

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

Институт природных ресурсов
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело
Кафедра теоретической и прикладной механики

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы	
Анализ напряженно – деформированного состояния канатного демпфера методом конечных элементов с использованием комплекса ANSYS	

УДК 62 – 752:539.376 – 047.44

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Ниденц Юлиус Владимирович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор кафедры ТПМ	Светашков Александр Андреевич	д.ф. – м.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры экономики природных ресурсов	Шарф Ирина Валерьевна	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент кафедры Экологии и безопасности жизнедеятельности	Кырмакова Ольга Сергеевна			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПМ	Пашков Евгений Николаевич	к.т.н.		

Томск – 2017 г.

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

Институт природных ресурсов
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело
Уровень образования - магистратура
Кафедра теоретической и прикладной механики
Период выполнения: весенний семестр 2016/2017 учебного года

Форма представления работы:

магистерская диссертация

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

Срок сдачи студентом выполненной работы:	05.06.2017 г.
--	---------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
29.04.2016	<i>Повышение квалификации по программе «Инженерный анализ в системе конечно-элементного анализа ANSYS»</i>	18
06.09.2016	<i>Ведение</i>	15
06.09.2016	<i>Обзор литературы</i>	17
30.11.2016	<i>Расчетная часть работы</i>	17
28.01.2017	<i>Анализ результатов</i>	17

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор кафедры ТПМ	Светашков Александр Андреевич	д.ф.-м.н.		

СОГЛАСОВАНО:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПМ	Пашков Евгений Николаевич	к.т.н.		

Запланированные результаты обучения ООП

№	Результаты обучения	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
1	2	3
P1	Применять естественнонаучные, математические, гуманитарные, экономические, инженерные, технические и глубокие профессиональные знания в области современных нефтегазовых технологий для решения <i>прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем</i> , соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики)	ОК-1; ОК-2; ОК-3, ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-6; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-6; ПК-7; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-16; ПК-17; ПК-19; ПК-20; ПК-21; ПК-23
P2	Планировать и проводить аналитические и экспериментальные <i>исследования</i> с использованием новейших достижений науки и техники, уметь критически оценивать результаты и делать выводы, полученные в <i>сложных и неопределённых условиях</i> ; использовать <i>принципы изобретательства, правовые основы в области интеллектуальной собственности</i>	ОК-1; ОК-2; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-6; ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-15; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-20; ПК-22; ПК-23
P3	Проявлять профессиональную <i>осведомленность о передовых знаниях и открытиях</i> в области нефтегазовых технологий с учетом <i>передового отечественного и зарубежного опыта</i> ; использовать <i>инновационный подход</i> при разработке новых идей и методов <i>проектирования</i> объектов нефтегазового комплекса для <i>решения инженерных задач развития</i> нефтегазовых технологий, <i>модернизации и усовершенствования</i> нефтегазового производства.	ОК-1; ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-3; ОПК-6; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-11; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-18; ПК-20; ПК-21; ПК-22; ПК-23
P4	<i>Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные машины и механизмы</i> для реализации технологических процессов нефтегазовой области, обеспечивать их <i>высокую эффективность</i> , соблюдать правила <i>охраны здоровья и безопасности труда</i> , выполнять требования по <i>защите окружающей среды</i> .	ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-3; ПК-6; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-16; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-21; ПК-22;
P5	Быстро ориентироваться и выбирать <i>оптимальные решения в многофакторных ситуациях</i> , владеть методами и средствами <i>математического моделирования</i> технологических процессов и объектов	ОК-2; ОК-3; ОПК-1; ОПК-2; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-17; ПК-20;
P6	Эффективно использовать любой имеющийся арсенал технических средств для максимального приближения к поставленным производственным целям при <i>разработке и реализации проектов</i> , проводить <i>экономический анализ затрат, маркетинговые исследования, рассчитывать экономическую эффективность</i> .	ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-16; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-20; ПК-21; ПК-22; ПК-23

№	Результаты обучения	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
1	2	3
Р7	Эффективно работать <i>индивидуально</i> , в качестве <i>члена и руководителя команды</i> , умение формировать задания и <i>оперативные планы</i> всех видов деятельности, распределять обязанности членов команды, готовность нести <i>ответственность за результаты работы</i>	ОК-1; ОК-2; ОК-3; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-6; ПК-6; ПК-11; ПК-12; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-23
Р8	Самостоятельно учиться и непрерывно <i>повышать квалификацию</i> в течение всего периода профессиональной деятельности; активно <i>владеть иностранным языком</i> на уровне, позволяющем работать в интернациональной среде, разрабатывать документацию и защищать результаты инженерной деятельности	ОК-1; ОК-2; ОК-3; ОПК-2; ОПК-3; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-8; ПК-23

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

Институт природных ресурсов
Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
Кафедра теоретической и прикладной механики

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой

(Подпись) _____ (Дата) Пашков Е.Н.
(Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ5Е	Ниденц Юлиусу Владимировичу

Тема работы:

Анализ напряженно – деформированного состояния канатного демпфера методом конечных элементов с использованием комплекса ANSYS	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	23.03.2017, №2067/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	05.06.2017
--	------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	1. Произвести анализ самых распространенных видов демпферов использующихся в нефтегазовой промышленности. 2. Произвести расчет напряженно-деформированного состояния предложенной конструкции демпфера канатного типа, методом конечных элементов, с использованием комплекса ANSYS.

	3. Проанализировать полученные в ходе расчета данные. 4. Сделать вывод о возможности использования канатов в качестве демпфирующих элементов в конструкции демпферов.
Перечень графического материала	Графические материалы оформлены в виде презентации Microsoft Power Point.
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Шарф Ирина Валерьевна, доцент, к.э.н.
Социальная ответственность	Кырмакова Ольга Сергеевна, ассистент
Приложение А (на иностранном языке)	Баранова А.В. старший преподаватель
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Изучение вибрации	

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор кафедры ТПМ	Светашков Александр Андреевич	д.ф.-м.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Ниденц Юлиус Владимирович		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 120 с., 29 рис., 27 табл., 38 источников, 1 прил.

Ключевые слова: демпфер, вибрация, колебания, деформация, конечные элементы.

Объектом исследования является демпфирующее устройство канатного типа.

Цель работы – оценка возможности применения канатного демпфера в системе центробежного насоса (шламового) и повышения вибрационной защиты оборудования на буровых установках Уралмаш БУ - 3Д.

В процессе исследования проводился анализ напряженно-деформированного состояния канатного демпфера ТД - 40 от действия статических и динамических нагрузок веса установки, и определению возможности использования данной конструкции канатного гасителя в промышленности.

В результате исследования получены данные о том, что техническими результатами цилиндрического канатного виброизолятора являются высокий коэффициент демпфирования (0,5-0,6) и срок службы от 10 и более лет. Гасители типа ТД - 40 могут воспринимать помимо вертикальных нагрузок, нагрузки в горизонтальной плоскости за счет конструктивной особенности использования канатов.

Степень внедрения: рассмотренная виброзащита оборудования представлена на рассмотрение руководству компании АО «ССК» .

Область применения: центробежные установки для перекачки вязкого бурового раствора на буровых установках БУ 3Д.

Экономическая эффективность/значимость работы: экономически целесообразно использовать данный канатный демпфер на буровых установках.

В будущем планируется внедрение данных канатных виброгасителей на буровых установках Томского филиала АО «ССК».

Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки

В настоящей работе применены следующие термины с соответствующими определениями:

вибрация: механические колебания. Основными характеристиками вибрации являются амплитуда смещения, скорость и ускорение;

виброскорость: скорость перемещения контролируемой точки оборудования во время её прецессии вдоль оси измерения;

виброускорение: значение вибрации, прямо связанное с силой, вызвавшей вибрацию. Виброускорение характеризует то силовое динамическое взаимодействие элементов внутри агрегата, которое вызвало данную вибрацию;

виброперемещение: это расстояние между крайними точками перемещения элемента вращающегося оборудования вдоль оси измерения;

колебания: это движения или процессы, которые характеризуются определенной повторяемостью во времени;

гармонические колебания: то колебания, при которых колеблющаяся величина изменяется по закону синуса или косинуса;

демпфер: устройство, используемое для гашения, успокоения электрических колебаний или предотвращения механических колебаний, возникающих в машинах и механизмах при их работе;

декремент колебаний: безразмерная физическая величина, описывающая уменьшение амплитуды колебательного процесса и равная натуральному логарифму отношения двух последовательных амплитуд колеблющейся величины в одну и ту же сторону;

резонанс: частотно-избирательный отклик колебательной системы на периодическое внешнее воздействие, который проявляется в резком увеличении амплитуды стационарных колебаний при совпадении частоты внешнего воздействия с определёнными значениями, характерными для данной системы;

центробежный насос: насос, в котором движение жидкости и необходимый напор создаются за счёт центробежной силы, возникающей при воздействии лопастей рабочего колеса на жидкость;

буровая установка: комплекс бурового оборудования и сооружений, предназначенных для бурения скважин.

В данной работе применены следующие сокращения слов с соответствующими расшифровками:

СКЗ – среднее квадратичное значение;

ФВЧ – фильтр верхних частот;

ФНЧ – фильтр нижних частот;

АЧХ – амплитудно-частотная характеристика;

СО – силовые агрегаты;

СПК – спуско – подъемный комплекс.

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 1050 – 74 «Металлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей»

ГОСТ 5949 – 75 «Сталь сортовая и калиброванная коррозионностойкая, жаростойкая и жаропрочная»

ГОСТ 12821 – 80 «Фланцы стальные приварные встык на давление от 0,1 до 20 МПа»

ГОСТ 12.0.004 – 90 «Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения»

ГОСТ 12.1.003 – 83 «Шум. Общие требования безопасности»

ГОСТ 12.1.018 – 9 «Пожарвзрывобезопасность статического электричества. Общие требования»

ГОСТ 26568 – 85 «Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация»

Оглавление

Введение.....	11
1 Обзор литературы.....	13
1.1 Органоструктура и классификация буровых установок.....	13
1.2 Изучение вибрации.....	18
1.3 Средства и методы измерения вибрации.....	27
1.4 Принципы виброизоляции.....	50
1.5 Колебания пружин.....	62
1.6 Шламовые центробежные насосы типа 6Ш8.....	70
2 Расчетная часть.....	74
2. 1 Общие положения виброакустической диагностики машин.....	74
2.2 Комплекс метода конечных элементов ANSYS.....	77
2.3 Анализ НДС (напряженно-деформированное состояние) канатного гасителя типа ТД – 40 методом конечных элементов с использованием комплекса ANSYS.....	78
2.4 Анализ полученных результатов.....	82
3 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	86
3.1 Расчет стоимости оборудования.....	87
3.2 Расчет амортизационных отчислений оборудования.....	89
3.3 Затраты на основные материалы (Ст45) требующиеся для изготовления детали «демпфер».....	90
3.4 Расчет заработной платы.....	91
3.5 Расчет страховых взносов во внебюджетные фонды.....	93
4 Социальная ответственность.....	98
4.1 Производственная безопасность.....	98
4.2 Экологическая безопасность.....	105
4.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	108
4.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности...	110

4.5 Применение спецодежды и СИЗ.....	113
4.6 Надзор за охраной труда.....	113
Заключение.....	115
Список публикаций.....	116
Список использованных источников.....	117
Приложение А.....	121

Введение

Буровые установки – сложный комплекс машин и механизмов для строительства нефтяных и газовых скважин.

Буровое оборудование эксплуатируется в специфических и сложных условиях. Технологический процесс буровых работ предполагает тесную взаимосвязь механизмов оборудования, при которой отказ или неисправность одного из них препятствует нормальной работе всей системы. Нередко отказы бурового оборудования приводят к значительному экономическому ущербу не только вследствие перебоев производственного процесса, но и в результате осложнений и аварий в бурении. Причиной этого является нарушения нормального технологического процесса.

Для повышения надежности, совершенствования конструктивных и эксплуатационных параметров буровых установок, применяемых для бурения скважин, требуется, прежде всего, систематизация причин отказов и выявления видов изнашивания деталей.

Вибрация в технике одна из самых распространённых, опасных и недооцененных воздействий на оборудование бурового комплекса. Чаще всего – это «вредные» колебания, возникновение которых либо приводит к большим напряжениям в элементах машин и конструкций, или связано с потерей устойчивости, либо вредно для рабочего персонала. Дизельные установки, буровые насосы, ротор, лебедка и шламовые насосы - в первую очередь подвержены данному воздействию.

На буровых установках БУ Уралмаш 3Д не предусмотрена система вибрационной защиты и принудительной остановки оборудования в критических условиях. Данное решение принято, так как установка буровых вышек происходит на нежесткую поверхность, неустойчивые грунты, вследствие чего систематически нарушается центровка оборудования и возникают опасные колебания.

Целью данной работы является оценка возможности применения канатного демпфера в системе центробежного насоса (шламового) и повышения вибрационной защиты оборудования на буровых установках Уралмаш БУ - 3Д.

