 9 мкс, что позволяет в дальнейшем анализировать частоты до 22 кГц. По мере достижения необходимого объема данных соответствующий пакет данных отправляется на компьютер.



Рисунок 5 – Экспериментальный прототип для измерения тензометрического сигнала, сбора данных и передачи их на компьютер

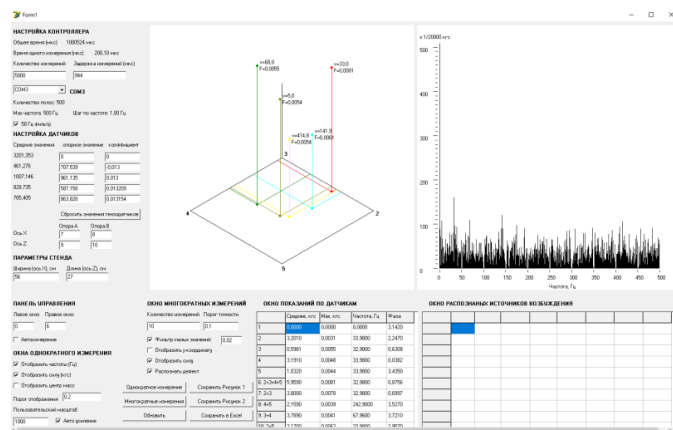


Рисунок 6 – Интерфейс разработанной компьютерной программы для сбора и анализа данных

В специально разработанной компьютерной программе (Рисунок 6) происходит получение пакета, преобразование сигнала в спектр, анализ данных согласно разработанной ранее математической модели, анализ полученных результатов, фильтрация, оценка достоверности и погрешностей, визуализация результатов. В итоге получается перечень источников колебаний с информацией об их интенсивности, частоте и координатах расположения.

Был разработан стенд, имитирующий источники возбуждения – дефект в виде дисбаланса ротора (Рисунок 7). Определялись характеристики источников возбуждения экспериментального стенда с помощью разработанной методики. В качестве примера приведен спектр суммарной вертикальной динамической силы для источника возбуждения №1 (Рисунок 8) и трехмерная визуализация расположения (Рисунок 9).

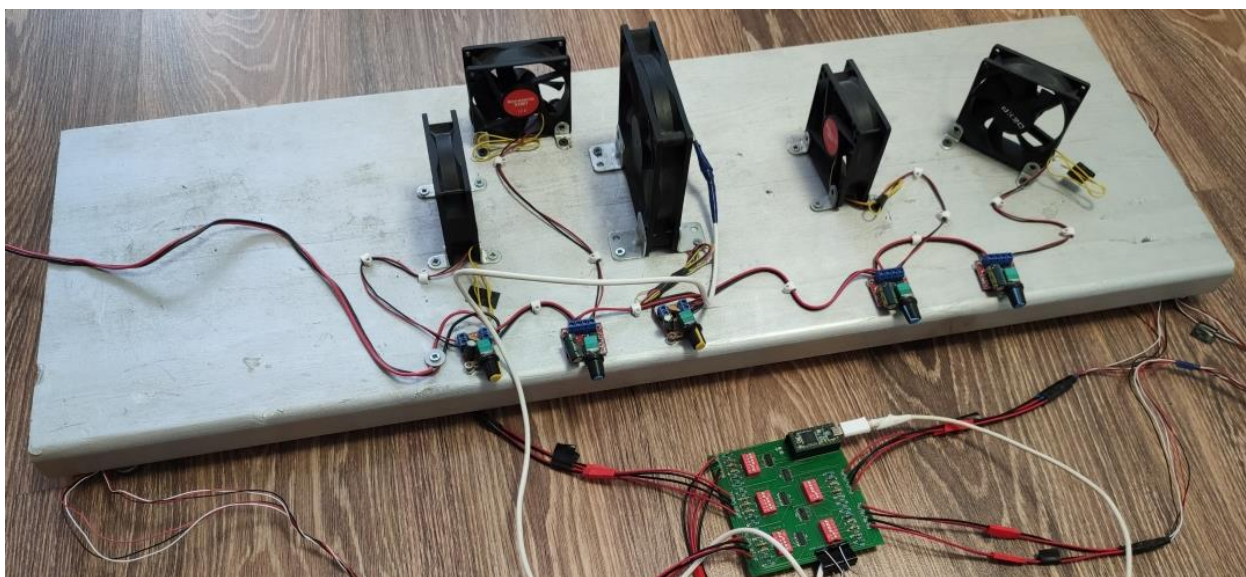


Рисунок 7 – Общий вид разработанного экспериментального стенда

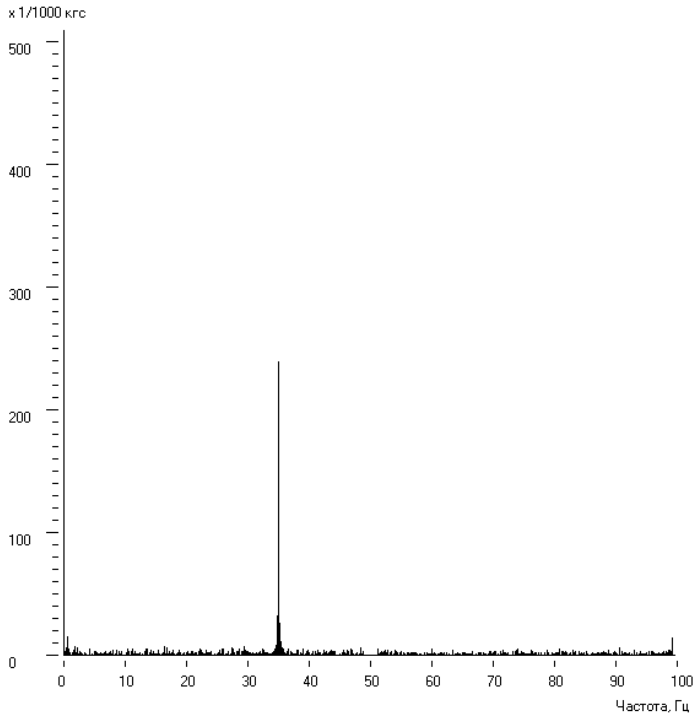


Рисунок 8 – Спектр суммарной вертикальной динамической силы источника возбуждения №1

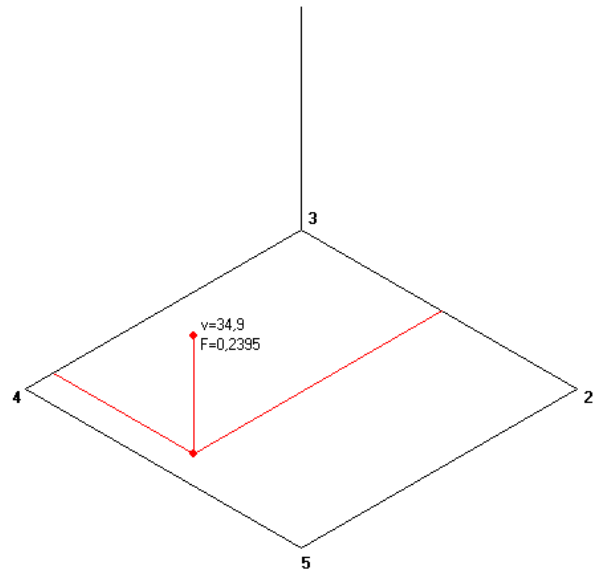


Рисунок 9 – Трехмерная визуализация расположения источника возбуждения №1

Проведен анализ сходимости полученных результатов по определению местоположения источника возбуждения со значениями, определенными геометрическим путем с использованием t-критерия Стьюдента. Анализ полученных результатов показал, что местоположения дефектов были определены верно (Таблица 1).

Таблица 1 – К определению достоверности результатов определения местоположения дефектов

Номер источника	Координата	Геометрические значения			Расчетные значения		
		Среднее значение, см	Абсолютная погрешность, см	Относительная погрешность, %	Среднее значение, см	Относительная погрешность, %	t-критерий
Источник 1	Координата Z	13,5	0,5	3,7	13,9	2,55	0,653
	Координата X	51,5	0,5	1,0	50,65	3,72	0,435
	Координата Y	8	0,5	6,3	7,7	5,6	0,452
Источник 2	Координата Z	5	0,5	10,0	5,3	16,3	0,301
	Координата X	45	0,5	1,1	46,7	8,1	0,446
	Координата Y	8	0,5	6,3	6,14	35,9	0,823
Источник 3	Координата Z	13,5	0,5	3,7	13,9	3,3	0,590
	Координата X	36	0,5	1,4	37,7	8,1	0,549
	Координата Y	10	0,5	5,0	11,2	23,9	0,441
Источник 4	Координата Z	13,5	0,5	3,7	13,3	2,7	0,325
	Координата X	20	0,5	2,5	21,2	6,72	0,795
	Координата Y	8	0,5	6,3	12,2	32,4	1,054
Источник 5	Координата Z	13,5	0,5	3,7	13,1	3,4	0,598
	Координата X	5	0,5	10,0	5,7	21,2	0,535
	Координата Y	8	0,5	6,3	7,15	16,2	0,673

Примечание: критическое значение t-критерия Стьюдента при выборке n=30 и доверительной вероятности 0,95 равно 2,042

Отмечаем, что разработанная математическая модель производит расчет положения и интенсивности источника возбуждения для любой частоты,

входящей в построенный спектр сигнала. К примеру, для рассмотренного спектра (Рисунок 8) будет определено 100 положений. Очевидно, что подавляющая часть из них – это шумы, и математическая модель покажет несуществующие источники возбуждения. Таким образом, необходима методика по фильтрации шумов.

Использование фильтрации на основе отсечения всех слабых источников нерационально, поскольку требует ручной регулировки и есть риск непреднамеренной фильтрации малоинтенсивных, но опасных дефектов.

На примере четырех действительных источников видно, что на интервале спектра 15...30 Гц они формируют четко выделяемые полосы (Рисунок 10). Но при этом имеется множество шумов, которые вызывают всплески и на других частотах. Отмечаем, что эти всплески имеют амплитуды, схожие с действительными источниками.

В соответствии с этим разработан метод фильтрации и распознавания дефектов, согласно которому производятся многократные измерения по определению средних значений координат источников возбуждения и интенсивности совместно с расчетом относительной погрешности. При этом относительная погрешность для действительных источников низкая, а для шумов – высокая. Для расчетов будет использоваться критерий фильтрации, равный величине, обратной относительной погрешности многократных измерений.