1 Обзор литературы

1.1 Органоструктура и классификация буровых установок

Буровая установка – это техническая система, включающая комплекс наземного технологического оборудования, которая, взаимодействуя с буровым инструментом и другими техническими системами, осуществляет технологический процесс строительства скважины.

Состав узлов буровой установки, их конструкция определяется назначением скважины, условиями и способом бурения. По назначению установки, применяемые для разведки и разработки месторождений нефти и газа, подразделяются на следующие группы:

- Установки для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения;
- установки для структурного и поискового бурения, а также бурения сейсмоскважин;
- агрегаты для освоения, испытания и ремонта скважин.

Общий вид установки для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения приведен на рисунке 1. В состав буровой установки входит большое количество машин, механизмов, комплексов машин и сооружений, которые объединяются по функциональному признаку в органы. Органы, как правило, представляют собой достаточно сложные технические системы, состоящие из комплексов механизмов. На рисунке 2 приведена органоструктура буровой установки, на которой показано взаимодействие ее органов, их взаимосвязь с технологическим процессом строительства скважины и некоторыми внешними техническими системами. В соответствии с предлагаемой структурой, основными исполнительными органами буровой являются органы, которые выполняют основные технологические операции строительства скважины: силовые органы, система очистки забоя и скважины, спуско-подъемный комплекс [1].

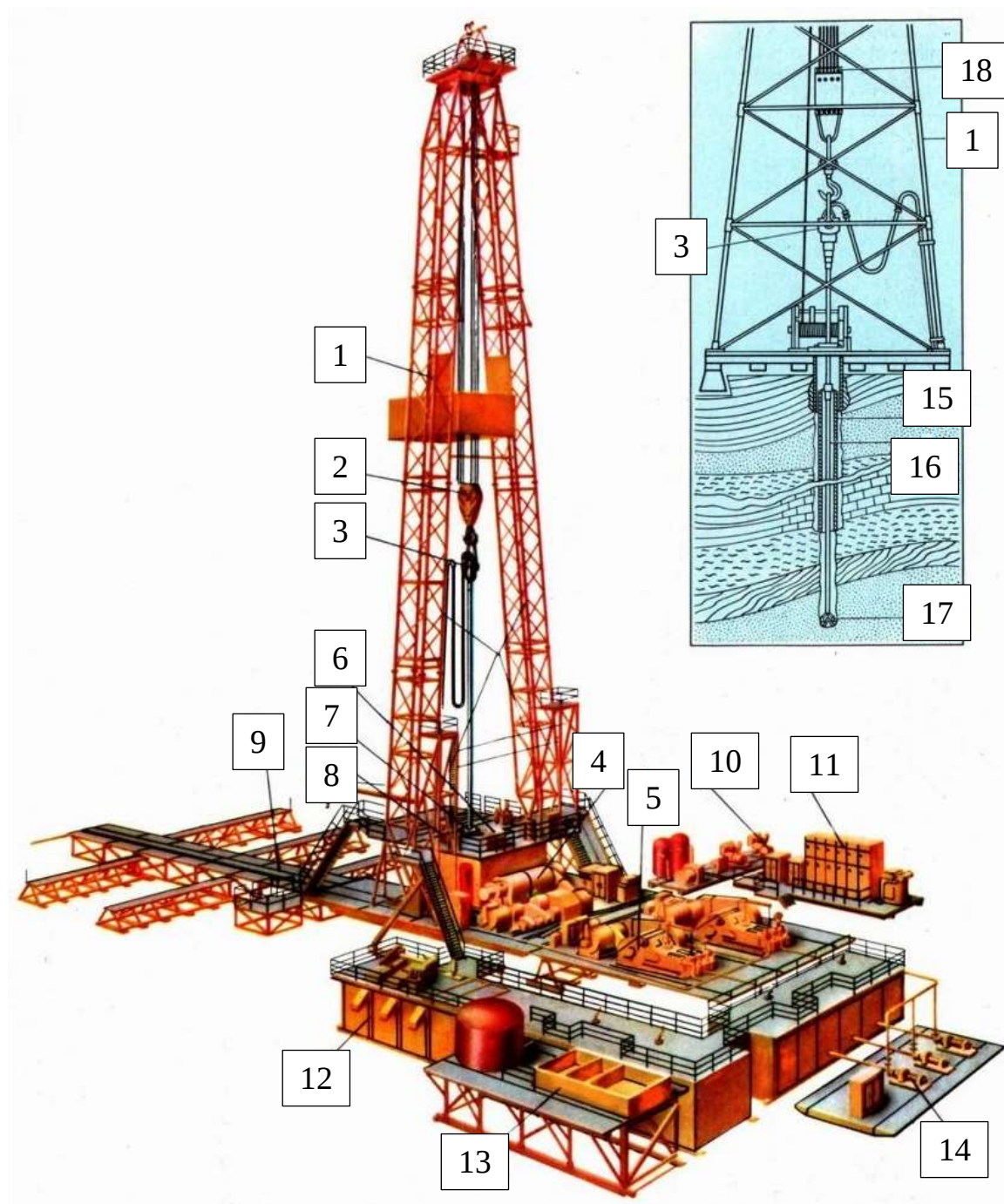


Рисунок 1 – Общий вид установки глубокого бурения:

1 – вышка; 2 – крюко блок; 3 – вертлюг; 4 – буровая лебедка с коробкой передач; 5 – буровой насос; 6 – вспомогательная лебедка; 7 – ротор; 8 – пневмоключ; 9 – приемные мостки; 10 – пневмокомпрессор; 11 – электрораспределительное устройство; 12- циркуляционная система; 13 – блок приготовления раствора; 14 – подпорный насос; 15, 16 – обсадные и бурильные трубы; 17 – долото; 18 – талевая система.

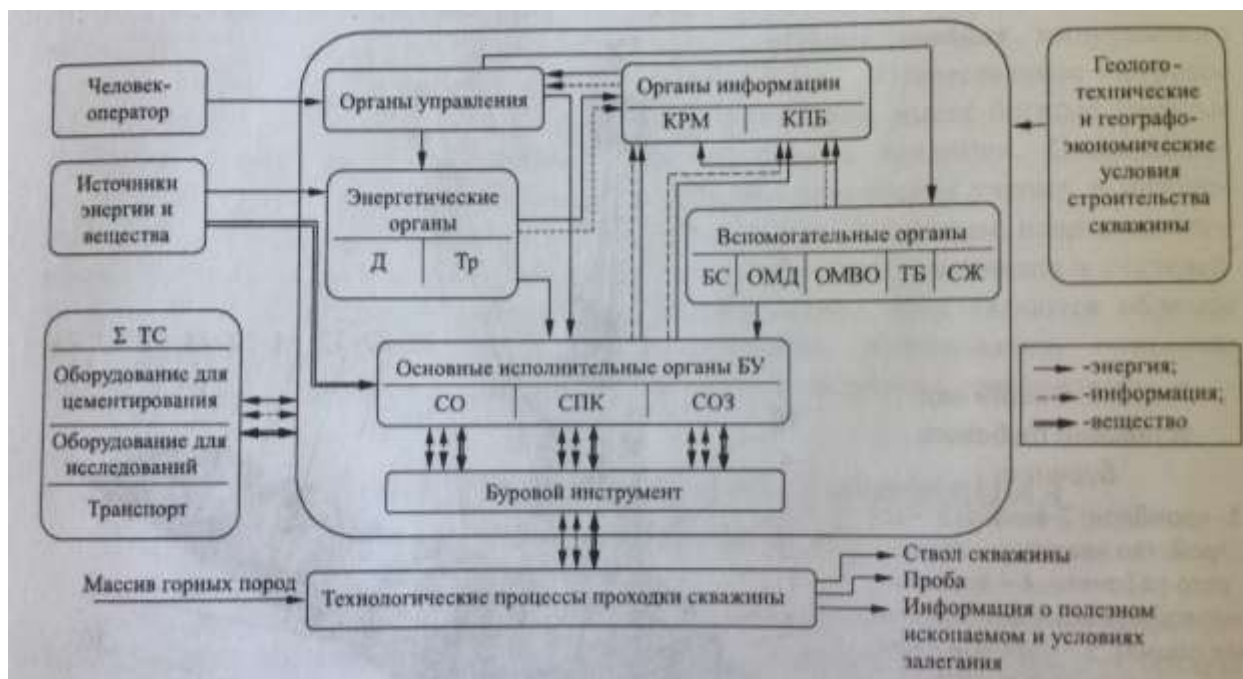


Рисунок 2 – Органоструктура буровой установки:

СО – силовые агрегаты; СПК – спуско-подъемный комплекс; СОЗ – система очистки забоя; ОМД – органы монтажа и демонтажа; ОМВО – органы для механизации вспомогательных операций; БС – буровые сооружения; ТБ – транспортная база; СЖ – система жизнеобеспечения; Д – двигатель; Тр – трансмиссия; КРМ – контроль работы механизмов; КПБ – контроль процесса бурения.

К вспомогательным органам отнесены: буровые сооружения, предназначенные для размещения практически всех узлов и механизмов, органы монтажа и демонтажа, позволяющие осуществлять механизацию операций монтажа буровой установки, транспортная база, предусматривающая возможность транспортирования как установки в целом, так и ее отдельных блоков модулей [1].

В настоящее время все буровые для бурения скважин на нефть и газ классифицируются преимущественно по двум признакам: назначение и главные параметры – глубина и допустимая нагрузка на крюке.

Кроме этих параметров часто указывается способ бурения, способ транспортирования установки, тип конструкции наиболее значимых органов,

механизмов и сооружений. Исходя из этого, ниже приводится классификация всех установок по четырем классификационным признакам: назначение установки, способ бурения, конструкция и параметры (приложение Б). В таблице систематизируется информация о назначении, применяемых способах бурения, вариантах конструкций и параметрах различных буровых установок, применяемых при разведке и эксплуатации месторождений нефти и газа [1].

Буровая установка Уралмаш 3Д – 76/86

Буровая установка с пятидизельным приводом рекомендуется для турбинного и роторного бурения нефтяных и газовых скважиной глубиной до 5000 метров в неэлектрофицированных районах.

Буровая установка имеет смешанный привод исполнительных основных механизмов: групповой трехдизельный – для привода лебедки, ротора и одного бурового насоса и индивидуальный двухдизельный – для привода второго насоса. Групповой привод состоит из одношківного, двухшківного силовых агрегатов и двухшківного силового агрегата с четырехскоростной коробкой перемены передач, смонтированных на общей раме, индивидуальный дизельный привод – из одношківного силовых агрегатов [2].

Агрегаты с дизелями В2 – 450ABC2 спариваются между собой клиноременными передачами с ремнями типа Д длиной 5600 мм. Между рамами силовых агрегатов установлены винтовые стяжки для натяжения ремней путем передвижения агрегатов.

Непосредственно у агрегатов установлены масляные баки, имеющие змеевики для охлаждения или подогрева поступающего в дизели масла [3].

Мощность каждого дизеля силовых агрегатов передается на шкив трансмиссии через эластичную муфту, понизительный редуктор, муфту ШПН – 500. Суммированная мощность группового трехдизельного привода передается на коробку перемены передач через спаренную муфту 2ШПМ -

500, а от коробки передач на лебедку – двумя карданными валами. Групповой привод обеспечивает как одновременную, так и отдельную передачу мощности на лебедку или насос от одного, двух или трех агрегатов, а также обратный ход лебедки или ротора путем включения реверсивной шестерни коробки. Мощность на вал ротора передается от лебедки через муфту 2ШПМ - 500 и цепную передачу. На валу ротора имеются две сменные звездочки, в результате чего ротор может иметь восемь прямых скоростей и две обратных.

Для переключения скоростей лебедки и ротора в коробке передач имеются шестеренные блоки, перемещающиеся при включении на валах коробки при помощи штурвалов. Валы коробки при переключении скоростей проворачиваются от электростартера СТ700, в качестве которого используется электродвигатель постоянного тока, работающий от аккумуляторных батарей напряжением 24 В. Шпиндель электростартера соединяется с венцом зубчатой передачи, установленный на ободке муфты 2ШПМ – 500 входного вала коробки. Для быстрой остановки коробки передач при переключении скоростей на ее корпусе установлен тормоз – муфта ШПМ – 300, шкив которой соединен с входным валом. Смазка к подшипникам и шестерням коробки передач подается шестеренчатым насосом из масляного бака [4].

На одношкивном силовом агрегате трехдизельного привода имеется дополнительный шкив клиноременной передачи для привода компрессора.

В 1986 году буровая установка была модернизирована и стала выпускаться под шифром БУ 3Д -86.