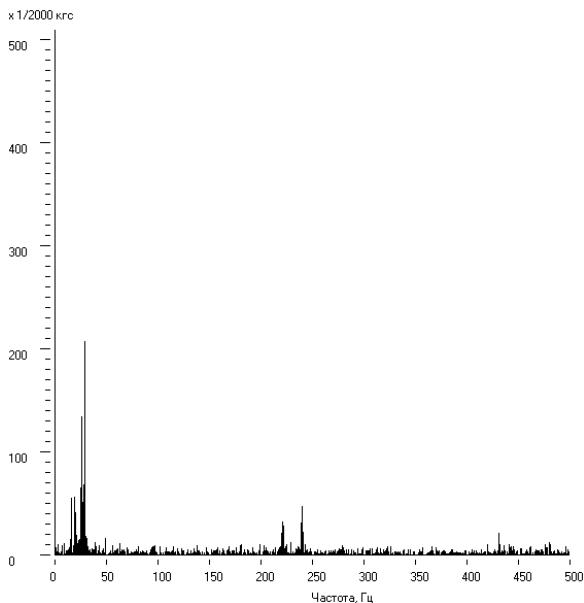


Рисунок 10 – Спектр интенсивности при четырех источниках колебания

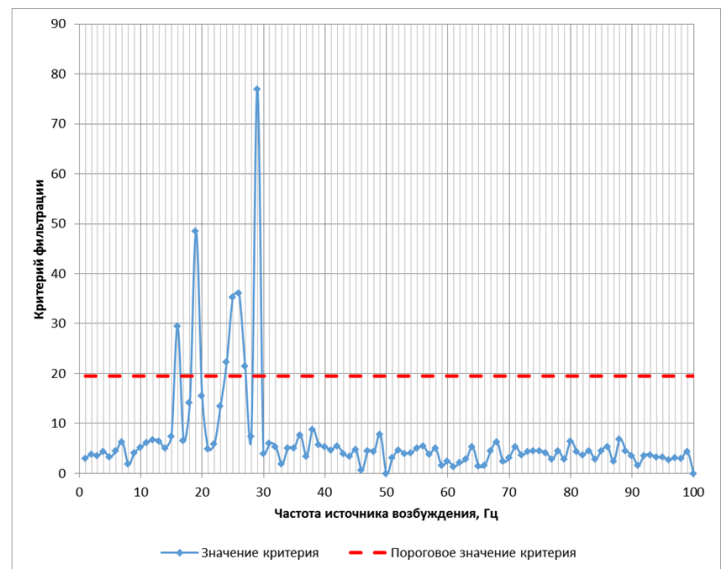


Рисунок 11 – Расчет критерия фильтрации

Далее приведены результаты измерения усредненного критерия фильтрации для интенсивности и трех координат для различных значений частот. Для этого было проведено 30 измерений положения источника возбуждения и его

интенсивности, определялось среднее значение по каждой частоте, относительная приведенная погрешности и критерий фильтрации (Рисунок 11). Видно, что четыре частотные полосы, которые соответствуют действительным источникам возбуждения, отличаются высоким критерием фильтрации. Проведен анализ, который показал, что определяемые значения соответствуют нормальному закону распределения. На основании этого в качестве порогового значения предлагается принимать средний критерий фильтрации для всего спектра, увеличенный на его утроенное среднее квадратичное отклонение. С вероятностью 99,7% источники возбуждения, отображаемые выше порогового значения, не являются шумом.

Отмечаем, что источник возбуждения с частотой 26 Гц является нестабильным и отражается на нескольких близких частотах одновременно (Рисунок 12). Соответственно, предлагается алгоритм по его идентификации, согласно которому источники с близкими частотами и расположением объединяется в один. Координаты расположения источника определяются как средневзвешенное значение координат на частотах, где он отображается. В качестве весового коэффициента используется интенсивность возбуждения. Видно, что такой подход позволяет свести все потенциальные источники возбуждения к четырем, которые и соответствуют фактическим источникам возбуждения (Рисунок 13).



Рисунок 12 – Результаты расчета местоположения источников возбуждения без модуля распознавания источников возбуждения



Рисунок 13 – Результаты расчета местоположения источников возбуждения с модулем распознавания источников возбуждения

Далее проводилась апробация математической модели распознавания положения множественных источников возбуждения. Для ее проверки разработан план экспериментальных исследований на ранее разработанном стенде. Факторами назначены: номер источника возбуждения и скорость вращения ротора источника вибрации.

Применение разработанных математической модели и программного обеспечения позволило получить спектр суммарной вертикальной динамической силы (Рисунок 14) и трехмерную визуализацию расположения источников возбуждения (Рисунок 15).

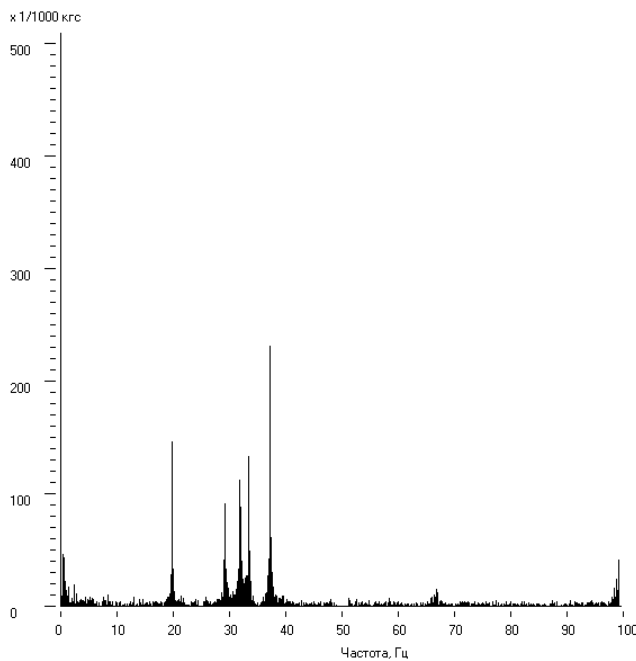


Рисунок 14 – Спектр суммарной вертикальной динамической силы источников возбуждения для эксперимента №2

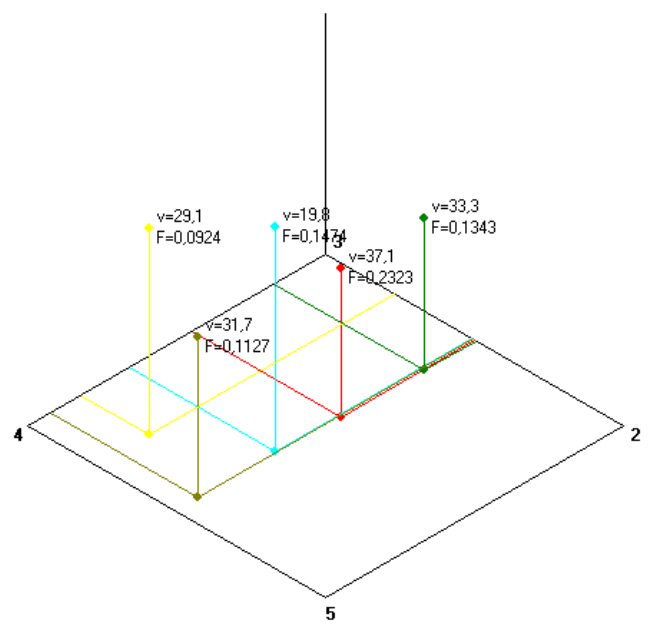


Рисунок 15 – Трехмерная визуализация расположения источников возбуждения для эксперимента №2

Анализ сходимости полученных результатов по определению местоположений источников возбуждения со значениями, определенными геометрическим путем, проведен с помощью t-критерия Стьюдента (Таблица 2).

Анализ таблицы показывает, что для каждого расчета значение t-критерия Стьюдента меньше критического, и значит, что местоположения дефектов были определены верно. В соответствии с этим заключаем, что предлагаемая методика определения положения источников возбуждения достоверна.

Разработанный метод определения положения источника возбуждения позволяет создать новый подход к диагностированию нефте- и газоперекачивающего оборудования. Результаты, полученные ранее, позволяют получить следующую дополнительную информацию для диагностирования различных дефектов:

Таблица 2 – Результаты проведения экспериментальных исследований №2

Номер источника	Частота, Гц	Координата	Геометрические значения		Расчетные значения		
			Среднее значение, см	Относительная погрешность, %	Среднее значение, см	Относительная погрешность, %	t-критерий
Источник 1	23,8	Координата Z	13,5	3,7	13,3	1,9	0,427
		Координата X	51,5	1	50,5	20,5	0,096
		Координата Y	8	6,3	6,5	31,1	0,720
Источник 2	29,6	Координата Z	5	10	7,2	23,2	1,252
		Координата X	45	1,1	44,5	10,0	0,103
		Координата Y	8	6,3	8,6	47,1	0,139
Источник 3	29,2	Координата Z	13,5	3,7	13,1	4,8	0,459
		Координата X	36	1,4	37,7	1,7	2,091
		Координата Y	10	5	7,2	25,3	1,497
Источник 4	37,0	Координата Z	13,5	3,7	13,4	14,1	0,041
		Координата X	20	2,5	25,8	10,0	2,200
		Координата Y	8	6,3	7,9	29,5	0,045
Источник 5	20,0	Координата Z	13,5	3,7	14,1	1,9	1,100
		Координата X	5	10	7,3	20,5	1,462
		Координата Y	8	6,3	7,6	31,1	0,175

Примечание: критическое значение t-критерия Стьюдента при выборке n=30 и доверительной вероятности 0,95 равно 2,042

- местоположение источника возбуждения;
- частота возбуждения в источнике;
- интенсивность источника возбуждения.

При оценке уровня вибрации вблизи от источника возбуждения также можно оценить массу вибрирующей детали.

Данная дополнительная информация о характере источников возбуждения, иначе говоря, дефектов, позволит проводить диагностирование нефтегазоперекачивающего оборудования с большей достоверностью и на более ранней стадии, что в конечном итоге повысит его надежность и долговечность. Также данный метод исключает субъективные факторы при диагностировании, что открывает возможности для создания автоматизированных систем диагностики, и обслуживании оборудования по фактическому техническому состоянию.

Рассчитано, что внедрение методики позволяет уменьшить интенсивность отказов насосов с $0,3414 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ до $0,220 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ (на 35%) и увеличить среднюю наработку на отказ с 2929 до 4556 часов (на 55%). А для ГПА – уменьшить интенсивность отказов с $0,1204 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ до $0,1019 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ (на 15%) и увеличить среднюю наработку на отказ с 8306 до 9811 часов (на 18%).

В третьей главе проведен анализ развития систем вибрационной защиты оборудования.

Анализируя способы повышения надежности перекачивающего оборудования, можно отметить, что эффективным методом является снижение вибрационных нагрузок, иначе говоря, применение вибрационной защиты.

Первые элементы систем виброзащиты начали появляться еще до нашей эры. В I веке до н.э. римляне использовали подрессоренные колесницы для путешествий. Они использовали некое подобие рессоры в виде цепей или

кожаных ремней. После распада Римской империи некоторые технологии были утрачены, и вернулись к ним в 15 веке.

В конце XVII в. в Берлине были разработаны стоячие рессоры — S-образные пружины, связывающие колёсные оси с кузовом. В 1805 г. была изобретена лежачая рессора каретным мастером Эллиотом. Она располагалась между колёсной осью и кузовом экипажа и изготавливалась из закалённых полос стали заданной дугообразной формы.

С появлением автомобилей существующие на тот момент принципы виброзащиты для карет уже не справлялись — автомобили были быстрее и тяжелее. Первые амортизаторы фрикционного типа появились в 1902 г., когда инженеры французской компании «Mors» установили на гоночный автомобиль «Mors Type Z 60 HP» фрикционные амортизаторы, которые состояли из пары рычагов с трущимися элементами. Амортизаторы были недорогими и простыми в производстве, однако их ресурс был крайне низок. Тем не менее, они встречались на автомобилях вплоть до 50-х годов.

В 1906 г. французский инженер Морис Худейи запатентовал гидравлические рычажные (лопастные) амортизаторы, однако в то время они не привлекли к себе большого внимания со стороны автопроизводителей. Это был масляный цилиндр, в корпусе которого располагалась ось с несколькими лопатками с отверстиями. Дальнейшим развитием этих узлов стали рычажные амортизаторы поршневого типа — вместо оси с лопатками в корпусе устанавливался поршень, который приводился в движение через кривошипно-шатунный механизм. В корпусе располагались клапаны, которые регулировали проток масла из одной полости в другую и обеспечивали демпфирующий эффект. Такая система была удобна с точки зрения унификации: для настройки подвески конкретной модели автомобиля достаточно было установить клапаны с оптимальной пропускной способностью.

Амортизаторы телескопической конструкции впервые появились на автомобиле «Lancia Lambda» ещё в 1922 году. Данные амортизаторы получили широкое распространение в конце 40-х, когда компания «Ford» начала массовый выпуск моделей с подвеской типа «Макферсон».

В начале 20-го века локомотивами внедрения средств виброзащиты были крупное оборудование и автомобили. При этом если для автомобилей применение виброизоляторов и амортизаторов казалось очевидным, то в оборудовании их внедрение зачастую вызывало споры.

Так, в первой половине 20-го века было 4 основных способа уменьшения вибрации оборудования. Первое — снижение активности самого оборудования, в том числе центрирование вала и т.д. Второе — изменение конструкции оборудования, в том числе увеличение массы фундамента. Третье — добавление динамического гасителя (то есть присоединение к объекту дополнительной механической системы, изменяющей характер его колебаний). Четвертое —

виброизоляция (то есть установка между объектом и источником дополнительной системы, защищающей объект от механических воздействий, возбуждаемых источником).

На практике начали часто применять второй способ – увеличение массы фундамента, хотя часто это вело к увеличению массы, металлоемкости и затрат на сооружение объектов в 3...5 раз. На сегодняшний день общепризнанным методом является виброизоляция, но поначалу ее внедрение происходило с трудностями. Еще в 1939 г. П.Л. Капица предлагал отказаться от массивных фундаментов в пользу использования амортизаторов, поскольку зачастую масса фундаментов принималась чрезмерно завышенной, и в большинстве случаев необходимость в них отсутствует при наличии системы виброизоляции.

Во второй половине 20-го века развитие средств вибрационной защиты оборудования пошло по четырем принципиальным направлениям:

- виброизоляторы с линейной силовой характеристикой;
- средства виброзащиты, основанные на демпфировании;
- виброизоляционные системы с квазиулевой жесткостью;
- активная виброизоляция.

Виброизоляторы с линейной силовой характеристикой представляют собой широкий перечень средств, таких как пружинные виброизоляторы, резиновые амортизаторы, рессоры, торсионы и т.п. На сегодняшний день в силу технической простоты виброизоляторы с линейной силовой характеристикой получили всевозможные варианты исполнения и применяются повсеместно. Однако такие виброизоляторы имеют ограниченную эффективность виброизоляции и снижают уровень вибрации обычно не более чем на 20-25 дБ.

Ограничением виброизоляторов с линейной силовой характеристикой является, соответственно, данная линейность. Поэтому логичным развитием систем виброизоляции стало использование нелинейной силовой характеристики, что привело к получению характеристики с квазиулевой жесткостью. В общем случае в такой характеристике в некоторой точке имеется практически нулевая жесткость. Малая жесткость системы при значительной нагрузке позволяет уменьшить частоту собственных колебаний до значений 1 Гц и менее, что дает возможность изолировать широчайший спектр колебаний. В разных источниках иногда встречаются и синонимы: система с отрицательной жесткостью (*system with negative stiffness*), система с нулевой жесткостью (*zero-stiffness system*), *system with high static low dynamic stiffness*.

Впервые упругие системы с квазиулевой жесткостью были предложены профессором П.М. Алабужевым в 1967 г. В качестве одного из направлений их использования были предложены ручные инструменты, в частности, пневмомолотки.

В 1993 г. в США была основана Компания «Minus K Technology» инженером D.L. Platus, деятельность которой была направлена на коммерческое внедрение систем виброизоляции с квазиулеевой жесткостью пассивного типа.

Большим потенциалом в виброзащите по эффективности обладает активная виброизоляция. Первые идеи активного гашения – патент Lueg'a, 1934 г. (Германия) и работы Н. Olson'a 50 гг. (США) относились к шуму. Во время Второй мировой войны активные системы виброзащиты получили сильный импульс, поскольку они были применены к системам обороны. В 1950-х годах разрабатывались системы активного подавления вибрации для сидений вертолетов. В СССР разработка активной виброзащиты началась в 60-е годы в Институте машиноведения АН СССР под руководством акад. К.В. Фролова и проф. М.Д. Генкина. В промышленности активная виброизоляция начала внедряться в 1990-е годы в области прецизионного оборудования. Развитию активной виброизоляции способствовало появление серьёзных теоретических основ активной вибро- и шумозащиты. Решающую роль сыграло появление эффективных цифровых алгоритмов настройки.

Составленная технико-историческая картина развития систем вибрационной защиты показала следующие проблемы и тенденции:

1. Часто используется массивный фундамент для установки оборудования вместо использования средств виброизоляции, хотя это могло уменьшить капитальные затраты, снизить время строительства, увеличить долговечность машин и сооружений.

2. Популярным методом виброизоляции остается применение упругих систем с линейной силовой характеристикой, хотя их недостатком является относительно высокая частота собственных колебаний. Это осложняет их применение в случаях, когда имеется низкая частота возбуждения или требуется высокая степень вибрационной защиты.

3. Среди средств виброизоляции на данный момент крайне перспективным является применение пассивных виброизоляционных систем с силовой характеристикой с квазиулеевой жесткостью.

4. Среди концепций виброизоляторов с квазиулеевой жесткостью различных авторов преобладают варианты, когда для достижения необходимой силовой характеристики используется набор из упругих элементов, что ведет к трению в системе и снижению виброизоляционных качеств. Поэтому необходима разработка виброизоляторов с квазиулеевой жесткостью, выполненных в виде одиночных компактных элементов.

В продолжение развития систем вибрационной защиты в соответствии с вышеупомянутыми проблемами в **четвертой главе диссертационной работы** выполнена разработка научно-технических основ проектирования виброизолятора с квазиулеевой жесткостью тарельчатого типа, обладающей высокой

эффективностью и компактностью, для использования на нефтегазоперекачивающем оборудовании.

Принято решение проектировать виброизолятор с квазиулеевой жесткостью в виде одиночного элемента тарельчатой (купольной) формы (Рисунок 16), что позволяет снизить трение в системе, уменьшить габариты по высоте, упростить настройку и монтаж. Виброизолятор изготовлен из упругого материала и условно состоит из верхней опорной стенки 1, стенки 2 и нижней опорной стенки 3. Для настройки параметров виброизолятора используется регулируемый хомут 5, опоясывающий стойку 4 из мягкого материала, и хомут 6.

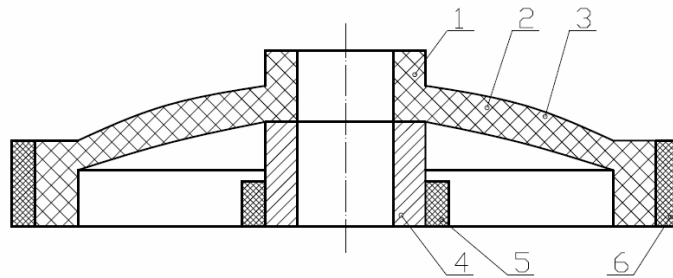


Рисунок 16 – Виброизолятор с квазиулеевой жесткостью с возможностью регулирования

Проведено аналитическое исследование характеристик виброизолятора и определение силовой характеристики на основе положений теоретической механики и сопротивления материалов. В качестве исходных параметров приняты радиусы нижней (r_2) и верхней (r_1) опорных стенок виброизолятора, толщина наклонной стенки (t), толщина опорных стенок (t_s), высота опорных стенок (h_s), модуль упругости материала (E) и расчетная прочность материала виброизолятора ($[\sigma]$). Получена методика расчета параметров виброизолятора:

1. Определение вспомогательных коэффициентов:

$$k_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{\frac{t^3 d_2}{8t_s h_s^3} + \ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (12)$$

2. Определение высоты подъема стенки:

$$S = \frac{1}{\sqrt{3}} t (r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}}}. \quad (13)$$

3. Определение рабочей нагрузки:

$$F = \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} t^4 E (r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\ln \frac{r_2}{r_1}}}{\left((r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1} \right)^{1,5}}. \quad (14)$$

4. Определение наибольших напряжений в стенке виброизолятора

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{3} t^2} \left(\frac{r_2(1 - k_v)}{r_1} - 1 \right). \quad (15)$$

Поскольку разработанный виброизолятор находится в сложном напряженно-деформированном состоянии, то необходимо провести анализ его устойчивости. Анализ проводился в безмерных значениях. В качестве условий устойчивости принято, что продольная сила в стенке должна быть меньше критического значения, вычисленного согласно формуле Эйлера, а также, что относительная деформация в стенке должна быть не более заданного предельного значения ε_{\max} . С точки зрения выполнения данных условий установлено, что наибольшая безразмерная рабочая нагрузка в зависимости от значений k_s и безразмерного радиуса \bar{r} (отношение наружного радиуса виброизолятора к внутреннему) ограничена областью, находящейся внутри граничной поверхности, представленной ниже (Рисунок 17). Также получены значения наибольшей безразмерной рабочей нагрузки (Рисунок 18).

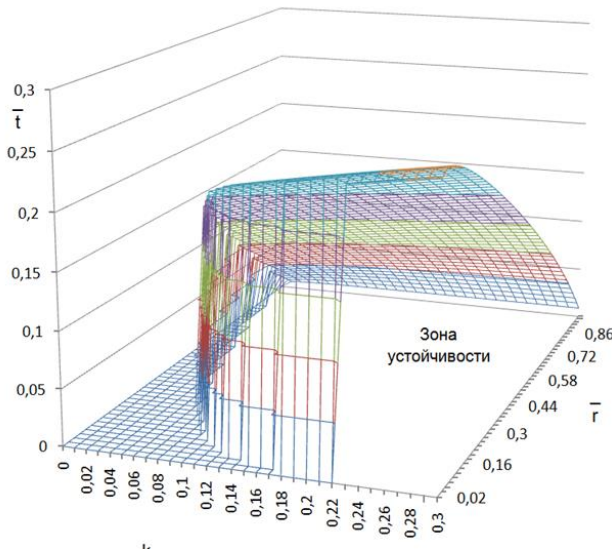


Рисунок 17 – Границы зоны устойчивости, в зависимости от параметров k_s и безразмерных величин \bar{r} и \bar{t} (при $\varepsilon_{\max}=0,05$)

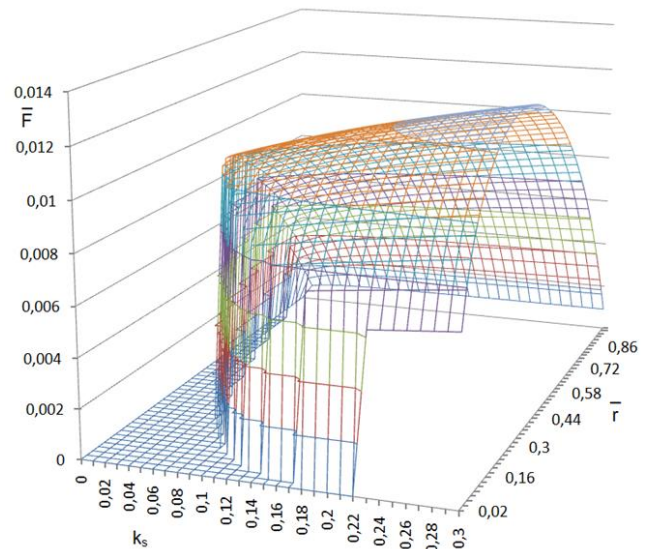


Рисунок 18 – Наибольшая безразмерная рабочая нагрузка в зависимости от значений k_s и безразмерного радиуса \bar{r} (при $\varepsilon_{\max}=0,05$)

На основе установленных областей устойчивости и полученных ранее формул определены оптимальные безразмерные параметры виброизолятора с точки зрения максимума номинальной безразмерной нагрузки при заданных габаритах.

При эксплуатации перекачивающего оборудования необходимо как уменьшать динамическую силу, передаваемую на фундамент, так и минимизировать возможные перемещения. Применение систем виброизоляции ослабляет жесткую связь между фундаментом и оборудованием, что с одной стороны уменьшает передачу динамической силы от оборудования на фундамент, но при этом возникает вероятность увеличения амплитуды его колебаний.

Для решения данной проблемы системы виброизоляции предлагается дополнять динамическим гасителем колебаний, который позволяет перенять на себя энергию колебаний и снизить вибрацию основного оборудования. Соответственно, одновременное применение систем виброизоляции и динамического гасителя колебаний снизит одновременно и динамическую силу, передаваемую на фундамент, и общее вибрационное состояние.