Установка комплектуется двухъярусным основанием высотой 6,5 м для вышки башенного типа, основаниями для лебедки и группового привода 1.4 м, приемным мостом, каркасами укрытий вышечного – лебедочного блока, вспомогательной лебедкой. Вышечное основание снабжено опорами под тяжеловозы для транспортировки вышки в вертикальном положении. Групповой привод состоит из одношкивного силового агрегата с коробкой

перемены передач, соединенной двумя карданными валами с коробкой лебедки, и двухшквивных силовых агрегатов, смонтированных на общем основании. Привод на ротор осуществляется цепной передачей от лебедки через угловой редуктор, вертикальный карданный вал, компенсирующий разницу высот лебедочного и вышечного оснований, второй угловой редуктор, установленный на вышечном основании, и цепную передачу от редуктора на вал ротора [2].

Буровые насосы при монтаже устанавливаются на отдельных фундаментах. Допустимая нагрузка на крюке при оснастке 6 – 7 составляет 3000 кН, предельная глубина бурения 5500 м. Общая масса установки составляет 283 тонны [2].

1.2 Изучение вибрации

Вибрации представляют собой колебания механической или структурной системы относительно положения равновесия. Вибрации инициируются, когда инерционный элемент смещается из своего положения равновесия из-за энергии, передаваемой системе через внешний источник. Восстановительная сила или консервативная сила, развиваемая в потенциальном элементе энергии, вытягивает элемент обратно в равновесие. Когда работа выполняется над блоком на рисунке 1 (а), чтобы вытеснить его из своего положения равновесия, потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию. В отсутствие неконсервативных сил эта передача энергии является постоянной, заставляя блок колебаться вокруг своего положения равновесия. Когда маятник на рисунке 1 (б) высвобождается из положения выше своего положения равновесия, момент силы тяжести тянет частицу, маятник-боб, обратно к равновесию с переходом потенциальной энергии в кинетическую энергию. В отсутствие неконсервативных сил маятник будет колебаться вокруг положения вертикального равновесия [5].

Неконсервативные силы могут рассеивать или добавлять энергию в систему. Блок на фигуре 2 (а) скользит по поверхности с силой трения, развитой между блоком и поверхностью. Сила трения является неконсервативной и рассеивает энергию. Если блок задан, смещение от равновесия высвобождается, энергия, рассеиваемая силой трения, в конечном итоге приводит к прекращению движения. Движение продолжается только в том случае, если к системе добавляется дополнительная энергия, как при приложении внешней силы на рисунке 2 (б) [6].

Вибрации происходят во многих механических и структурных системах. Если неконтролируемая вибрация может привести к катастрофическим ситуациям. Вибрации станков или деталей станка могут привести к неправильной обработке деталей. Структурная неисправность может возникнуть из-за больших динамических напряжений, возникающих во время землетрясений или даже ветровой вибрации. Вибрации, вызванные несбалансированным лезвием вертолета при вращении на высоких скоростях, могут привести к отказу лезвия и катастрофе для вертолета. Чрезмерные колебания насосов, компрессоров, турбомашин и других промышленных машин могут вызвать вибрации окружающей структуры, что приводит к неэффективной работе машин, в то время как создаваемый шум может вызвать человеческий дискомфорт [3].

Вибрации могут быть введены с полезными эффектами в системы, в которых они не будут происходить естественным образом. Системы подвески автомобилей предназначены для защиты пассажиров от дискомфорта при движении по пересеченной местности. Вибрационные изоляторы используются для защиты конструкций от чрезмерных сил, созданных в работе или вращающихся машинах. Подушка используется в упаковке хрупких предметов из импульсных сил [1].

Уборка энергии приводит к нежелательным вибрациям и превращает их в запасенную энергию. Энергетический комбайн - это устройство, которое прикрепляется к автомобилю, машине или любой системе, которая

подвергается вибрациям. У энергетического комбайна есть сейсмическая масса, которая вибрирует при возбуждении и что энергия захватывается электронным способом [7].

Основные законы природы вибрации

Основным законом природы является физический закон, который применяется ко всем физическим системам независимо от материала, из которого построена система. Эти законы являются наблюдаемыми, но не могут быть получены из более фундаментальных. Они эмпиричны. Существует лишь несколько основных законов природы: сохранение массы, сохранение импульса, сохранение энергии, второй и третий законы термодинамики.

Сохранение импульса, как линейного, так и углового, обычно является единственным физическим законом, который имеет важное значение в применении к вибрационным системам. Применение принципа сохранения массы к задачам колебаний тривиально. Применение второго и третьего законов термодинамики не дает никакой полезной информации. В отсутствие тепловой энергии принцип сохранения энергии сводится к механическому принципу рабочей энергии, который вытекает из законов Ньютона [3].

Классификация вибрации

Вибрации классифицируются по количеству степеней свободы, необходимых для их моделирования, типу принуждения, которым они подвержены, и предположениям, используемым при моделировании. Вибрации систем с конечным числом степеней свободы называются дискретными системами. Система с одной степенью свободы называется единой степенью свободы (SDOF). Система с двумя или более степенями свободы называется системой множественной степени свободы (MDOF).

Система с бесконечным числом степеней свободы называется непрерывной системой или распределенной системой.

Если колебания инициируются исходной энергией, присутствующей в системе, и никакой другой источник отсутствует, полученные колебания называются свободными колебаниями. Если вибрации вызваны внешним силовым движением, вибрации называются дрожащими вибрациями. Если внешний вход является периодическим, вибрации гармоничны. В противном случае вибрации называются переходными. Если вход стохастичен, вибрации называются случайными [8].

Если предполагается, что колебания не имеют источника диссипации энергии, они называются незатухающими. Если присутствует источник рассеивания, вибрации называются затухающими и характеризуются, кроме того, формой затухания. Например, если присутствует вязкое затухание, они называются вязко затухающими [4].

Если сделаны предположения о том, что дифференциальные уравнения, управляющие колебаниями, линейны, колебания, называемые линейными. Если управляющие уравнения нелинейны, то и вибрации.

Свободные колебания SDOF-систем

Свободные колебания - это колебания относительно положения равновесия системы, которые возникают при отсутствии внешнего возбуждения. Свободные колебания являются результатом кинетической энергии, передаваемой системе, или смещения из положения равновесия, что приводит к разнице в потенциальной энергии из положения равновесия системы [3].

Рассмотрим модель одиночной степени свободы (SDOF) на рисунке 3. Когда блок смещен на расстояние от своего положения равновесия, энергия пружины развивается. Когда система освобождается от равновесия, сила пружины тянет блок к равновесному положению системы, при этом потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию. Когда блок

достигает своего положения равновесия, кинетическая энергия достигает максимума и движение продолжается. Кинетическая энергия преобразуется в потенциальную энергию до тех пор, пока пружина не будет сжата на расстояние. Этот процесс передачи потенциальной энергии кинетической энергии и наоборот постоянен в отсутствие неконсервативных сил. В физической системе такое вечное движение невозможно. Сухое трение, внутреннее трение в весне, аэродинамическое сопротивление и другие неконсервативные механизмы в конечном итоге рассеивают энергию [9].

Примеры свободных колебаний систем, которые могут быть сгруппированы с использованием одной степени свободы, включают колебания маятника о вертикальном положении равновесия, движение механизма отдачи огнестрельного оружия после его обстрела и движение системы подвески транспортного средства после Автомобиль встречает иллюминатор [10].

Свободные колебания системы SDOF описываются однородным вторым обыкновенным дифференциальным уравнением. Независимая переменная - это время, а зависимая переменная - выбранная обобщенная координата. Выбранная обобщенная координата представляет собой смещение частицы в системе или угловое смещение и измеряется из положения равновесия системы [5].

Показано, что дифференциальное уравнение, определяющее свободные колебания линейной системы, имеет вид

$$x_h(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \cdot [C_1 \cos(\omega_d t) + C_1 \sin(\omega_d)] \quad (1)$$

Когда линейная смещение выбирается как обобщенная координата. Второй производный член обусловлен силами инерции системы, первый производный член присутствует, если в системе существует вязкое затухание, а нулевой производный член - от упругих сил. Если для получения дифференциального уравнения используется энергетический метод, второй производный член является результатом работы сил вязкого трения, а

производный по нулевому порядку - результат потенциальной энергии системы [11].

Общее решение дифференциального уравнения второго порядка представляет собой линейную комбинацию двух линейно независимых решений. Произвольные постоянные, называемые константами интегрирования, однозначно определяются при применении двух начальных условий. Необходимые начальные условия - это значения обобщенной координаты и ее первой производной по времени в заданное время, как правило [12].

Дифференциальное уравнение, определяющее свободное колебание системы SDOF, записывается в стандартном виде по двум параметрам. Форма решения дифференциального уравнения зависит от параметров. Например, математическая форма решения для незатухающей системы представляет собой простое гармоническое движение. Математическая форма решения для затухающей системы изменяется с параметром, называемым коэффициентом демпфирования [3].

Свободные колебания незатухающей системы

Когда система незатухает, корни характеристического уравнения, заданного уравнением 2, являются чисто мнимыми, как. Общее решение представляет собой линейную комбинацию всех возможных решений, таким образом

$$x(t) = B_1 \cdot e^{i\omega_n \cdot t} + B_2 \cdot e^{-i\omega_n \cdot t} \quad (3),$$

где B_1 и B_2 - постоянные интегрирования [14].

Тождества Эйлера

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta \quad (4),$$

Применение тождества Эйлера к уравнению (3) приводит к

$$x(t) = B_1 \cdot (\cos \omega_n \cdot t + i \sin \omega_n \cdot t) + B_2 \cdot (\cos \omega_n \cdot t - i \sin \omega_n \cdot t) \quad (5),$$

$$\text{или } x(t) = C_1 \cdot \cos \omega_n \cdot t + C_2 \cdot \sin \omega_n \cdot t \quad (6),$$

где $C_1 = B_1 + B_2$ и $C_2 = i \cdot (B_1 - B_2)$ являются переопределенными константами интегриации. Как определено, и являются реальными, а также являются комплексными сопряженными. Подстановка начальных условий приводит к

$$x(t) = x_0 \cdot \cos \omega_n \cdot t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n \cdot t \quad (7),$$

Альтернативной и более поучительной формой уравнения (7) является

$$x(t) = A \sin(\omega_n \cdot t + \phi) \quad (8),$$

Разлагая уравнение (8), используя тригонометрическое тождество для суммы синусов углов

$$\sin(a + b) = \sin a \cdot \cos b + \cos a \cdot \sin b \quad (9),$$

$$\text{дает } x(t) = A \cos \phi \cdot \sin \omega_n \cdot t + A \sin \phi \cdot \cos \omega_n \cdot t \quad (10),$$

Приравнивание коэффициентов подобных тригонометрических членов уравнений (7) и (10) приводит к

$$A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \right)^2} \quad (11),$$

$$\text{и } \phi = \tan^{-1} \left(\frac{\omega_n \cdot x_0}{\dot{x}_0} \right) \quad (12),$$

Уравнение (8) является примером простого гармонического движения.

Амплитуда движения A - это частота ω_n , ее фаза ϕ и период $\frac{2\pi}{\omega_n}$. Параметр

ω_n называется собственной частотой, потому что это частота, с которой происходит незатухающий свободный ответ [13].

Незатухающее движение системы SDOF является простым гармоническим движением. Начальные условия определяют энергию. Потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию и наоборот без диссипации. Поскольку энергия сохраняется, система в конечном итоге

возвращается в исходное состояние с исходным потенциалом и кинетическими энергиями, завершая один полный цикл движения. Следующий цикл. Для выполнения второго цикла система занимает столько же времени. Поскольку энергия не рассеивается, она выполняет последующие циклы за один и тот же промежуток времени. Таким образом, движение является циклическим и периодическим. На рисунке 4 показано простое гармоническое движение незатухающей системы SDOF [14].

Амплитуда, определяемая уравнением (11), является максимальным смещением от равновесия. Амплитуда - это функция параметров системы и начальных условий. Амплитуда является мерой энергии, передаваемой системе [4]. Для линейной системы

$$A = \sqrt{\frac{2E}{k_{eq}}} \quad (13),$$

где E - сумма кинетической и потенциальной энергий. (Здесь и далее)

Фазовый угол ϕ , рассчитанный по уравнению (12), является индикатором свинца или запаздывания между откликом и чисто синусоидальным откликом. Ответ чисто синусоидальный с $\phi = 0$ if $x_0 = 0$.

Ответ приводит к чистому синусоидальному отклику $\frac{\pi}{2}$ если $\dot{x}_0 = 0$. Система занимает время

$$t = \begin{cases} \frac{\pi - \phi}{\omega_n}, \phi \geq 0 \\ -\frac{\phi}{\omega_n}, \phi \leq 0 \end{cases} \quad (14),$$

чтобы достичь своего положения равновесия из его исходного положения.

Гармоническое возбуждение SDOF-систем

Принудительные вибрации системы с одиночной степенью свободы (SDOF) возникают при работе в системе во время вибрации. Примеры

принудительной вибрации включают в себя земное движение во время землетрясения, движение, вызванное несбалансированным возвратно-поступательным механизмом, или движение земли, переданное транспортному средству, когда его колесо пересекает контур дороги. На рисунке 5 представлена эквивалентная система для принудительных колебаний системы SDOF [15]. Управляющее дифференциальное уравнение

$$m_{eq} \cdot \ddot{x} + c_{eq} \cdot \dot{x} + k_{eq} \cdot x = F_{eq}(t) \quad (15),$$

Хотя в последующих выводах используется линейное смещение как обобщенная координата. Форма дифференциального уравнения (15) используется в качестве модельного уравнения [16].

Разделив уравнение (15) на m_{eq}

$$\ddot{x} + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{x} + \omega_n^2 \cdot x = \frac{1}{m_{eq}} F_{eq}(t) \quad (16),$$

Уравнение (16) является стандартной формой дифференциального уравнения, определяющего вынужденные колебания системы SDOF с вязким затуханием.

Общее решение уравнения (16)

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (17),$$

где $x_h(t)$ однородное решение, полученное решение, если $F_{eq}(t) = 0$ и $x_p(t)$ конкретное решение, является конкретным решением $F_{eq}(t)$. Однородное решение находится в терминах двух констант интегрирования. Однако начальные условия не регулируются до тех пор, пока не будет принято общее решение уравнения (17). Для систем с пониженным давлением

$$x_h(t) = e^{-\zeta \omega_n t} \cdot [C_1 \cos(\omega_d t) + C_1 \sin(\omega_d)] \quad (18),$$

Существует множество способов решения конкретного решения. К ним относятся метод подбрасывающих коэффициентов, изменение параметров, методы аннигилятора, методы преобразования Лапласа, являются численными методами.

Для незатухающей системы предел однородного решения при приближении к бесконечности не равен нулю. Гомогенная реакция важна, если частота возбуждения близка к собственной частоте. В противном случае предполагается, что в долгосрочной реакции возникает некоторая форма затухания [1].

1.3 Средства и методы измерения вибрации

В настоящее время измерение определяют как нахождение значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств. Измерение дает возможность количественного представления величин и независимо от измеряемой величины, метода и средства измерений сводится к сравнению опытным путем размера некоторой величины с размером подобной ей величины, принятой за единицу[8].

В основе всякого измерения лежит измерительное преобразование, при котором между размерами двух величин устанавливается взаимно-однозначное соответствие. Измерительное преобразование, как правило, осуществляют техническими устройствами, называемыми преобразователями. Преобразуемую величину называют входной, а преобразованную – выходной величиной. Первая из входных величин является воспринимаемой. Измеряемой называют физическую величину, подлежащую или подвергаемую измерению. В общем случае не всякая воспринимаемая величина является измеряемой. Часто измеряемая величина только функционально связана с воспринимаемой и извлекается из последней с помощью специального преобразования. Это имеет место, например, при измерении частоты или периода гармонической величины, спектральной плотности случайного процесса и т.д. В ряде случаев эти величины совпадают, например, когда измеряемыми параметрами являются мгновенные значения воспринимаемой величины [12].

Измерительный преобразователь может иметь несколько входных величин. Так, если результатом измерительного преобразования являются,

например, мгновенная механическая мощность, то воспринимаемыми величинами являются одновременно сила и скорость.

При исследовании вибраций механических систем приходится измерять как механические, так и немеханические величины. Механические величины можно подразделить на первичные, которые чаще всего являются процессами или их характеристиками, и вторичные, чаще всего являющиеся характеристиками механических систем. В качестве примера немеханических величин отметим частоту, период, сдвиг фазы гармонического или узкополосного случайного процесса.

Важной характеристикой измерений являются метод измерений – совокупность приемов использования принципов и средств измерений. Однако в названиях методов часто указывают только главные отличительные особенности метода, например принцип действия (токовихревой, электродинамический, оптический), либо используемые средства измерения (электрические, неэлектрические), либо приемы использования (контактные и бесконтактные, прямого преобразования, уравнивания) [16].

Метод прямого преобразования основан на том, что все преобразования сигналов производят только в направлении от входа к выходу измерительного устройства. Метод измерений, при котором используется обратное преобразование выходной величины в величину, однородную с входной преобразуемой величиной, и их взаимное уравнивание с той или иной степенью точности, называют методом уравнивания [3].

Бесконтактными в метрологии называют все методы измерений, в которых воспринимающий элемент измерительного устройства не приводится в непосредственный механический контакт с объектом, характеризующим измеряемой величиной. К ним относятся оптические, акустические, вихретоковые, емкостный, индуктивный методы измерения. Эти методы следует отличать от методов измерения с бесконтактной передачей измерительной информации внутри измерительного канала

(бесконтактный съем электрического сигнала, передача сигнала с помощью радиоволн и т.д.) [17].

Большинство методов измерения механических величин независимо от принципов действия являются электрическими, исключение составляют простейшие оптические и механические методы.

По характеру зависимости измеряемой величины от времени измерения разделяют на статические и динамические. Измерения физических величин, размеры которых без потери точности измерений можно принять не зависящими от времени, называют статическими. Измерения, связанные с нахождением изменений физических величин во времени или некоторых мгновенных значений изменяющихся физических величин, называют динамическими. Статическими являются, например, измерения постоянной силы, динамическими – измерения мгновенных значений параметров вибрации, пульсирующего давления [5].

По способу получения измеряемой величины (результата измерения) измерения разделяют на прямые, косвенные, совокупные и совместные. Примерами косвенных измерений являются измерения мощности, модуля и фазы импеданса через сигналы скорости и силы. Примером совокупных измерений являются одновременное измерение компонентов линейного ускорения полюса и углового ускорения твердого тела путем решения в реальном времени системы уравнений, заданных сигналами прямолинейных акселерометров, установленных в различных точках твердого тела [9].

По условиям, определяющим точность результата, различают: измерения максимальной возможной точности (эталонные и специальные измерения высокой точности), контрольно-поверочные измерения (измерения, выполняемые специальными лабораториями, при которых погрешность не должна превышать заданного значения), технические измерения, в которых погрешность результата измерения определяется характеристиками средств измерений [18].

Различают абсолютные и относительные измерения. Вибрацию, параметры которой измеряют относительно подвижной системы отсчета, называют относительной. Так, вибрация колеблющихся деталей друг относительно друга является относительной. Вибрацию, параметры которой измеряют относительно системы отсчета, принимаемой с той или иной степенью точности за инерциальную, называют абсолютной. Для большинства технических измерений за инерциальную систему отсчета можно принять систему отсчета, неподвижную относительно Земли. При практических измерениях в качестве такой системы отсчета иногда могут быть взяты фундамент здания, фундамент машины, защищенные от вибрации массивные тела. Иногда, имея в виду вышеизложенное, говорят об измерении параметров вибрации в относительных и абсолютных координатах, хотя это не очень строго, так как речь может идти не только о помещениях [7].

Собственная система отсчета (ССО) жестко связана с самим движущимся телом. Назначенная система отсчета (НСО) с самим движущимся телом не связана. В общем случае ССО является подвижной и неинерциальной. НСО может быть как подвижной, так и «неподвижной» инерциальной, то есть в НСО можно измерять параметры как относительной, так и абсолютной вибрации. В последнем случае часто используют инерционно-упругую систему в резонансном режиме работы для имитации инерционным телом инерциальной системы отсчета. В ССО, как правило, измеряют параметры абсолютной вибрации с помощью приборов инерционного действия сейсмического типа. Многомерную абсолютную вибрацию тел можно измерять с помощью совокупности датчиков как в ССО, так и в НСО, однако в последнем случае перемещения объекта измерения должны быть малыми [19].

Недостатком устройств, измеряющих параметры абсолютной вибрации в НСО, является меньшая универсальность по сравнению с устройствами инерционного действия сейсмического типа, измеряющими параметры вибрации в ССО и устанавливаемыми на объект измерения.

Действительно, первые устройства необходимо связывать не с одним, а с двумя объектами, причем оба узла крепления должны быть строго определенно ориентированы в пространстве.

Измерительные устройства, работа которых основана на использовании законов инерции, называют инерциальными. Разновидностью этих устройств являются устройства инерционного действия, в основе работы которых лежит использование сил инерции, эти устройства используют для измерения параметров абсолютной вибрации. Устройства ИД, в свою очередь, можно подразделить на устройства ИД с удерживающими и недерживающими связями [3].

Оптические методы измерения вибрации

Оптические методы измерения параметров вибрации являются бесконтактными волновыми, поскольку основаны на использовании явлений отражения, преломления, дифракции и интерференции волн. Оптические методы различают на фотомодуляционные (ФММ), интерференционно-оптические (ИОМ) и интерференционно-доплеровские методы.

Действие измерительных преобразователей, реализующих фотомодуляционные методы, основано на пространственной модуляции светового пучка или модуляции его интенсивности колеблющейся поверхностью, что может происходить за счет отражения, перекрытия или пересечения, вращения плоскости поляризации и т.п. Данные методы не критичны к источникам излучения, однако на практике чаще используют оптические квантовые генераторы или лазеры.

Метод пространственной модуляции светового пучка (иногда ее называют зеркальным) основан на последующем преобразовании пространственного смещения пучка, линейного и углового, позиционно-чувствительным элементом (фотопреобразователем). Работу позиционно-чувствительного фотопреобразователя запишем в общем виде

$$A(\delta) = B[\Phi(\delta)] \quad (19),$$

где $A(\delta)$ - выходной сигнал;

B - некоторый оператор;

δ - пространственное смещение светового пучка;

$\Phi(\delta)$ - поток излучения, воспринимаемый преобразователем.

Основные параметры преобразователя: крутизна позиционной характеристики

$$S = \frac{dA(\delta)}{d\delta} \quad (20),$$

и минимально обнаружимое смещение $\delta_{\min}$, которое находят из соотношения

$$A(\delta_{\min}) = k_0 \cdot A_u \quad (21),$$

где A_u - среднеквадратичное значение шумов преобразователя;

k_0 - допустимое отношение сигнал/шум.

В зависимости от типа позиционно-чувствительного преобразователя выходной сигнал может быть величиной непрерывной (например, в случае использования фотопотенциометра) и дискретной (например, в случае применения диссектора со специальной формой мишени и диафрагмы) [8].

Другим распространённым методом является модуляция светового пучка некоторой структурой, имеющей функцию пропускания с четко выраженной периодичностью (например, растр или дифракционная решетка). Дискретность характеристики преобразования этого метода очевидна, причем входная величина (виброперемещение) квантуется по уровню. Сопряжением параллельных растров получают комбинационные (муаровые или нониусные) полосы. В этом случае малому перемещению подвижного растра соответствует значительное перемещение комбинационных полос. Разновидностью подобных преобразователей являются кодовые маски, позволяющие передавать информацию о линейном или угловом перемещении в параллельном n – разрядном цифровом коде, что дает

возможность непосредственно сопрягать такие преобразователи с каналами цифровой обработки и регистрации [4].

Использование ФММ для измерения силы и ускорения основано на различных эффектах, например пьезооптическом, использующем поляризационный способ модуляции интенсивности. Заметим, что оптический по принципу действия, этот измерительный преобразователь относится к типу контактных [21].

Возможности методов оптической регистрации вибрационных процессов, основанных на скоростной фотосъемке объекта и использования стробоскопического эффекта при визуальной регистрации, исчерпываются в основном получением качественной информации о вибропроцессе.

Интерференционно-оптические методы, применяемые в виброметрии, основаны на использовании информации, содержащейся в фазе световой волны, отраженной от поверхности исследуемого объекта. Следовательно, получение информации о параметрах движения объекта связано с процессом демодуляции фазо-модулированного сигнала оптического диапазона, что осуществляется (исключая способ преобразования ФМ оптического в пространстве смещение с помощью дисперсионного элемента) только посредством интерференции. Так как $\frac{d\varphi}{dt}$ - есть частота (в данном случае – следствие линейного эффекта Доплера), эти методы можно рассматривать как интерференционно-доплеровские. Учитывая, что реальные приемники оптического диапазона (в том числе и глаз) являются квадратичными детекторами, необходимо осуществлять следующую последовательность преобразований сигнала в измерительном канале такого типа: фазовая модуляция (эффект Доплера) – фазовая демодуляция (интерференция) – квадратичное детектирование (фоторегистрация).

По виду получаемой информации методы оптической интерферометрии делят на локальные (дающие информацию о параметрах вибрации отдельных точек поверхности исследуемого объекта) и

интегральные (дающие информацию о распределении параметров вибрации по поверхности объекта), соответственно на интерференционно-доплеровские и интерференционно-голографические.

В зависимости от кинематического параметра, к которому чувствительна данная оптическая схема интерференционно-доплеровского измерительного преобразователя, различают интерферометры перемещения и интерферометры скорости. В первом случае сигнал на выходе интерферометра пропорционален виброперемещению, а о виброскорости судят по скорости изменения этого сигнала; во втором случае сигнал пропорционален виброскорости, а производная сигнала по времени – виброускорению [1].