Рассмотрим, каким образом различные способы монтажа нефтегазоперекачивающего оборудования влияют на его вибрационное состояние:

- жесткое соединение оборудования с фундаментом;
- установка оборудования на пружинные виброизоляторы;
- установка оборудования на виброизоляторы с квазинулевой жесткостью;
- установка оборудования на виброизоляторы с квазинулевой жесткостью, дополненные динамическим гасителем колебаний.

Анализируемыми значениями примем значения общего вибрационного состояния (виброскорость) и силу, передаваемую на фундамент, на примере насоса НМ 2500-2300 с эксцентриситетом ротора насоса и электродвигателя 10 мкм и 19 мкм, и радиальной несоосностью 10 мкм. Результаты расчета сведем в Таблицу 3.

Из Таблицы 3 видно, что за счет относительно невысокой частоты собственных колебаний магистрального нефтеперекачивающего агрегата (18,6 Гц) применение систем виброизоляции на обычных пружинах сохраняет высокий общий уровень вибрации оборудования, так же как и значительную динамическую силу, передаваемую на фундамент. Применение систем виброизоляции с квазинулевой жесткостью позволяет значительно уменьшить динамическую силу, но виброскорость оборудования также остается большой. При ее дополнении динамическим гасителем колебаний возможно уменьшение как общего уровня вибрации (до 0,7 мм/с), так и практически исключить динамически передаваемую силу (коэффициент передачи силы равен $8 \cdot 10^{-5}$).

Таблица 3 – Уровень вибрации и коэффициент передачи силы при различных способах монтажа оборудования

Параметр	жесткое соединение	пружинные вибро-изоляторы	виброизоляторы с квазиулевою жесткостью	
			без динамического гасителя колебаний	с динамическим гасителем колебаний
Дата внедрения	18-й век	1930-е гг.	1990 г.	2019 г. *
Частота собственных колебаний, Гц	18,6	8	1	1
Жесткость монтажа, МН/м	5,667	1,048	0,016	0,016
Амплитуда колебаний, мкм	83,7	74,0	72,1	14,0
Виброскорость, мм/с	4,18	3,70	3,61	0,70
Передаваемая на фундамент сила, Н	474,27	77,58	1,18	0,23
Коэффициент передачи силы	0,16061	0,02627	0,00040	0,00008

Примечание: * – указан год, когда данный подход был проанализирован и предложен Автором.

Далее были проведены экспериментальные исследования разрабатываемого виброизолятора с квазиулевою жесткостью. Отмечаем, что его особенностью является возможность использования единой геометрической формы для всех типоразмеров из различных материалов. Для экспериментальной апробации было разработано два типоразмера идентичной геометрической формы: с наружным диаметром 55 мм (Рисунок 19) и 96 мм (Рисунок 20). Прототипы были изготовлены из амортизационных резин ИРП1346, ИРП1347, ИРП1348 и фторкаучуковой резины СКФ-32 по формам типов В-45-27-5 (Рисунок 21) и В-80-40-8. Пресс-форма и виброизоляторы были изготовлены по эскизам автора на базе предприятия ООО НПФ «ТехноЭласт» (г. Уфа).

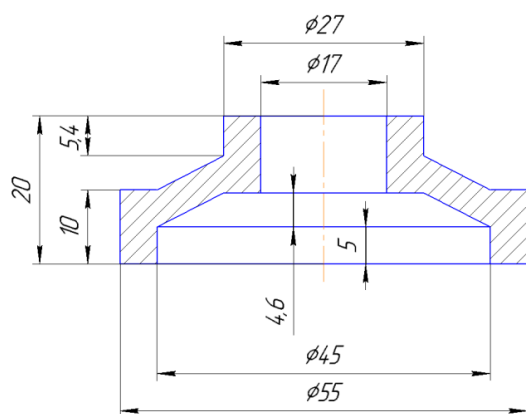


Рисунок 19 – Чертеж экспериментального виброизолятора типа В-45-27-5

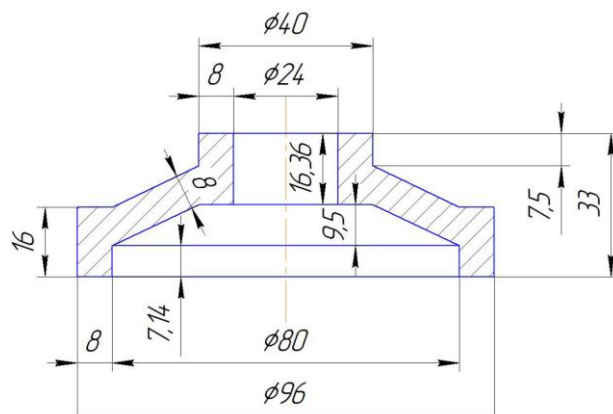


Рисунок 20 – Чертеж экспериментального виброизолятора типа В-80-40-8

В ходе экспериментов по определению силовой характеристики использовался механический пресс (Рисунок 22), оснащенный цифровым измерителем нагрузки. Механический пресс позволяет производить сжатие с шагом 0,75 мм. Результаты определения силовых характеристик приведены ниже.



Рисунок 21 – Изготовленные экспериментальные виброизоляторы с формой типа В-45-27-5 из материалов слева направо: ИРП1346, ИРП1347, ИРП1348, СКФ-32



Рисунок 22 – Механический пресс, оснащенный цифровым измерителем нагрузки

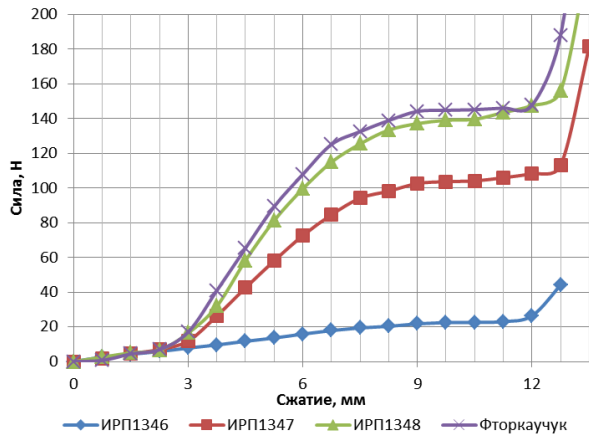


Рисунок 23 – Силовые характеристики виброизолятора формы типа В-45-27-5

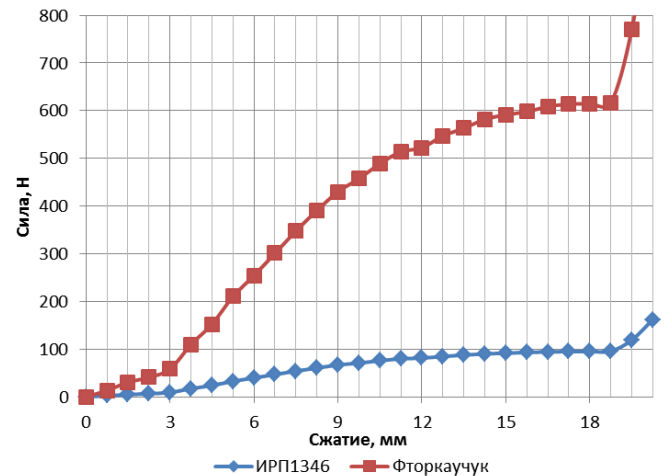


Рисунок 24 – Силовые характеристики виброизолятора формы типа В-80-40-8

Обобщенные результаты экспериментальных исследований по определению параметров силовой характеристики представлены ниже (Таблица 4). Полученные значения относительной жесткости порядка 0,03-0,06 показывают, что эффект квазиулевого жесткости для разработанных виброизоляторов достаточно велик, на относительно малом сжатии достигаются значения жесткости аналогичные как для линейных виброизоляторов со сжатием в 17-33 раз большим.

Таблица 4 – Обобщенные результаты экспериментальных исследований по определению параметров силовой характеристики

Типы геометрической формы	Материал	x_0 , мм	F_0 , Н	c_0 , кН/м	χ	Расчетная частота собственных колебаний, Гц
В-45-27-5	ИРП1346	10,5	22,6	0,11	0,053	1,13
В-45-27-5	ИРП1347	10,5	104,0	0,57	0,058	1,18
В-45-27-5	ИРП1348	10,5	139,6	0,79	0,059	1,20
В-45-27-5	СКФ-32	10,5	145,1	0,48	0,035	0,92
В-80-40-8	ИРП1346	18	95,1	0,31	0,058	0,90
В-80-40-8	СКФ-32	18	615,0	1,60	0,047	0,81

Примечание: F_0 – оптимальная нагрузка; x_0 и c_0 – сжатие и жесткость при оптимальной нагрузке; относительная жесткость $\chi = c_0 x_0 / F_0$

Следующим этапом экспериментальных исследований является анализ характеристик разработанных виброизоляторов с квазиулеевой жесткостью в динамических условиях.

Коэффициент передачи силы определяется при помощи тензодатчиков, установленных на виброизоляторах, т.е. до и после приложения динамической силы согласно представленной принципиальной схеме установки датчиков (Рисунок 25 и Рисунок 26).

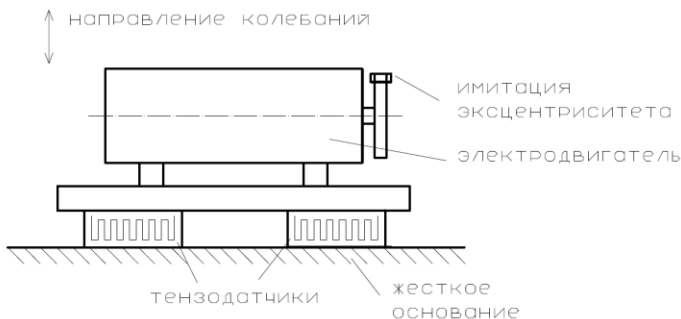


Рисунок 25 – Принципиальная схема установки тензодатчиков для определения коэффициента передачи силы (без виброизоляторов)

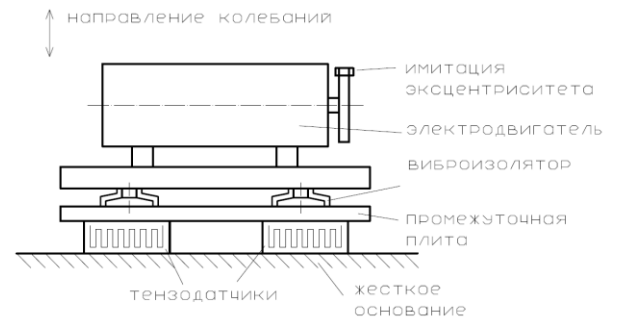


Рисунок 26 – Принципиальная схема установки тензодатчиков для определения коэффициента передачи силы (с виброизоляторами)

В ходе эксперимента изменяемыми параметрами были интенсивность источника возбуждения, которая напрямую зависит от его частоты, а также масса условного оборудования.

Исходя из массы стенда 5,6 кг, были использованы виброизоляторы В-45-27-5 из ИРП1346. В качестве источника возбуждения использован источник №3 экспериментального стенда, для которого частота меняется в пределах от 20 до 33,9 Гц. Тогда шаг по частоте возбуждения составит 3,475 Гц. Так как

наибольшие нагрузки на виброизолятор составляют 31 Н, следовательно, нагружать стенд следует с 5,6 кг до общей массы 12,4 кг, при этом шаг по увеличению массы составит 1,7 кг. Результаты измерения нагрузки с виброизоляторами и без них представлены ниже.