Схема включения интерферометра скорости в измерительный канал показан на рисунке 5.

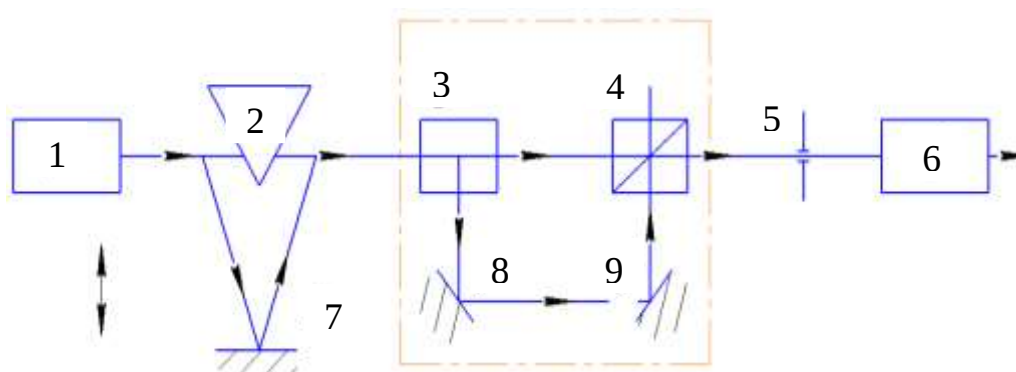


Рисунок 5 – Интерферометр скорости:

1 – оптический квантовый генератор (ОКГ), 2, 8, 9 – зеркала, 3, 4 – светоделительные призмы, 5 – щелевая диафрагма, 6 – фотодетектор, 7 – поверхность объекта

Интерферометр обведен (обведен штрихпунктирной линией) состоит из светоделительных призм 3 и 4 и зеркал 8 и 9, то есть это асимметричный (плечо 3-8-9-4 больше плеча 3 – 4) интерферометр Маха – Цендера. Излучение ОКГ 1 направляется зеркалом 2 на поверхность колеблющегося объекта 7 и, про модулированное по частоте доплер – эффектом, попадает в интерферометр, где делится призмой 3 на два пучка, проходящие из – за асимметрии плеч разным путем. Разность оптических путей Δl эквивалентна

некоторой временной задержке $\tau = \frac{\Delta l}{c}$ (с – скорость света), которая неодинакова для различных частот излучения. Следовательно, соединяемые призмой 4 пучки создадут интерференционную картину, перемещающуюся в результате изменения частоты излучения ω_0 в ту или другую сторону в зависимости от знака изменения. Щелевая диаграмма 5 ограничивает поле зрения фотопреобразователя 6 участком, меньшим по сравнению с расстоянием между интерференционными полосами, что позволяет получить на выходе 6 фото I_ϕ , пропорциональный виброскорости объекта v :

$$I_\phi = I_{\phi 0} \cdot \cos^2 \cdot \left[\varphi_0 + \frac{(2\pi \cdot \tau \cdot v)}{\lambda} \right] \quad (22),$$

где $I_{\phi 0}$ - амплитуда фототока;

φ_0 - начальная фаза;

λ - длина волны излучения ОКГ 1.

Интерференционно-голографические методы измерений основаны на регистрации фазовых возмущений волнового фронта, возникающих при отражении от некоторой вибрирующей поверхности. В общем случае реализация методов представляет собой двухстадийный процесс записи (регистрации) голограммы и восстановления изображения (действительного или мнимого) за счет преобразования голограммой опорной волны в копию предметной. Оптическая схема, реализующая данные методы, представляет собой вариант двухлучевого интерферометра (рисунок 6) [5].

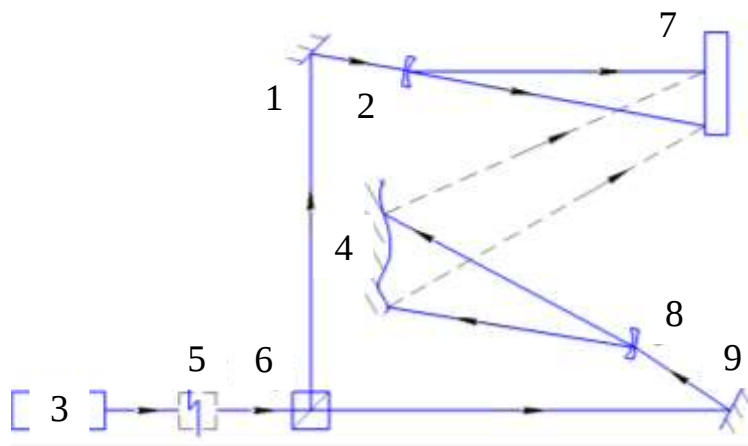


Рисунок 6 – Интерференционно-голографическая установка:

1,9 – зеркала, 2,8 – линзы (расширители пучков), 3 – ОКГ, 4 – объект, 5 – оптический затвор, 6 – светоотделитель, 7 – фоточувствительный материал

Луч лазера 3 делится призмой 6 на два пучка, направляемых зеркалами 1 и 9 в линзы 2 и 8, формирующие опорную и предметную волны. Предметная волна отражается поверхностью исследуемого объекта 4. Интерференционная картина, образованная опорой и отраженной предметной волнами, регистрируется фоточувствительным материалом 7, образуя (после соответствующей обработки) голограмму.

По способу записи голограммы различают три основных метода интерференционной голографии: метод многократных экспозиций, стробоголографический эффект метод и голографирование в реальном масштабе времени [6].

Пьезоэлектрический акселерометр

Пьезоэлектрический акселерометр является универсальным вибродатчиком и применяется в областях измерения и анализа механических колебаний. Эксплуатационная характеристика пьезоэлектрических акселерометров отличается широкими рабочими частотным и динамическим диапазонами, линейными характеристиками, прочной конструкцией, надежностью и долговременной стабильностью параметров. Так как

пьезоэлектрические акселерометры являются активными датчиками, генерирующими пропорциональный механическим колебаниям электрический сигнал, при их эксплуатации не нужен источник питания. Отсутствие движущихся элементов конструкции исключает возможность износа и гарантирует исключительную долговечность пьезоэлектрических акселерометров. Создаваемый акселерометром сигнал, пропорциональный ускорению, можно интегрировать с целью измерения и анализа скорости и смещения механических колебаний [7].

Основным элементом пьезоэлектрического акселерометра является диск из пьезоэлектрического материала, в качестве которого нормально используется искусственно поляризованная ферроэлектрическая керамика (рисунок 7). Подвергаемый действию силы (при растяжении, сжатие, сдвиге) пьезоэлектрический материал генерирует на своих поверхностях, к которым прикреплены электроды, электрический заряд, пропорциональный воздействующей силе.

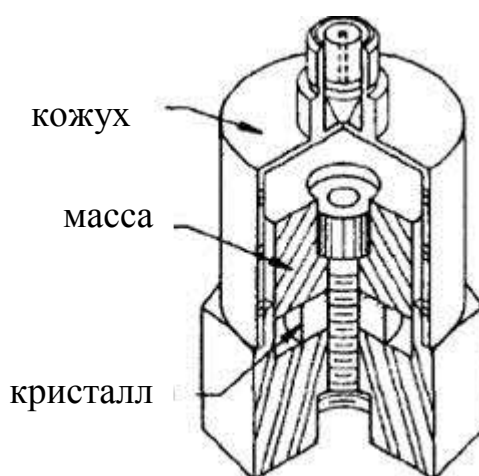


Рисунок 7 – Пьезоэлектрический акселерометр

Пьезоэлемент акселерометров сконструирован так, что при возбуждении механическими колебаниями предусмотренная в корпусе акселерометра масса воздействует на него силой, пропорциональной ускорению механических колебаний. Это соответствует закону, согласно которому сила равна произведению массы и ускорения.

На частотах значительно меньших резонансной частоты общей системы масса – пружина ускорение массы акселерометра идентично ускорению его основания, и, следовательно, создаваемый акселерометром электрический сигнал пропорционален ускорению воздействующих на него механических колебаний [22].

Основные варианты конструкции пьезоэлектрических акселерометров:

- вариант сжатия, в котором масса воздействует силой сжатия на пьезоэлектрический элемент;
- вариант сдвига, характерным для которого является работа пьезоэлемента под действием срезающего усилия, обусловленного внутренней массой акселерометра.

Интегральные акселерометры

Акселерометры представляют собой датчики линейного ускорения и в этом качестве широко используются для измерения углов наклона тел, сил инерции, ударных нагрузок и вибрации. Они находят широкое применение на транспорте, в медицине, в промышленных системах измерения и управления, в инерциальных системах навигации. В настоящее время изготавливаются акселерометры трех типов: пьезопленочные, объемные и поверхностные. Современные технологии микрообработки позволяют изготовить интегральные акселерометры, имеющие малые габариты (рисунок - 8) [21].

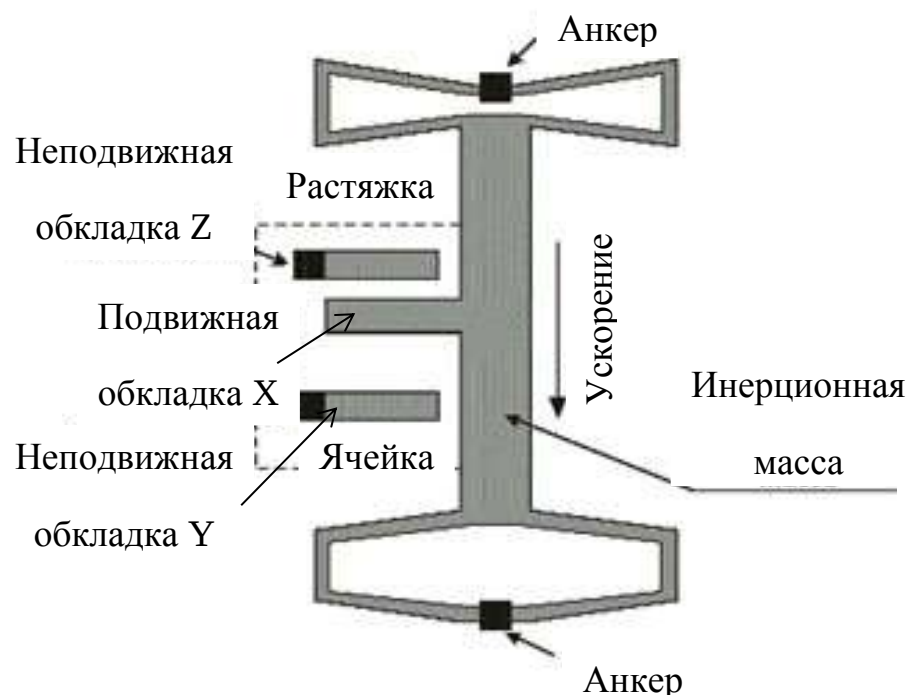


Рисунок 8 – Конструктивный блок элементарной ячейки датчика ускорения

Поверхностные интегральные акселерометры

Компания Analog Devices изготавливает семейство акселерометров ADXL 50 поверхностной конструкции [14].

Весь кристалл акселерометра размером $3,05 \times 3,05$ мм занят схемами формирования сигнала, которые окружают миниатюрный датчик ускорения размером 1×1 мм, расположенный в его центре. Датчик представляет собой дифференциальную конденсаторную структуру с воздушным диэлектриком, обкладки которого вырезаны (вытравлены) из плоского куска поликремневой пленки толщиной 2 мкм. Неподвижные обкладки этого конденсатора представляют собой простые консольные стержни, расположенные на высоте 1 мкм от поверхности кристалла в воздухе на поликремневых столбиках – анкерах, приваренных к кристаллу на молекулярном уровне. На рисунке 8 показан основной конструктивный блок элементарной ячейки датчика. Инерционная масса датчика ускорения при изменении скорости перемещения кристалла смещается относительно остальной части кристалла. Ее выступы образуют подвижную обкладку конденсатора

переменной емкости. С каждого конца эта структура опирается на столбики – анкеры, аналогичные по конструкции держателям неподвижных обкладок. Растяжки по концам инерционной массы, удерживающие ее на весу, являются как бы механическими пружинами постоянной упругости, ограничивающими перемещение инерционной массы и ее возврат в исходное положение. Поскольку перемещение инерционной массы должно происходить в плоскости поликремневой пленки, ось чувствительности датчика лежит в этой плоскости, и, следовательно, оно параллельна плоскости печатной платы, к которой припаивается датчик. Каждый из наборов неподвижных обкладок конденсатора электрически соединен параллельно внутри схемного кристалла. В результате получается пара независимых конденсаторов, подвижная обкладка которых образована всей совокупностью выступов инерционной массы. Внутри кристалла эти три обкладки подключены ко встроенным схемам формирования сигнала акселерометра. В спокойном состоянии (движение с постоянной скоростью) все выступы подвижной обкладки благодаря растяжкам находятся на одинаковом расстоянии от пар выступов неподвижных выступов обкладок. При каком – либо ускорении подвижные выступы приближаются к одному из наборов неподвижных выступов и удаляются от другого набора. В результате этого относительного перемещения соответствующие расстояния становятся неодинаковыми, и емкости между подвижной обкладкой и каждой из неподвижных обкладок изменяются. Акселерометры семейства ADXL также снабжены системой самотестирования. В ADXL 50 тестовый сигнал в виде последовательности прямоугольных импульсов низкой частоты подаются на подвижную обкладку. Это вызывает колебания инерционной массы, аналогичные тем, которые вызываются воздействием инерционных сил. Выходное напряжение исправного датчика также будет изменяться с той же частотой [6].