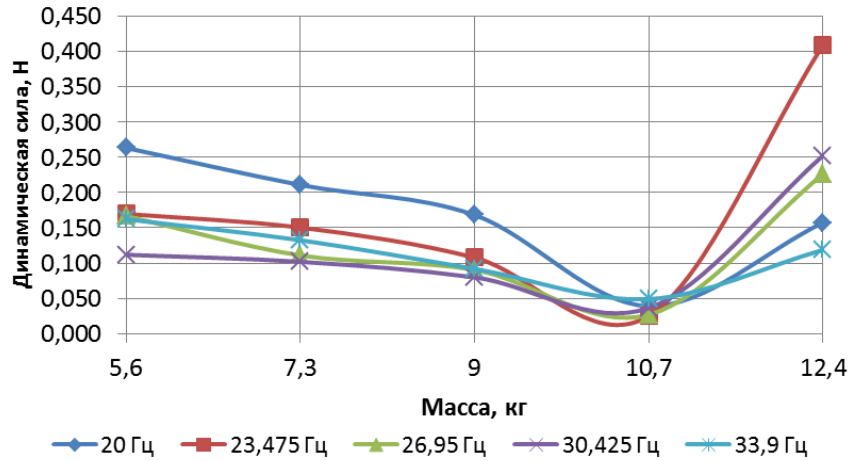


Рисунок 27 – Результаты измерения динамической нагрузки, передаваемой на основание, при наличии виброизоляторов

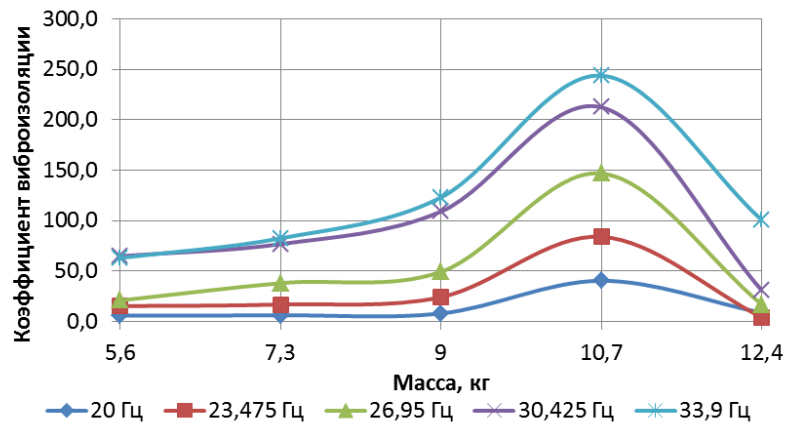


Рисунок 28 – Коэффициент виброизоляции исследуемых виброизоляторов

На основе полученных данных определяется коэффициент передачи силы и коэффициент виброизоляции (Рисунок 28). Проведенные исследования показывают высокую эффективность разработанных моделей виброизоляторов.

Далее были рассмотрены вопросы практического применения разрабатываемого виброизолятора. Проанализированы наиболее вероятные материалы, пригодные для создания образца разрабатываемого виброизолятора с квазиулевой жесткостью. Доказано, что наиболее полно фактическим условиям работы соответствуют рессорная сталь 65Г и фторкаучуковая резина СКФ-32. На основе полученных ранее формул разработан типовой ряд виброизолятора с квазиулевой жесткостью, определены геометрические параметры, выполнен

подбор виброизоляторов для различного оборудования. К примеру, для виброизоляции насоса марки НМ-10000-210 необходимо использовать 32 виброизолятора с условным обозначением 1000-65Г-0,06, где 1000 – номинальная нагрузка виброизолятора с квазиулевым жесткостью (в Н); СГ65 – обозначение применяемого материала; 0,06 – принимаемая относительная предельная деформация материала виброизолятора (в долях единицы).

Проведена оценка долговечности виброизолятора с квазиулевым жесткостью, изготовленного из полимерных материалов. Установлено, что при работе оборудования с возбуждающей частотой 50 Гц количество циклов до локального разрушения равно $11,5 \cdot 10^9$ циклов или 63,8 тысяч часов.

Проведена оценка влияния систем виброизоляции на потребности в объеме фундамента при сооружении насосных агрегатов. В качестве примера рассмотрим нефтеперекачивающий агрегат, состоящий из магистрального насоса марки НМ 10000–210 и электрического привода марки СТДП–6300–2Б. Установлено, что минимальный объем бетона, требуемый для изготовления фундамента под насосным агрегатом, равен следующему (Таблица 5):

Таблица 5 – Минимальный объем бетона, требуемый для изготовления фундамента непосредственно под насосным агрегатом при различных способах установки

Грунт	Без применения средств виброзащиты, м ³	Использование виброизоляторов с эффектом квазиулевым жесткости, м ³
Суглинок	60,9	23,5
Глины	41,7	16,1
Супесь	41,6	16,0
Мелкий песок	21,1	8,1
Песок средней крупности	17,0	6,5

Согласно приведенной таблице использование виброизоляторов с эффектом квазиулевым жесткости позволяет уменьшить минимальный объем фундамента на 60%. Таким образом, применение данного подхода позволит еще на стадии проектирования уменьшить глубину, массу фундамента, сроки строительства и снизить общие капитальные затраты.

Проведен анализ влияния систем виброизоляции с квазиулевым жесткостью на повышение долговечности подшипников нефтеперекачивающего оборудования. Использование систем виброизоляции с квазиулевым жесткостью в совокупности с динамическим гасителем колебаний позволяет уменьшить виброскорость с 4,18 мм/с до 0,7 мм/с (Таблица 3), следовательно, увеличить расчетный ресурс подшипников на 67%. Таким образом, применение систем виброизоляции с квазиулевым жесткостью в совокупности с динамическим гасителем значительно повышает долговечность подшипников узлов.

Пятая глава посвящена анализу развития метаматериалов и перспективам их использования в виброизоляции промышленного оборудования. Современные достижения в области 3D печати открывают новые возможности в их создании. Создание структуры метаматериалов, обеспечивающей отрицательную или квазинулевую жесткость, позволяет получить им необычные свойства, крайне перспективные для вибрационного и ударного поглощения и изоляции.

Первые метаматериалы создавались для придания материалу уникальных электромагнитных свойств. В конце XIX века были представлены научные работы по управлению электромагнитными волнами. В 1887 г. Дж. Ч. Бозе разработал концепцию микроволновой оптики и в 1898 г. сделал первые исследования «искусственных материалов», ныне метаматериалы, проведя микроволновый эксперимент на скрученных структурах-геометриях.

В 1904 г. вышел ряд публикаций в области волновых исследований, где обсуждалась возможность получения отрицательной фазовой скорости, сопровождаемой антипараллельной групповой скоростью, в частности Г. Лэмбом и А. Шустром.

В 1914 году К.Ф. Линдман работал над «искусственными» хиральными средами, встраивая множество случайно ориентированных небольших проволочных спиралей в среду-носитель. В 1920-1922 гг. К.Ф. Линдман исследовал распространение микроволны в проволочных спиралях на макроуровне.

В 1948 году Кок изготовил легкие микроволновые линзы, периодически размещая проводящие сферы, диски и полосы, тем самым изменял эффективный показатель преломления искусственных сред. С тех пор искусственные сложные материалы стали предметом изучения многих исследователей по всему миру.

В 1967 году В.Г. Веселаго теоретически исследовал распространение плоской волны в материале, диэлектрическая и магнитная проницаемости которого одновременно отрицательные. Это позволило получить отрицательный коэффициент преломления.

В продолжение научных трудов В.Г. Веселаго в 2000 г. Д.Р. Смит и С. Шульц сконструировали композитную среду и продемонстрировали наличие аномальной рефракции в ней.

Известны метаматериалы с приданием необычных свойств и другого физического характера. Метаматериалы с отрицательным коэффициентом Пуассона были описаны в 1987 г. В 1990 г. К. Эванс по отношению к данным метаматериалам предложил термин «ауксетические метаматериалы», который закрепился по сей день.

Акустические метаматериалы направлены на получение уникальных свойств в области изменений или поглощения звуковых волн. Исследования с использованием акустических метаматериалов начались в 2000 г. с изготовления и демонстрации звуковых кристаллов в жидкости. В 2009 г. Дж. Томас, Л. Инь и

Н. Фанг представили ультразвуковую линзу из метаматериала для фокусировки звука частотой 60 кГц.

Первые промышленные опыты по применению акустических метаматериалов были для изоляции самолетов в 2017 г. в результате совместного исследования научных центров Center of Applied Aeronautical Research и Mecanum Inc. В 2019 г. компания Nissan на выставке CES в Лас-Вегасе представила шумоизоляционный метаматериал для автомобиля, который эффективно поглощает звуковые колебания с частотой 500-1200 Гц (Рисунок 29).

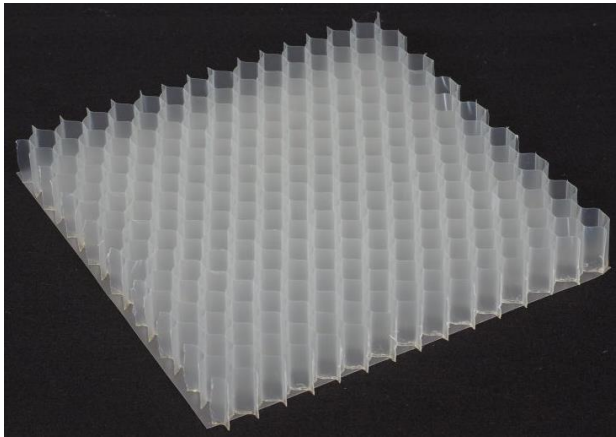


Рисунок 29 – Шумоизоляционный метаматериал, разработанный Nissan

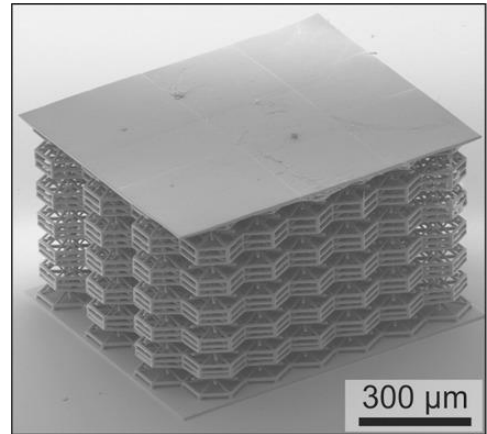


Рисунок 30 – Метаматериал Френцеля Т. с трехмерной микрорешеткой

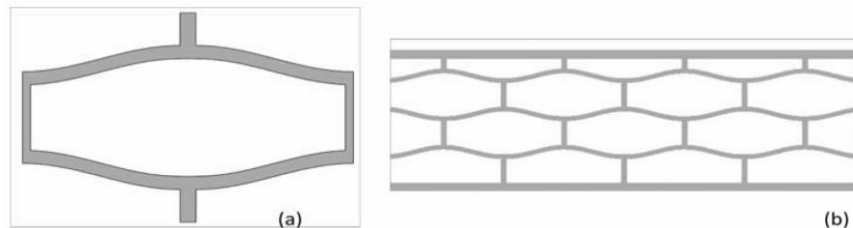


Рисунок 31 – Конструкция элементарной ячейки (а) и общая конструкция (б) удароизоляционного материала, предложенная Т. Клатт в 2013 г.

В конструкциях и метаматериалах отрицательная жесткость обычно достигается за счет протяженных или балочных элементов, подвергающихся как сжатию, так и изгибу линейных пружин при вращении или специального расположения материалов.

М. Вангбо в 1998 г. проанализировал использование предварительно сжатой и защепленной балки и нагруженной в средней точке на предмет получения отрицательной жесткости на практике.

Исследования бистабильного механизма на предмет гистерезисных свойств изучал Г. Пуглиси в 2000 г. и отметил два различных вида определяющего

поведения: гистерезисное и стабильное размягчение. Позже в 2001 г. Ю. Цю и др. представили бистабильный механизм на основе предварительно изогнутых балок, который не использовал остаточное напряжение при сжатии для своей бистабильности. Использование периодических структур на подобию метаматериалов в области ударозащитных и виброизоляционных метаматериалов изучалось А. Carrella в 2000-е годы.