Analog Devices выпускает несколько моделей интегральных акселерометров : одноосные ADXL 105, ADXL 150, ADXL 190 на

максимальное ускорение $\pm 5g, \pm 50g, \pm 100g$ соответственно, и двухосные ADXL 202, ADXL 210, и ADXL 250 на максимальное ускорение по обеим осям $\pm 2g, \pm 10g, \pm 50g$ соответственно. Масса инерционного грузика – 0,1 мкг, емкость каждой части дифференциального конденсатора – 0,1 пФ, минимальное обнаруживаемое отклонение емкости – 20 аФ, минимальное обнаруживаемое отклонение подвижных обкладок конденсатора – 0,2 А (пятая часть диаметра атома) [9].

Объемные интегральные акселерометры

Объемный акселерометр состоит из двух пластин кремния, которые сплавлены друг с другом (рисунок 9). Три тонкими кремниевыми балками, инерционная масса соединена с кремниевой рамкой на пластине.

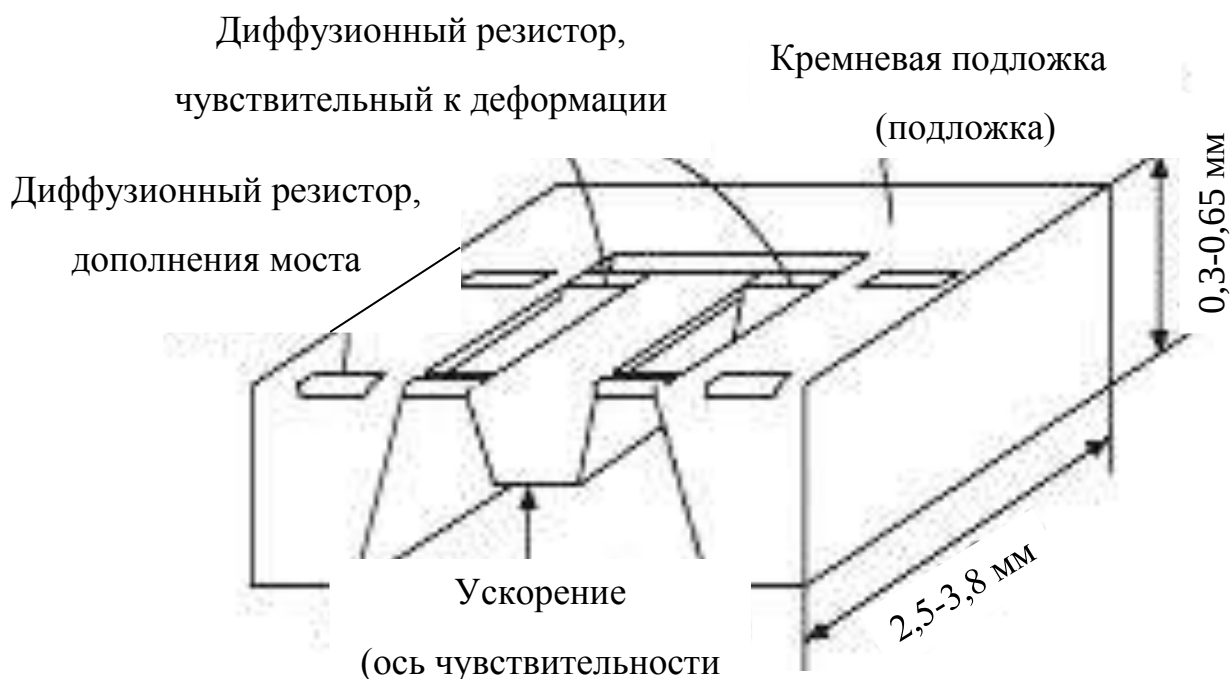


Рисунок 9 – Интегральный акселерометр объемной конструкции

Эта масса соединяется с рамкой механически с одного края. Каждая из коротких внешних балок содержит пару имплантированных пьезорезисторов, образующих полумост. Два полумоста соединяются в мостовую схему. Когда происходит изменение ускорения, масса движется вниз, изгибая балки и вызывая деформацию пьезорезисторов. Таким образом,

датчик и расположенная вне кристалла электронная схема обработки сигналов создают при работе выходной сигнал напряжением от 50 до 100 мВ полной шкалы, вызываемой деформацией пьезорезисторов, включенных по схеме моста Уитстона [23].

Датчик снабжен системой самоконтроля. Ключевую роль в системе самоконтроля играет резистор – возбудитель, который нагревается при пропускании через него электрического импульса с силой тока 50 мА, напряжением 9 В и длительностью 50 мс. Когда балка, расположенная в средней части пластины, нагревается, происходит ее удлинение, поскольку температурный коэффициент расширения кремния положителен. А так как концы ее закреплены, она прогибается, отклоняет инерционную массу и изгибает балку, содержащую пьезорезисторы. Эта балка смещается примерно 3 мкм в том же направлении, что и масса при проведении тест – удара.

Интегральные датчики ускорения объемной конструкции имеют ряд недостатков. Во-первых, они сложены в производстве, поскольку операции формирования объемных структур трудно совместить со стандартными поверхностными интегральными технологиями. Во-вторых, желательно иметь датчик минимально возможных размеров. Уменьшение размеров кристалла дает повышение его прочности и снижение стоимости. В то же время в датчике объемной конструкции только на размещение чувствительного элемента требуется от 6,5 до 16 мм^2 площади кристалла. Размещение на кристалле схем формирования сигнала может увеличить эту площадь еще в два раза. Поэтому, в частности, один из датчиков ускорения компании Motorola имеет двухкристальную конструкцию. На одном кристалле выполнен объемный чувствительный элемент, а на другом – схема обработки сигнала.

Пленочные пьезоэлектрические акселерометры

Пленочные пьезоэлектрические датчики ускорения выполняются на основе многослойной пьезоэлектрической полимерной пленки. Многослойная пленка закреплена на подложке из окиси алюминия, и к ней присоединена инерционная масса из порошкового металла. При изменении скорости движения датчика в результате действия инерционных сил происходит деформация пленки. Благодаря пьезоэффекту возникает разность потенциалов на границах слоев пленки, зависящая от ускорения. Чувствительный элемент датчика обладает чрезвычайно высоким выходным сопротивлением, поэтому на подложке датчика имеется также полевой транзистор с малым током затвора, который представляет собой усилитель напряжения. Это позволяет измерять переменные ускорения со сравнительно низкой частотой. Датчики этого типа имеют плохую повторяемость характеристик в серийном производстве, высокую чувствительность к изменению температуры и давления. Они не могут контролировать постоянные ускорения и гравитационные силы [13].

Технические средства измерения, анализа и регистрации параметров вибрационных процессов

В последние 10 – 15 лет на предприятиях нефтяной и газовой промышленности происходят значительные изменения. Нужно измерять, контролировать основные технологические параметры оборудования. Реализация испытательных процессов значительно видоизменилась в результате бурного внедрения в промышленности микропроцессоров, персональных компьютеров и прикладного программного обеспечения. Для контроля и автоматизации технологических операций на установках применяются контрольно-измерительные приборы и средства автоматизации.

Измерительно-вычислительный комплекс МИС – 300 М

Измерительно-вычислительный комплекс для измерения, анализа и регистрации параметров вибрационных процессов МИС – 300 М представляет собой прибор со встроенными функциями записи, воспроизведения и экспресс-анализа быстропеременных аналоговых сигналов по независимым измерительным каналам (8/16/24 канала), (рисунок 10) [11].



Рисунок 10 – Измерительно-вычислительный комплекс МИС – 300 М

Прибор предназначен для измерения и анализа сигналов датчиков вибрации, акустических шумов, статико-динамического давления, а также для измерения других аналоговых сигналов в полосе частот от постоянного тока до 98 000 Гц и амплитудой до 12 В. Обеспечивается вывод измеряемых величин или преобразованных параметров на встроенный цветной жидкокристаллический или внешний экран одновременно по произвольному количеству входных измерительных каналов. Прибор позволяет работать с различными видами первичных измерительных преобразователей (пьезоэлектрическими, индуктивными, тензометрическими, емкостными).

Прибор может комплектоваться внешними модулями – нормализаторами как усилитель заряда пьезоэлектрических датчиков, нормализатор сигнала датчика оборотов и другие [15].

Графический дисплей на ряду с клавиатурой и мышью служит основным средством взаимодействия программно-аппаратного комплекса прибора с оператором.

Таблица 1 – Технические характеристики измерительно-вычислительного комплекса МІС – 300 М

Параметры	Значения
Число входных аналоговых дифференциальных каналов	8,16,24
Амплитудный диапазон измерения напряжений	12 В
Частоты дискретизации	$f_s = 422 - 216000 \text{ Гц}$
Максимальный уровень внеполосной помехи	Не более 90 Дб
Входное сопротивление	1 МОм
Частота среза аналогового ФНЧ по уровню – 3 Дб	900 кГц
Частота среза цифрового ФНЧ по уровню – 3 Дб	$f_s / 2$
Частота среза аналогового ФВЧ по уровню – 3 Дб	0,2 Гц
Номинальная потребляемая мощность	Не более 120 Вт
Габаритные размеры	320×300×200мм
Масса	12 кг

Стационарный комплекс контроля вибрации КОРУНД

Комплекс стационарной диагностики КОРУНД предназначен для сбора данных о вибрационном состоянии сложных агрегатов.

Таблица 2 – Технические характеристики комплекса контроля вибрации

Параметры	Значения
1	2

1	2
Функциональные возможности	Мониторинг, диагностика, защита
Контролируемые параметры	Вибрация, температура, ток, давление
Подключаемые датчики	Пьезоакселерометры, вибропреобразователи, тахометры
Количество измерительных каналов	64 аналоговых входа, 24 цифровых входа/выхода
Типы замеров вибрации	Любые одноканальные типы замеров (общий уровень, амплитуда, спектр оггибающей, форма сигнала), гармонический анализ
Частотный диапазон	2 – 25 000 Гц
Погрешность измерений	±5%
Неравномерность АЧХ	±1Дб
Балансировка в собственных опорах	Многоплоскостная
Диапазон рабочих температур	0... + 70 ⁰ С
Средняя наработка на отказ	Не менее 100 000 ч

Полустационарная система вибродиагностики МС – 64

Полустационарная система вибродиагностики МС – 64 представляет собой совокупность первичных преобразователей: датчиков вибрации и частоты вращения, соединенных кабельными линиями с многоканальными коммутирующими блока МС – 64, расположенными, в непосредственной

близости от контролируемого объекта. К каждому коммутирующему блоку одновременно может быть подключено до 64 датчиков вибрации и 8 тахометрических датчиков. Сигнал от датчика активного на момент сбора данных, по кабельной линии передается к модулю управления для последующей обработки и записи данных при помощи переносных виброизоляторов [24].

Таблица 3 - Технические характеристики комплекса МС – 64

Параметры	Значения
Функциональные возможности	Мониторинг, диагностика,
Контролируемые параметры	Вибрация, частота вращения
Подключаемые датчики	Пьезоакселерометры, велосиметры, тахометры
Количество измерительных каналов	64 аналоговых входа, 8 входов для тахометрических датчиков
Типы замеров вибрации	Любые одноканальные измерения, поддерживаемые используемым виброанализатором (общий уровень, амплитуда, спектр огибающей, форма сигнала)
Балансировка в собственных опорах	Балансировочная программа, реализованная в виброанализаторе
Диапазон рабочих температур	0... + 70 ⁰ С
Средняя наработка на отказ	Не менее 100 000 ч

Стационарный комплекс вибрационного контроля и защиты роторного оборудования РУБИН – М1

Комплекс виброконтроля РУБИН – М1 предназначен для технологического контроля, защиты и диагностики оборудования по вибрационным, температурным и различным механическим параметрам.

Таблица 4 - Технические характеристики комплекса вибрационного контроля и защиты роторного оборудования

Параметры	Значения
1	2
Функциональные возможности	Мониторинг, диагностика, защита
Контролируемые параметры	Вибрация, температура, ток, давление
Подключаемые датчики	Пьезоакселерометры, вибропреобразователи, тахометры, датчики температуры, микрофоны велосиметры
Количество измерительных каналов	8 синхронных аналоговых входов, 8 диагностических аналоговых входов, 4 входов для тахометрических датчиков
Типы замеров вибрации	Любые одноканальные и многоканальные типы замеров (общий уровень, амплитуда, спектр оггибающей, форма сигнала), гармонический анализ

1	2
Частотный диапазон	2 – 25 000 Гц
Погрешность измерений	±5%
Неравномерность АЧХ	±1Дб
Балансировка в собственных опорах	Многоплоскостная
Диапазон рабочих температур	–40...+85 ⁰ С
Средняя наработка на отказ	Не менее 100 000 ч

Комплекс измерения и контроля параметров роторных агрегатов «Алмаз – 7010»

Комплекс виброконтроля Алмаз -7010 предназначен для технологического контроля, защиты и диагностики оборудования по вибрационным, температурным и различным механическим параметрам. Позволяет осуществлять непрерывный виброконтроль, мониторинг и диагностику опорных конструкций, биение валов агрегата, качество центровки и сочленения роторов, изменения температурных параметров [26].

Таблица 5 – Состав комплекса Алмаз – 7010

Параметры	Значения
1	2
Датчик	Абсолютного виброперемещения РА 059 однокомпонентный (обеспечивает измерение в условиях затопления водой)

1	2
Рабочая температура	$-50... + 60^{\circ}\text{C}$
Диапазон рабочих частот	0,5 – 200 Гц
Датчик	Линейных перемещений типа СИЭЛ 1662
Рабочая температура	$0... + 120^{\circ}\text{C}$
Допустимая относительная влажность воздуха	До 98 % при температуре $+35^{\circ}\text{C}$
Диапазон измерений	0 – 5мм

Виброметр «Янтарь – М»

Виброметр «Янтарь – М» предназначен для измерения виброскорости, виброускорения и виброперемещения в стандартных и установленных пользователем частотных диапазонах с заданным временем усреднений.

Этот виброметр с функцией диагностики подшипников для определения дефектов монтажа, зарождающиеся дефекты подшипников, а также степень их износа [1].



Рисунок 11 – Виброметр «Янтарь – М»

Таблица 6 – Технические характеристики виброметра «Янтарь – М»

Параметры	Значения
Частотный диапазон	5 – 10000 Гц
Каналы измерения вибрации	1
Датчик вибрации	Пьезоэлектрические ИСР
Питание	Встроенные аккумуляторы
Условия эксплуатации	$-10...+50^{\circ}C$
Габариты	$1650 \times 55 \times 35 \text{ мм}$
Масса прибора с аккумулятором	325 грамма

1.4 Принципы виброизоляции

В расчетной модели виброзащитной системы можно выделить три основные части: источник возмущений (или кратко источник), объект защиты (объект) и виброизолирующее устройство (ВУ). [21] В простейшем случае источник и объект считаются твердыми телами, движущимися поступательно вдоль некоторой оси X (рисунок 12). Приложенные к системе внешние силы F (возмущения), а также внутренние силы R и R' , с которыми виброизолирующее устройство, расположенное между источником и объектом воздействует на них, считаются направленными вдоль оси X ; тем самым ось X служит осью рассматриваемого виброизолирующего устройства.

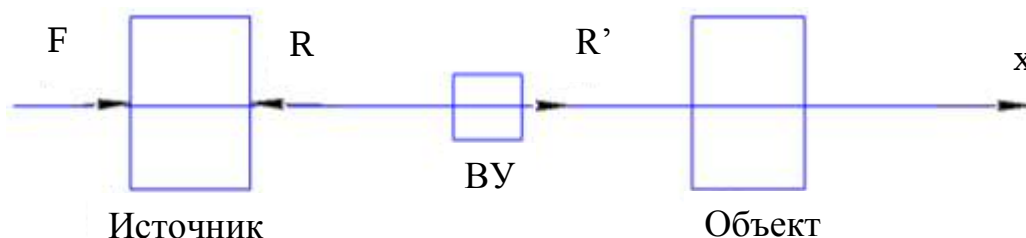


Рисунок 12 – Принципиальная схема виброзащитной системы (общий случай)

В большинстве случаев масса одного из тел системы – источника или объекта – существенно превышает массу другого тела – соответственно объекта или источника. Тогда движение тела «большой» массы может считаться не зависящим от движения тела «малой» массы. Если, в частности, «большую массу» имеет объект, то его обычно считают неподвижным; движение системы вызывается в том случае приложенными к источнику внешними силами, представляющими силовое возбуждение $F = F(t)$ (рисунок 13, а). Если «большую» массу имеет источник, то закон его движения $\xi = \xi(t)$ можно считать заданным; это движение играет роль кинематического возбуждения системы (точнее – объекта, рисунок 13, б). В обоих случаях тело большой массы называют несущим, или основанием, тело малой массы – несомым [25].

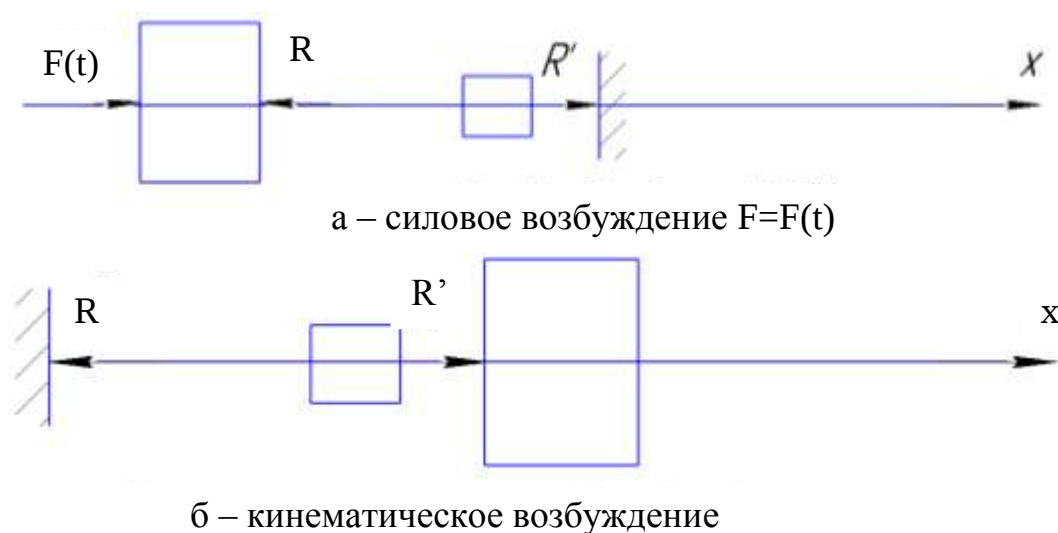


Рисунок 13 – Принципиальная схема виброзащитной системы

Схему, представленную на рисунке 13, а, обычно используют тогда, когда речь идет о защите зданий, сооружений, перекрытий от динамических воздействий, возбуждаемых установленными на них машинами с неуравновешенными движущимися частями или иными виброактивным оборудованием. Схему, изображенную на рисунке 13, б, используют в задачах виброзащиты приборов и аппаратов, точных механизмов или

станков, то есть оборудования чувствительного к вибрациям и устанавливаемого на колеблющихся основаниях или на движущихся объектах [28].

Виброизолирующее устройство представляет важнейшую часть виброзащитной системы; его назначение состоит в создании такого режима движения, инициируемого заданными возмущениями, при котором реализуется цель защиты объекта. Во многих случаях это оказывается достижимым при использовании безынерционного виброизолирующего устройства, которое для схем, изображенных на рисунках 12 и 13, представляет одноосный виброизолятор. Для такого виброизолятора R и R' совпадают по величине, причем в рассматриваемом ниже простейшем случае реакцию R можно считать пропорциональной деформации δ и скорости деформации $\dot{\delta}$ виброизолятора

$$R = c \cdot \delta + b \cdot \dot{\delta} \quad (23),$$

Зависимость (23) описывает линейную характеристику простого безынерционного виброизолятора; коэффициенты c и b называются соответственно жесткостью и коэффициентом демпфирования. При $b = 0$ зависимость (23) описывает характеристику линейного идеально упругого элемента (пружины); при $c = 0$ - характеристику линейного вязкого демпфера. Таким образом, модель виброизолятора с характеристикой (23) можно представить в виде параллельного соединения пружины и демпфера (рисунок 14) [3].

Коэффициент жесткости c виброизолятора с линейной характеристикой (23) определяют собственную частоту системы

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (24),$$

Значение c определяет также статическую деформацию δ_{cm} (осадку) виброизолятора, связанную с

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g \cdot \sin \alpha}{\delta_{cm}}} \quad (25),$$

где δ_{cm} - деформация под осевой статической нагрузкой $m \cdot g \cdot \sin \alpha$;

m - масса несомого тела;

α - угол наклона оси виброизолятора к горизонту.

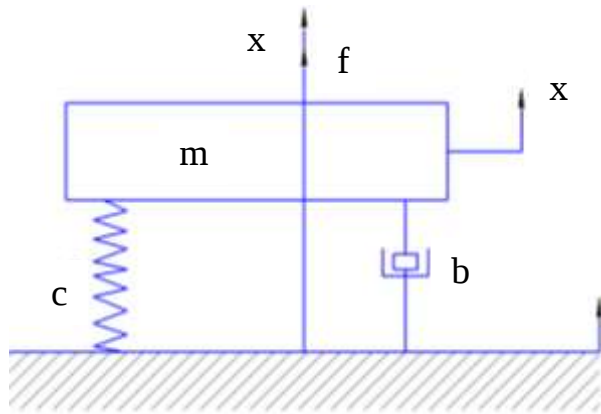


Рисунок 14 – Расчетная модель простейшей виброзащитной системы с одной степенью свободы

Демпфирующие свойства системы, представленной на рисунке 14, характеризуются коэффициентом демпфирования [29]

$$n = \frac{b}{2m} \quad (26),$$

и относительным демпфированием

$$\nu = \frac{b}{2\sqrt{c \cdot m}} \quad (27),$$

Эффективность виброзащиты. Коэффициенты эффективности при гармоническом возбуждении

Под эффективностью виброзащиты понимается степень реализации виброзащитным устройством целей виброзащиты. При силовом гармоническом возбуждении

$$F(t) = F_0 \cdot \sin \omega \cdot t \quad (28),$$

$$\xi(t) = 0 \quad (29),$$

где F_0 и ω - соответственно амплитуда и частота вынуждающей силы.

Цель защиты может состоять в уменьшении амплитуды R_0 силы, передаваемой на неподвижный объект или в уменьшении амплитуды X_0 установившихся вынужденных колебаний источника [4].

$$X_0 = \frac{F_0}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \cdot \omega^2}} \quad (30),$$

$$R_0 = \frac{F_0 \sqrt{\omega_0^4 + 4n^2 \cdot \omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \cdot \omega^2}} \quad (31),$$

При кинематическом гармоническом возбуждении

$$F(t) = 0; \xi(t) = \xi_0 \sin \omega \cdot t \quad (32),$$

Цель защиты может заключаться в уменьшении амплитуды абсолютного ускорения (перегрузки) объекта

$$W = \frac{\xi_0 \cdot \omega^2 \sqrt{\omega_0^4 + 4n^2 \cdot \omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \cdot \omega^2}} \quad (33),$$

а также в уменьшении амплитуды его колебаний относительно основания:

$$X'_0 = \frac{\xi_0 \cdot \omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \cdot \omega^2}} \quad (34),$$

Количественно степень реализации цели виброзащиты можно охарактеризовать значениями безразмерных коэффициентов эффективности. Для расчетной модели, изображенной на рисунке 14, при силовом возбуждении вводят коэффициенты [5]

$$k_R = \frac{R_0}{F_0}; k_X = \frac{c \cdot X_0}{F_0} \quad (35),$$

Величины k_R и k_X называют соответственно коэффициентом виброизоляции и коэффициентом динамичности.

Виброизолирующее устройство часто выполняют в виде соединения нескольких виброизоляторов, образующих сложный. При определенных условиях реакция R такого соединения может аппроксимироваться зависимостью (23), где δ - деформация соединения в целом. Тогда рассматриваемый сложный виброизолятор эквивалентен (в смысле воздействия на источник и объект) простому, коэффициенты c_δ и b_δ которого называются при этом эквивалентными коэффициентами жесткости и демпфирования [11].

Классификация виброизоляторов

Компоновка подвеса осуществляется как правило из серийно выпускаемых виброизоляторов, различающихся упругодемпфирующими характеристиками, различным сочетанием виброизолирующих и ударозащитных свойств, долговечностью, способностью функционировать в тех или иных климатических условиях, а также чисто конструктивными особенностями – габаритами, способом монтажа и так далее. Все перечисленные свойства в определенной степени сохраняются для виброизоляторов одного и того же вида всех типоразмеров.