В 2010 г. А.Р. Валеевым и А.Н. Зотовым представлена концепция метаматериала для использования в качестве виброизоляционного уплотнения вращающегося вала.

Основываясь на работе Ю. Цю, Т. Клатт и др. в 2013 г. представили восстанавливаемую удароизоляционную ячеистую структуру для поглощения механических нагрузок, которая была разработана путем периодического повторения элементарной ячейки отрицательной жесткости (Рисунок 31).

Д.М. Корреа и др. в 2013 г. изготовили сотовые структуры отрицательной жесткости с использованием селективного лазерного спекания (SLS) и провели экспериментальные исследования по определению их силовой характеристики.

В 2014 г. были проведены экспериментальные и численные исследования разнонаправленных конструкций метаматериалов с отрицательной жесткостью. Б. Флорийн и др. представили модель мягкого пористого метаматериала с отрицательной жесткостью, которая настраивалась путем сжатия материала вдоль одной из осей.

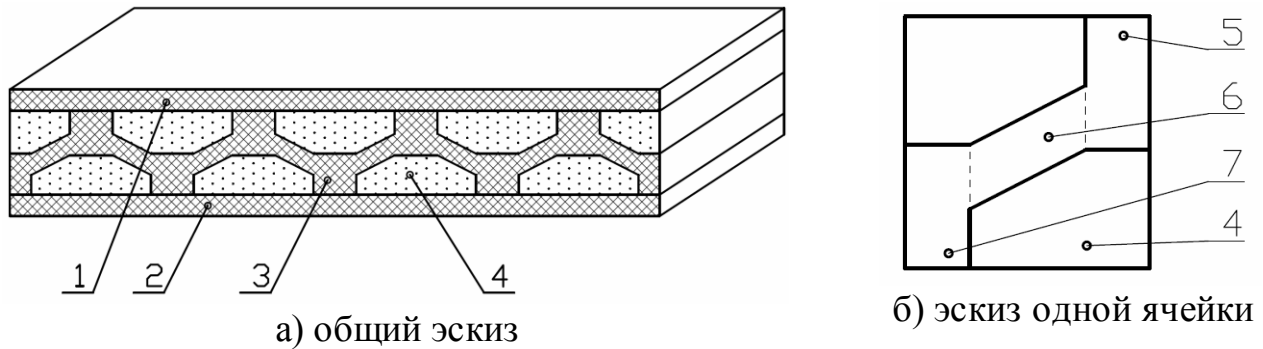
Различные пространственные метаматериалы, обладающие отрицательной жесткостью в одном направлении, также были представлены в 2015-2016 гг. группами исследователей в лице Рафсанджани, Рестрепо, Френцелем, Шаном и др. Все эти метаматериалы обладают высокими ударозащитными свойствами.

К. Че и др. в 2015 г. использовали небольшие изменения геометрии элементарной ячейки для получения детерминированной последовательности деформации для однонаправленного метаматериала. С. Финдейсен и др. в 2017 г. представили подробное аналитическое и численное исследование деформации и рассеяния энергии трехмерных ячеек для метаматериала. В работе Т. Френцеля и др. (2016 г.) был представлен метаматериал с отрицательной жесткостью, состоящий из трехмерных микрорешеток с нестабильностью только вдоль вертикальной оси (Рисунок 30). Голдсберри и Надкарни в 2018 г. провели исследования на определение динамической реакции под действием различных нагрузок и изучали распространение волн в метаматериале.

Установлено, что из-за отсутствия прямой зависимости между свойствами систем с квазиулевым жесткостью и их габаритами одним из направлений развития метаматериалов со специальными виброизоляционными свойствами является использование в их ячейках структур, обеспечивающих квазиулевым жесткость. Поэтому использование концепции виброизоляционных

метаматериалов позволит получить высокие защитные свойства в условиях малых габаритов.

В шестой главе в продолжение развития метаматериалов разработан виброизоляционный метаматериал с квази нулевой жесткостью. Принципиальный вид такого материала представлен ниже (Рисунок 32). На данный способ получен патент РФ на изобретение.



1, 2 – упругие слои, 3 – внутренний слой; 4 – наполнитель; 5 – верхняя опорная стенка одной ячейки; 6 – наклонная стенка одной ячейки; 7 – верхняя опорная стенка одной ячейки

Рисунок 32 – Концепция виброзащитного метаматериала с внутренней структурой, обеспечивающей квази нулевую жесткость

Проведено аналитическое моделирование ячейки метаматериала с квази нулевой жесткостью. Для проверки возможности изготовления данных метаматериалов были изготовлены образцы при помощи печати на 3D принтере Picaso Designer (Рисунок 33). Был использован упругий пластик с модулем Юнга 74 МПа. Толщина слоев составила 0,3 мм. Проведены экспериментальные исследования по определению силовой характеристики разрабатываемых метаматериалов. Получено, что даже при незначительной толщине (20 мм) метаматериал может выдерживать значительную рабочую нагрузку (8100 кг/м²), сохраняя при этом эффект квази нулевой жесткости.



Рисунок 33 – Образцы виброизоляционного метаматериала

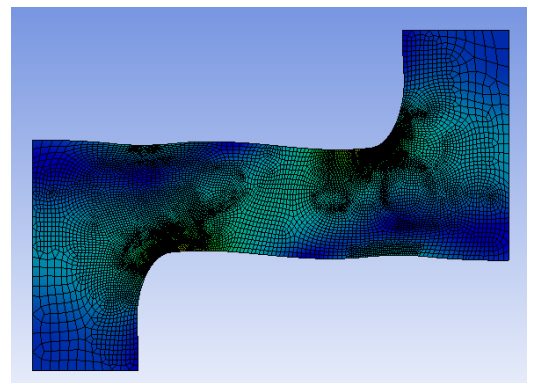


Рисунок 34 – Компьютерная модель половины ячейки метаматериала

Предложен алгоритм оптимизации параметров ячейки метаматериала посредством компьютерного моделирования метода конечных элементов (Рисунок 34) и метода Нелдера-Мида. Получена оптимальная геометрия слоя метаматериала, изготовленного из материала с модулем упругости 74 МПа и максимальной относительной деформацией 0,2 (Рисунок 35 и Рисунок 36). Оптимальная нагрузка составила $14,8 \text{ т/м}^2$, частота собственных колебаний одного слоя – 0,81 Гц, при наличии 10 слоев (толщина метаматериала – 1,25 см) – 0,25 Гц.

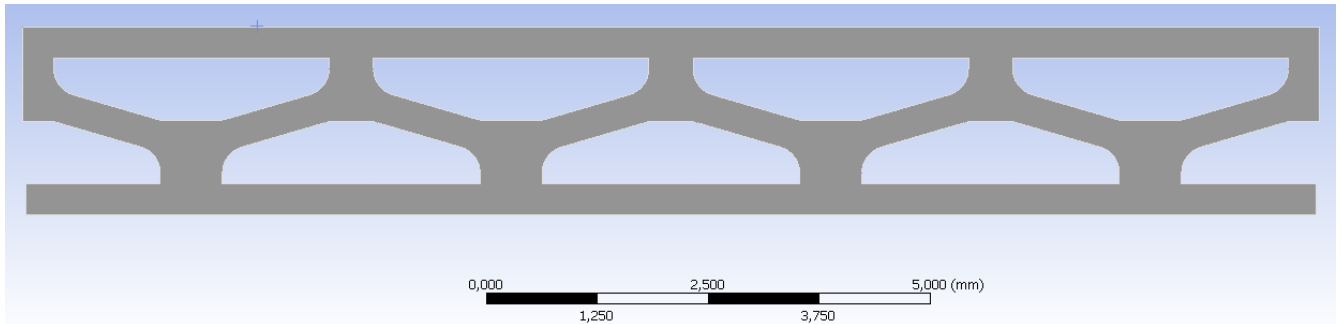


Рисунок 35 – Слой метаматериала с оптимизированными параметрами в ненапряженном состоянии

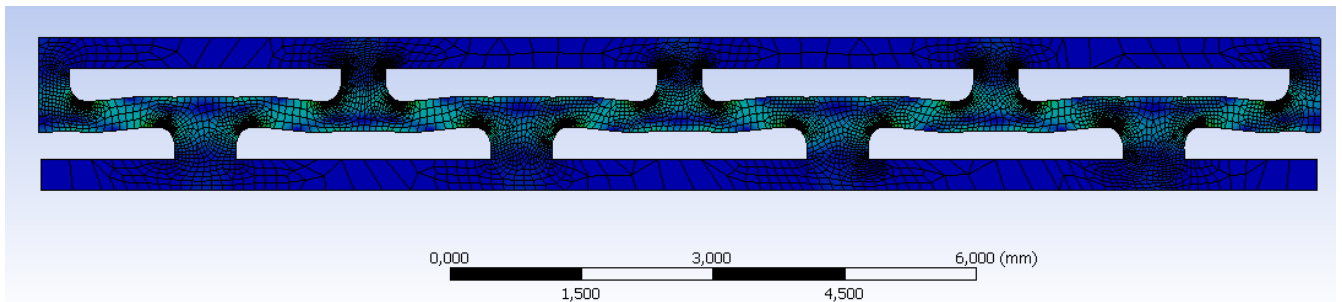


Рисунок 36 – Слой метаматериала с оптимизированными параметрами под рабочей нагрузкой

Таким образом, предлагаемая структура метаматериалов позволяет иметь высокие виброизоляционные свойства и быть эффективной на различных объектах нефтегазовой отрасли, как в добыче, так и на объектах транспорта и хранения нефти и газа.

В совокупности представленные анализ и разработка методов технической диагностики и вибрационной защиты позволят повысить надежность нефтегазоперекачивающего оборудования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе собранного и исследованного материала воссоздана целостная историческая картина развития технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования. Анализ показал следующие проблемы и тенденции: необходимость перехода от предупредительно-плановых ремонтов к обслуживанию по фактическому техническому состоянию; запрос на автоматизацию процессов оценки технического состояния; необходимость разработки новых подходов, использующих исходную информацию другой физической природы.

2. На основе выявленных закономерностей развития и современных запросов технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования разработана новая методика диагностирования, использующая информацию об усилиях в его опорах в масштабах реального времени, позволяющая определить координаты геометрического местоположения источников возбуждения. В рамках данной методики разработана математическая модель колебания нефтегазоперекачивающего оборудования, обусловленного действием различных источников возбуждения, позволяющих определить координаты геометрического местоположения источников возбуждения колебаний по информации об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах диагностируемого оборудования. Разработана экспериментальная установка, включающая электронную и программную части, позволяющая определять геометрическое местоположение источников возбуждения согласно разработанным математическим моделям. Проведены экспериментальные исследования по апробации математической модели распознавания положения одиночных и множественных источников возбуждения, которые показали ее достоверность. Предложена технология диагностирования нефтегазоперекачивающего оборудования, которая использует в качестве дополнительной информации местоположение, частоту, интенсивность и оценочную массу источника возбуждения. Использование технологии позволяет уменьшить интенсивность отказов насосов на 35%, а для ГПА – на 15%.

3. По результатам историко-технического анализа применения систем вибрационной защиты для промышленного оборудования представлена комплексная картина их становления и развития, в том числе изучено развитие виброизоляторов с квазиулевым жесткостью, имеющих наибольший потенциал по эффективности среди систем пассивного типа. Установлено, что среди них наибольшей компактностью и эффективностью обладают виброизоляторы, выполненные в виде одиночного элемента и находящиеся в сложном напряженно-деформированном состоянии.

4. В продолжение развития средств виброизоляции нефтегазоперекачивающего оборудования разработан новый виброизолятор с квазиулевым жесткостью, получены основополагающие зависимости для

определения его характеристик в зависимости от его геометрических параметров и свойств материала. Получены оптимальные параметры виброизолятора с точки зрения максимума нагрузки при заданных габаритах. Установлено, что применение системы виброизоляции с квазинулевой жесткостью, дополненной динамическим гасителем колебаний, позволяет уменьшить как общий уровень вибрации (до 0,7 мм/с), так и практически исключить динамически передаваемую силу (коэффициент передачи силы уменьшен до $8 \cdot 10^{-5}$). Экспериментальные исследования прототипов разработанных виброизоляторов из амортизационных резин ИРП1346, ИРП1347, ИРП1348 и фторкаучука показали значительный эффект квазинулевой жесткости: относительную жесткость 0,03-0,06, частоту собственных колебаний 0,8-1,2 Гц и коэффициент виброизоляции при динамических испытаниях 244. Разработан типовой ряд виброизоляторов с квазинулевой жесткостью на различную нагрузку. Установлено, что в качестве материала для их изготовления наиболее полно соответствуют рессорная сталь и фторкаучуковая резина. Подобраны виброизоляторы с квазинулевой жесткостью для насосов марки НМ, определено необходимое количество виброизоляторов, предложена схема установки. Произведена оценка долговечности виброизолятора с квазинулевой жесткостью из полимерных материалов; ресурс составил 63,8 тыс. часов. Рассчитано, что применение виброизоляторов с квазинулевой жесткостью позволяет уменьшить минимальный объем фундамента под перекачивающим оборудованием на 60%. Установлено, что применение системы виброизоляции с квазинулевой жесткостью в совокупности с динамическим гасителем повышает долговечность подшипниковых узлов на 67% и уменьшает интенсивность отказов насосов на 35%, а ГПА – на 10%. При этом внедрение комплексной технологии мониторинга и вибрационной защиты уменьшает интенсивность отказов соответственно на 56% и 24%. Экономический эффект от ее внедрения на один насосный агрегат составляет 3,8 млн. руб., а при внедрении во всей системе магистрального трубопроводного транспорта нефти – 5,7 млрд. руб.

5. Приведен исторический анализ развития метаматериалов, в том числе метаматериалов со специальными механическими свойствами, перспективными для объектов транспорта нефти и газа. Установлено, что из-за отсутствия прямой зависимости между свойствами систем с квазинулевой жесткостью и их габаритами одним из направлений развития метаматериалов со специальными виброизоляционными свойствами является использование в их ячейках структур, обеспечивающих квазинулевою жесткость.

6. Предложена новая структура метаматериала для виброизоляции нефтегазоперекачивающего оборудования, которая обеспечивает силовую характеристику с квазинулевой жесткостью. Разработана принципиальная конструкция и изготовлены образцы такого материала. Экспериментальным путем доказано, что даже при незначительной толщине (20 мм) метаматериал может выдерживать значительную рабочую нагрузку (8100 кг/м^2), сохраняя при

этом эффект квазинулевой жесткости. Проведена оптимизация параметров ячейки метаматериала, в результате которой установлено, что для материала с упругостью 74 МПа и максимальной относительной деформацией 0,2 оптимальная нагрузка составит 14,8 т/м².

Результаты диссертационной работы представлены в следующих публикациях:

Монографии

1. Валеев, А. Р. Защита от вибрации и ударов системами с квазинулевой жесткостью / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов // Монография. – Уфа: Нефтегазовое дело, 2013. – 166 с.

Учебные пособия

2. Техническая диагностика нефтегазоперекачивающего оборудования: учебное пособие / А. Р. Валеев, Э. М. Велиев, М. М. Велиев, О. М. Саубанов, Т. А. Хакимов. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2020. – 90 с.

Статьи в изданиях, индексируемых в Scopus и/или Web of Science

3. Valeev, A. R. Vibration isolators for oil- and gas-transfer equipment with a low vibration frequency / A. R. Valeev // Chemical and Petroleum Engineering/ Springer New York Consultants Bureau, 2011. – Vol. 47, Issue 5-6, P. 374-377 DOI: 10.1007/s10556-011-9476-0.

4. Valeev, A. R. Application of Disk Springs for Manufacturing Vibration Isolators with Quasi-Zero Stiffness / A. R. Valeev, A. N. Zotov, Sh. A. Kharisov // Chemical and Petroleum Engineering/ Springer New York Consultants Bureau. – 2015. – Vol. 51. – Issue 3-4. – P. 194-200 DOI: 10.1007/s10556-015-0023-2.

5. Valeev, A. Designing of compact low frequency vibration isolator with quasi-zero stiffness / A. Valeev, A. Zotov, Sh. Kharisov // Journal of low frequency noise, vibration and active control / Multi-Science Publishing Company Ltd., 2015. – Vol. 34. -Issue 4. -P. 459-474. <https://doi.org/10.1260/0263-0923.34.4.459>.

6. Valeev, A. Application of Vibration Isolators with a Low Stiffness for the Strongly Vibrating Equipment/ A. Valeev, Sh. Kharisov // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – P. 641–646. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.060.

7. Valeev, A. Experimental study of low frequency vibration isolator with quasi-zero stiffness / A. Valeev, R. Tashbulatov, A. Zotov // Proceedings of the 23th International Congress on Sound and Vibration, 10-14 июля 2016. – Афины, Греция. – С. 266.

8. Valeev, A. Vibration isolating plate with quasi-zero effect / A. Valeev, // Proceedings of the International Conference on Processing of Materials, Minerals and Energy (PMME-2016), India, Ongole. – 2016. – 6p.

9. Valeev, A. The Monitoring System of an Actual Technical Condition for Pumping Units with Frequency Analysis / O. Saubanov, A. Valeev// Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 176. – P. 144-149. DOI:10.1016/j.proeng.2017.02.282.

10. Valeev, A. Study of application of vibration isolators with quasi-zero stiffness for reducing dynamics loads on the foundation / A. Valeev, A. Zotov, A. Tokarev// Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 176. – P.137-143. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.02.281.

11. Tokarev, A. The Application of Passive Vibroprotective Systems Having Power Characteristics with Hysteresis Loops of Rectangular Shape for the Main Pumping Units / A. Tokarev, A. Zotov, A. Valeev// Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 176. – P. 118-127. DOI:10.1016/j.proeng.2017.02.279.

12. Valeev, A. Elastic Suspension of Rotor with Quasi Zero Stiffness for Oil Pumping Units / A. Valeev, A. Kolchin, R. Karimov, R. Tashbulatov and B. Mastobaev // *Journal of Engineering and Applied Sciences*. – 2017. – Vol. 12, Issue 9. – P. 8586-8590. DOI: 10.3923/jeasci.2017.8586.8590.
13. Valeev, A. Numerical and experimental analysis of metamaterials with quasi-zero effect for vibration isolation / A. Valeev // *AIP Conference Proceedings*. – 2017. – Vol. 1859, 020061. – 4 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.1063>.
14. Valeev, A. Vibration Isolating Metamaterial With Arc-Structure / A. Valeev // *IOP Conference Series: Material Science and Engineering*. – 2017. – Volume 225, 012142. – 6 p. DOI:10.1088/1757-899X/225/1/012142.
15. Valeev, A. Designing Metamaterial with Arc-Structure for Wide Broad Vibration Isolating / A. Valeev // *Solid State Phenomena*. – 2017. – Vol. 265. – P. 592-597.
16. Valeev, A. R. Systems with Discontinuous Quasi-Zero Reconstructing Force / A. R. Valeev, A. N. Zotov, O. E. Zubkova, R. G. Rizvanov and M. V. Sviridov // *Mech. Solids*. – 2017. – Vol. 52, Issue 5. – P. 581-586. DOI:10.3103/S0025654417050132.
17. Valeev, A. Design of vibration isolating metamaterial with quasi-zero effect / A. Valeev // *24th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2017; London; United Kingdom; 23 July 2017 до 27 July 2017*; DOI: 2-s2.0-85029423794.
18. Valeev, A. Dynamics of a group of quasi-zero stiffness vibration isolators with slightly different parameters / A. Valeev // *Journal of low frequency noise, vibration and active control*. – 2018. – No 1. – P. 1-4. DOI:10.1177/1461348418756022.
19. Valeev, A. Vibration isolating plate with quasi-zero effect / A. Valeev // *Materials Today: Proceedings*. – 2018. – No 6. – P. 688-692. DOI:10.1016/j.matpr.2017.11.134.
20. Valeev, A. Vibration isolating material with internal structure providing quasi-zero stiffness / A. Valeev // *25th International Congress on Sound and Vibration 2018: Hiroshima Calling, ICSV 2018; Hiroshima; Japan; 8 July 2018 до 12 July 2018*. DOI: 2-s2.0-85058693906.
21. Valeev, A. R. Complex condition monitoring for industrial equipment via remote strain gauge diagnostics and vibration isolating metamaterials / A. R. Valeev // *Vibroengineering PROCEDIA*. – 2017. – Vol. 24. – P. 11-16. DOI: 10.21595/vp.2019.20718.
22. Valeev, A. Material with Quasi-Zero Stiffness for Vibration Isolation in Civil and Industrial Structures and Buildings / A. Valeev, A. Tokarev and A. Zotov // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. – 2019. – Volume 272, 3. Section two. – 6p. DOI:10.1088/1755-1315/272/3/032048.
23. Valeev, A. Durability Increasing of Rotary Equipment Based on Monitoring and Reducing Dynamic Loads / A. Valeev, N. Berezhansky and D. Bylinkin // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. – 2019. – Vol. 272, 2, Section one. – 6p. DOI:10.1088/1755-1315/272/2/022189.
24. Tokarev, A. Reduction of Pipeline Natural Frequencies by Negative Stiffness Vibration Isolators / A. Tokarev, A. Zotov and A. Valeev // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. – 2019. – Vol. 272, 3. Section two. – 8p. DOI:10.1088/1755-1315/272/3/032010.
25. Zotov, A. Vibration Isolating and Impact Protecting Systems with Quasi-Zero Stiffness Providing Wide Operating Area / A. Zotov, A. Valeev // *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer*. – 2019. – P. 299-307.
26. Valeev, A. Locating of Oscillating Defect in Rotary Equipment via Remote Strain Gauge Analysis / A. Valeev, A. Tokarev // *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer*. – 2019. – P. 309-318.

27. Valeev, A. Diagnostics of Industrial Equipment by Locating and Identification of Defects Via Remote Strain Gauge Analysis / A. Valeev, A. Tokarev, R. Karimov // Proceedings – 2019 International Russian Automation Conference, Rus Auto Con 2019. 2019. – 6 p.
28. Saubanov, O. Developing a Complex Approach to the Definition of a Technical Condition of Pump-and-Compressor Equipment / O. Saubanov, A. Valeev, V. Akimov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Volume 459, (2020) – 7p. DOI: 10.1088/1755-1315/459/2/022082
29. Valeev, A. Application of complex technology for monitoring and vibration protection of industrial equipment and analysis of its efficiency / A. Valeev, A. Tokarev and A. Zotov // 2020 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), Sochi, Russia, 2020, pp. 1-5, DOI: 10.1109/ICIEAM48468.2020.9111963.
30. Valeev, A. Method of Defect Identification of Industrial Equipment via Remote Strain Gauge Analysis / A. Valeev // 2020 International Russian Automation Conference (RusAutoCon), Sochi, Russia, 2020, pp. 362-367, DOI: 10.1109/RusAutoCon49822.2020.9208183.
31. Valeev, A. Application of complex technology for monitoring and vibration protection of industrial equipment and analysis of its efficiency / A. Valeev and A. Zotov // 2020 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM), Samara, Russia, 2020, pp. 1-6, DOI: 10.1109/DVM49764.2020.9243869.
32. Valeev, A. Condition Monitoring and Defect Locating of Pumping Equipment by Tensometry and Analysis of Wave Propagation / A. Valeev, A. Gumerov and R. Rabaev // 2020 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon), Vladivostok, Russia, 2020, pp. 1-6, DOI: 10.1109/FarEastCon50210.2020.9271379.
33. Tokarev, A. The Influence of Frequency Regulation on the Pump Piping Vibration / A. Tokarev, A. Valeev // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2021, 6 p. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54814-8_102
34. Valeev, A. Combined vibration and strain gauge analysis for diagnostics of industrial machines / A. Valeev // Akustika, 2021, vol. 39. – p. 38-42. DOI: 10.36336/akustika20213938
35. Valeev, A. Designing and experimental study of compact vibration isolator with quasi-zero stiffness / A. Valeev, R. Tashbulatov, B. Mastobaev // Structural Engineering and Mechanics. – 2021. Volume 79, Number 4, 415-428 pp. DOI: <http://dx.doi.org/10.12989/sem.2021.79.4.415>
36. Valeev, A. Computer Modeling of the Defect Detecting in Pumping Units Using Continuous Strain Gauge Data Analysis / A. Valeev // Proceedings – 2021 International Russian Automation Conference, RusAutoCon 2021, p. 812-816. DOI: 10.1109/RusAutoCon52004.2021.9537321

Патенты и свидетельства на результаты интеллектуальной деятельности

37. Виброопора: Пат. 2426920 / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов, А. Ю. Тихонов; УГНТУ; Заявл. 23.03.2010; Оpubл. 20.08.2011, Бюл. №23.
38. Виброизоляционная подвеска ротора машин и оборудования: Пат. 2440518 / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов; УГНТУ; Заявл. 27.08.2010; Оpubл. 20.01.2012, Бюл. №2.
39. Виброизолятор с квазиулеевой жесткостью: Пат. 2463497 РФ, МПК F16F 3/02, F16F 15/06. / А. Р. Валеев, В. Я. Саньков, Г. Е. Коробков (РФ). - № 2011120530 /11; Заявл. 20.05.2011; Оpubл. 10.10.2012, Бюл. №28.
40. Амортизатор с квазиулеевой жесткостью: Пат. 2557865 РФ, МПК F16F 1/32, F16F 1/373. / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов, Ш. А. Харисов (РФ). - № 2014125159 /11; Заявл. 20.06.2014; Оpubл. 27.07.2015, Бюл. №21.
41. Виброзащитная рукоятка отбойного молотка: Пат. 2578299 РФ, МПК B25D 1724, B25D 17/04, B25F 5/02. / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов, М. Р. Исмагилов, Р. Г. Шарафиев, Р. Г. Ризванов, Р. А. Бакиев, И. Р. Киреев (РФ). - № 2013110922/02; Заявл. 12.03.2013; Оpubл. 27.03.2016, Бюл. №9.

42. Параметры виброизолятора с квазиулевым жесткостью: База данных. 2017620647 РФ, / А. Р. Валеев, Р. Р. Ташбулатов; Заявл. 24.04.2017; Оpubл. 14.06.2017, УГНТУ.

43. Способ диагностики технического состояния роторного оборудования: Пат. 2644646 РФ, МПК G01M 15/00. / А. Р. Валеев, О. М. Саубанов, Р. М. Харисов (РФ). - Заявл. 18.05.2017; Оpubл. 13.02.2018, Бюл. №5

44. Амортизатор с квазиулевым жесткостью: Пат. 2657629 РФ, СПК F16F 1/32; F16F 1/373. / А. Р. Валеев, Р. Р. Ташбулатов (РФ). - № 2017113211; Заявл. 17.04.2017; Оpubл. 14.06.2018, Бюл. №17.

45. Виброизоляционная панель: Пат. 186424 РФ, СПК E04B 1/98; B32B 7/02. / А. Р. Валеев, А. В. Колчин (РФ). - № 2018135007; Заявл. 03.10.2018; Оpubл. 21.01.2019, Бюл. №3.

46. Способ диагностики технического состояния роторного оборудования: Патент РФ №2746076 МПК G01M 15/00, G01M 13/04 / Б. Г. Харрасов, А. Р. Валеев: Заявл. 12.10.2020: Оpubл. 06.04.2021

Статьи в журналах, входящих в перечень ВАК

47. Зотов, А. Н. Виброзащитные и ударозащитные системы, имеющие силовые характеристики с петлями гистерезиса прямоугольной формы / А. Н. Зотов, А. Ю. Тихонов, А. Р. Валеев // Известия высших учебных заведений «Горный журнал». – 2010. – №1. – С. 125 – 131.

48. Валеев, А. Р. Виброизоляционная подвеска валов с квазиулевым жесткостью / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов, А. Ю. Тихонов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов – 2010. – №3 – С.68 – 77.

49. Валеев, А. Р. Применение системы с квазиулевым жесткостью для защиты роторных машин от вибрации / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов, А. Ю. Тихонов // Морские интеллектуальные технологии. – 2010. – №2 – С. 35-37.

50. Валеев, А. Р. Проектирование виброизолятора малой жесткости для защиты нефте- и газоперекачивающих агрегатов / А. Р. Валеев, Г. Е. Коробков // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов – 2011. – №1 – С.129 – 135.

51. Валеев, А. Р. Виброизоляторы нефте- и газоперекачивающего оборудования с низкой частотой собственных колебаний / А. Р. Валеев // Химическое и нефтегазовое машиностроение – 2011. – №6 – С.6 – 8.

52. Валеев, А. Р. Виброизоляционные системы ГПА с низкой частотой вращения ротора / А. Р. Валеев // Газовая промышленность – 2011. – №8 – С.51 – 53.

53. Валеев, А. Р. Экспериментальное исследование виброизолятора малой жесткости для защиты нефте- и газоперекачивающих агрегатов / А. Р. Валеев, Г. Е. Коробков, В. Я. Саньков // Нефтегазовое дело – 2011. – том 9, №2 – С.29 – 33.

54. Валеев, А. Р. Моделирование компактной виброизоляционной опоры с квазиулевым жесткостью / А. Р. Валеев, А. Ю. Тихонов, А. Н. Зотов, Г. Е. Коробков // Тяжелое машиностроение – 2012. – №3 – С.34 – 37.

55. Валеев, А. Р. Моделирование виброизолятора с малой жесткостью для нефтегазоперекачивающего оборудования / А. Р. Валеев, Г. Е. Коробков // Нефтегазовое дело – 2012. – том 10, №1 – С.27 – 30.

56. Валеев, А. Р. Совершенствование виброизоляционных систем нефтеперекачивающих агрегатов / А. Р. Валеев, Г. Е. Коробков // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья – 2012. – №4 – С.22 – 24.

57. Валеев, А. Р. Исследование виброизолятора с квазиулевым жесткостью тарельчатой формы для топливно-энергетического комплекса / А. Р. Валеев, Ш. А. Харисов, А. Н. Зотов, О. М. Саубанов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2013. – №4. – Режим доступа: http://www.ogbus.ru/authors/Valeev/Valeev_4.pdf .

58. Валеев, А. Р. Разработка полимерного низкочастотного виброизолятора с квазиулевым жесткостью / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов, Ш. А. Харисов // Тяжелое машиностроение – 2014. – №10 – С.2 – 6.
59. Валеев, А. Р. Перспективы внедрения автоматизированной системы контроля фактического состояния насосного оборудования / А. Р. Валеев, О. М. Саубанов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья – 2014. – №4 – С.19 – 23.
60. Валеев, А. Р. Использование тарельчатых пружин для изготовления виброизоляторов с квазиулевым жесткостью / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов, Ш. А. Харисов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2015. – №3 – С.33 – 37.
61. Валеев, А. Р. Снижение динамической нагрузки оборудования на этапе проектировании фундаментов нефтеперекачивающих станций / А. Р. Валеев, Р. Р. Ташбулатов, М. М. Галиуллин // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. – 2016. – №1 – С.36 – 39.
62. Valeev, A. R. Mathematical simulation of joint work of a vibration isolator group with quasi-zero stiffness / A. R. Valeev, A. N. Zotov, M. M. Galiullin, T. A. Yanbarisov // Известия Уральского государственного горного университета. – 2018. – №4(52). – С. 74-83.
63. Валеев, А. Р. Применение удаленной тензометрии для обнаружения и определения расположения дефектов при диагностике нефтеперекачивающего агрегата / А. Р. Валеев, А. П. Токарев, Б. Н. Мастобаев // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. – 2018. – №5-6. – С. 7 – 12.
64. Токарев, А. П. Снижение вибрации трубопроводной обвязки насосов на нефтеперекачивающих станциях при помощи виброизоляторов с отрицательной жесткостью / А. П. Токарев, А. Р. Валеев, А. Н. Зотов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. – 2018. – №3. – С. 32 – 36.
65. Валеев, А. Р. Разработка виброударозащитных метаматериалов для снижения негативного воздействия на нефтегазовых объектах / А. Р. Валеев, А. В. Колчин, Е. И. Горбунова, К. К. Садреева // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2019. – №3. С. 113 – 121.
66. Валеев А. Р. Разработка метода определения геометрического положения дефектов перекачивающего оборудования с применением удаленной тензометрии / А. Р. Валеев, Б. Н. Мастобаев, Р. М. Каримов, Р. Р. Ташбулатов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2019. №3. С. 11–15.
67. Валеев А. Р. Апробация метода определения геометрического положения множественных дефектов перекачивающего оборудования с применением удаленной тензометрии / А. Р. Валеев, Б. Н. Мастобаев, Р. М. Каримов, Р. Р. Ташбулатов, Харрасов Б. Г. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2019. № 4. С. 5–10. DOI: 10.24411/0131-4270-2019-10401
68. Валеев А. Р. Применение анализа тензометрических сигналов для диагностики подшипников перекачивающего оборудования / Валеев А. Р., Харисов А. А., Харрасов Б. Г. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2020. № 1. С. 5–8.
69. Валеев А. Р., Ташбулатов Р. Р., Харрасов Б. Г., Ганиева И. И. Диагностика промышленного оборудования и локализация дефектов с использованием совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров. – Noise Theory and Practice, 2021. – №7 (No. 2). – 83-92 с.
70. Токаренко А. В., Валеев А. Р., Мастобаев Б. Н. Развитие трубопроводного транспорта нефтепродуктов методом последовательной перекачки // История и педагогика естествознания. 2021. № 1-2. С 45–48.

71. Повышение энергетической безопасности предприятий ТЭК за счет внедрения технической диагностики оборудования с применением непрерывной тензометрии / А. Р. Валеев, Э. Я. Баймурзина, Р. Р. Ташбулатов, Б. Н. Мастобаев // Экономика: вчера, сегодня, завтра. – 2021. – Т. 11. – № 4А. – С. 73-81.

72. Валеев, А. Р. Развитие технической диагностики и системы организации ремонтов в промышленности / А. Р. Валеев, Б. Н. Мастобаев // История науки и техники. 2021. – №8. – С. 37-43. DOI: 10.25791/intstg.8.2021.1304

73. Валеев, А. Р. Развитие технической диагностики и системы организации ремонтов в нефтегазовой промышленности / А. Р. Валеев // История науки и техники. 2021. № 10. С. 12 - 17 . DOI: 10.25791/intstg.10.2021.1317

74. Валеев, А. Р. Развитие систем вибрационной защиты машин и оборудования / А. Р. Валеев, А. Н. Зотов, Б. Н. Мастобаев, Э. М. Мовсумзаде // История и педагогика естествознания. 2021. № 3-4. С. 22 - 28.

75. Валеев, А. Р. Развитие технического обслуживания нефтеперекачивающего оборудования / А. Р. Валеев, Б. Н. Мастобаев, Э. М. Мовсумзаде // История и педагогика естествознания. 2021. № 3-4. С. 48 - 51.

76. Валеев, А. Р. Развитие метаматериалов и перспективы их использования для промышленного оборудования / А. Р. Валеев, Э. М. Мовсумзаде // История науки и техники. 2021. №12 С. 18 - 27.