Современные виброизоляторы принято классифицировать в основном по виду или способу введения демпфирования или по материалу упругого элемента. Различают резинометаллические, пружинные и цельнометаллические виброизоляторы с воздушным или сухим трением, а также недемпфированные. К последним относят виброизоляторы, демпфирующие свойства которых определяются внутренним трением в материале упругого элемента [27].

Резинометаллические виброизоляторы

Упругим элементом виброизоляторов этого типа является фасонный резиновый массив, соединенный с деталями металлической арматуры с помощью вулканизации. Достоинства резинометаллических виброизоляторов заключаются в простоте их конструкции, в широком диапазоне изменения их упругих характеристик, определяющихся как маркой применяемой резины, так и конфигурацией упругого элемента, в возможности произвольной ориентировки виброизоляторов относительно основания. Особые свойства резины определяют, однако, и их недостатки: изменение динамических свойств при длительной эксплуатации, связанное с так называемым «старением» резины; недостаточная надежность соединения резинового массива с металлической арматурой; ухудшение виброзащитных свойств в условиях, отличающихся от нормальных (например, при повышенной или пониженной температуре и влажности); недостаточное в отдельных случаях демпфирование; невозможность использования в атмосфере, содержащей пары бензина, масла и нефти.

Промышленность выпускает несколько типов резинометаллических виброизоляторов, отличающихся формой резинового массива и способом крепления к объекту и источнику [31].

Виброизоляторы типа АП и АЧ

Конструкции виброизоляторов этих почти идентичны. Их основным элементом является фасонный резиновый массив, спрессованный с металлической втулкой, служащей для крепления с объектом, и пластинкой (АП) или чашкой (АЧ), с помощью которых осуществляется соединение с колеблющимся основанием. Виброизоляторы типа АП и АЧ в основном для виброизоляции приборов и радиоэлектронной аппаратуры сравнительно небольшой массы.

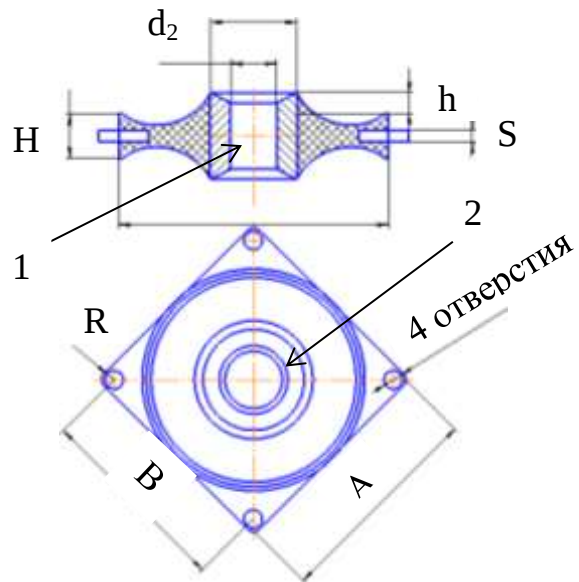


Рисунок 15 – Виброизолятор типа АП

1 – втулка; 2 – ограничительная шайба

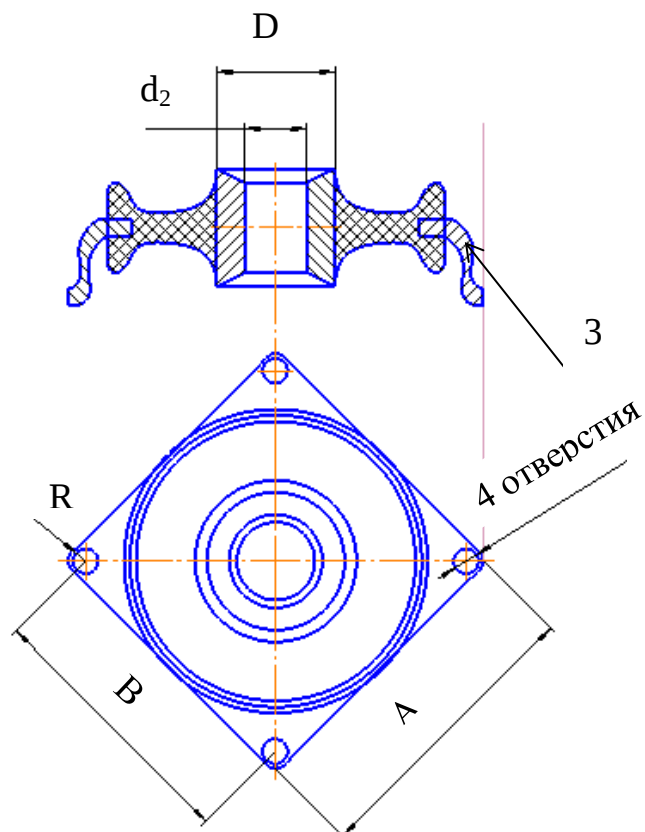


Рисунок 16 – Виброизолятор типа АЧ

1 – втулка; 2- ограничительная шайба; 3 - грибок

Виброизоляторы типа АП (АЧ) при номинальной нагрузке имеют «собственную частоту» (под которой понимается собственная частота

вертикальных колебаний тела на виброизоляторе с вертикально расположенной осью, при чем вес тела совпадает с величиной номинальной осей нагрузки на виброизолятор) 10 – 15 Гц, а в боковом направлении ν или u - 15 -25 Гц. Поэтому их рекомендуется использовать в частотном диапазоне от 22 до 2000 Гц при амплитудах вибрации основания от 1,2 мм в низкочастотном диапазоне до 0,002 мм при высоких частотах и при температуре от $-45^{\circ}\text{C} \dots +80^{\circ}\text{C}$. Их относительный коэффициент демпфирования оказывается практически постоянным (в рабочем диапазоне нагрузок и деформаций); $\nu = 0,1$. С понижением температуры до -30°C жесткость виброизоляторов возрастает на 50 %, при температуре -60°C они полностью затвердевают [32].

Таблица 7 – Размеры и основные параметры виброизоляторов типа АП

Тип вибро- изолятора	А	В	Н	h_1	h	d	d_1	d_2
	мм							
АП – 1- 0,45 АП – 1 – 0,9 АП – 1 -1,8	25	32	10	5,6	4	4,2	3,2	25
АП – 2 - 0,9 АП – 2 – 3,6 АП – 2 – 5,4	35	45	16	9,5	4,5	6,2	4,2	38
АП – 3 – 4,5 АП – 3 – 9,0 АП – 3 – 15	45	57	25	18	4,5	10,2	5,2	50

Примечание: в марке виброизолятора первая цифра означает номер серии, вторая номинальную нагрузку (кгс) по осям u, ν, ω

Таблица 8 - Размеры и основные параметры виброизоляторов типа АЧ

Тип вибро-изолятора	А	В	Н	h_1	h	d	d_1	d_2
	мм							
АЧ – 1- 0,45 АЧ – 1 – 0,9 АЧ – 1 -1,8	35	42	18	5,6	4	4,2	3,2	25
АЧ – 2 - 0,9 АЧ – 2 – 3,6 АЧ – 2 – 5,4	50	60	29,5	9,5	4,5	6,2	4,2	38
АЧ – 3 – 4,5 АЧ – 3 – 9,0 АЧ – 3 – 15	64	76	38	18	4,5	10,2	5,2	50

Виброизоляторы типа АР

У виброизоляторов типа АР резиновый массив выполнен в виде монолита с десятью «рожками» с завулканизированными в них гайками (рисунок 17).

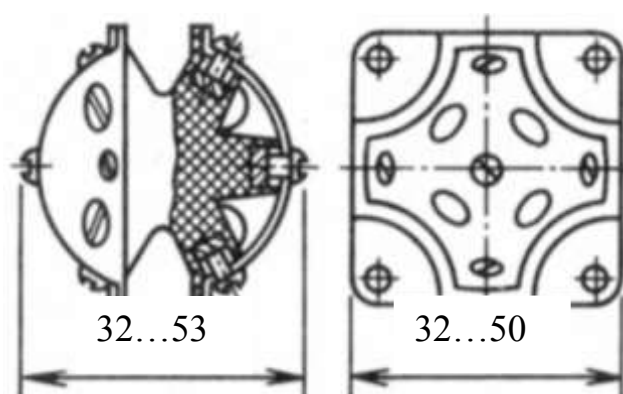


Рисунок 17 – Виброизолятор типа АР

Амплитудно-частотная характеристика виброизолятора АР при номинальной нагрузке и амплитудах колебаний основания от 0,01 до 0,1 см (при резонансе). Виброизоляторы типа АР рекомендуется применять в частотном диапазоне от 10 до 70 Гц с амплитудами вибраций от 1 до 0,5 мм м

при температурах $-45^{\circ}\text{C} \dots +50^{\circ}\text{C}$. Преимущества виброизоляторов этого типа состоят почти в одинаковых виброзащитных свойствах как в осевом, так и в боковых направлениях, а также в большей по сравнению с виброизоляторами типа АП и АЧ долговечности, связанной с более равномерным распределением напряжений в упругом элементе [24].

Таблица 9 – Характеристики нагрузок виброизолятора типа АР

Тип виброизолятора	Растяжение		Сжатие	
	Номинальная нагрузка на виброизолятор P_{ω} , кгс	Прогиб номинальный, мм	Номинальная нагрузка на виброизолятор P_{ω} , кгс	Прогиб номинальный, мм
АР - 2	2	2,0	3	1,5
АР - 5	5		7	2,0
АР - 8	8	4,0	10	3,0

Таблица 10 – Характеристики нагрузок и параметры виброизоляторов типа АР

Тип виброизолятора	Сдвиг		А	В	Н	Д	d
	Номинальная нагрузка на виброизолятор P_{ω} , кгс	Прогиб номинальный, мм	мм				
АР - 2	2	2,0	24	32	32,4	28	3,6
АР - 5	5		32	40	42,4	38	
АР - 8	8	4,0	40	50	53	48	4,8

Виброизоляторы типа АЦП

Упругий элемент виброизолятора АЦП состоит из цилиндрической пружины, навитой на цилиндрический массив из металлической путанки.

Схема представлена на рисунке 18. Промышленность выпускает шесть типоразмеров серии, рассчитанных на осевую номинальную нагрузку от 0,5 до 30 кгс. Собственные частоты виброизоляторов АЦП находятся в пределах от 8 до 10 Гц, коэффициент динамичности (коэффициент виброизоляции) при резонансе может принимать значения от 3 до 6 [24].

1.5 Колебания пружин

Витые пружины (цилиндрические, фасонные, плоские, спиральные и другие), нагруженные внешними периодическими силами, широко применяют в высокоскоростных и быстродействующих машинах, приборах и автоматических устройствах в качестве основных силовых (несущих) или вспомогательных элементов. Вредные, непредусмотренные вибрации пружин или потеря ими динамической устойчивости приводит к появлению паразитных колебаний рабочего органа машины, нарушению силового замыкания между отдельными ее звеньями, появлению дополнительных напряжений в материале и, как следствие, к уменьшению надежности машины вплоть до ее аварийного выхода из строя [2].

В практических расчетах встречаются прежде всего с задачами об определении частот свободных продольных, крутильных и поперечных колебаний, которые должны быть достаточно далеки от частот возмущения или одна от другой; с расчетом ширины и расположения зон динамической неустойчивости и параметрических колебаний, а также взаимосвязанных нелинейных колебаний; с вычислением динамических составляющих напряжений основных и дополнительных колебаний. Роль демпфирования как ограничивающего фактора при колебаниях пружин минимальна, так как количественные характеристики внутреннего трения и потерь в конструкции малы [17].

Эквивалентные характеристики цилиндрических пружин

В таблице 11 приведены основные массовые и жесткостные характеристики эквивалентного бруса; при сжатии пружина раскручивается, θ_y (угол поворота жесткого сечения), $M_k < 0$; при растяжении θ_y , $M_k > 0$ (рисунок 18 и 19 соответственно). При малых углах $\psi (\leq 10^\circ)$ справедливы линейные соотношения. Когда $\psi > 10^\circ$, следует учитывать конечные изменения размеров пружин [26].

Таблица 11 – Основные массовые и жесткостные характеристики пружин

Характеристика	Формула	Характеристика	Формула
Пружины растяжения - сжатия		Пружины изгиба	
1	2	3	4
Продольная жесткость B_1	$\frac{G \cdot d^4 \cdot \pi}{8D^2} \cdot tg\psi$	Поворотная жесткость B_3	$\frac{2E \cdot J \cdot tg\psi}{2 + \mu}$
Крутильная жесткость B_2	$\frac{E \cdot d^4 \cdot \pi}{64} \cdot tg\psi$	Сдвиговая жесткость B_4	$\frac{8E \cdot J \cdot tg\psi}{D^3}$
Упругая осевая N	$\frac{\lambda \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot K}$	Момент инерции витка тора относительно оси перпендикулярной плоскости колебаний J_0	$\frac{D^2 \cdot d^2 \cdot \pi}{32 \cdot tg\psi}$
Угол скручивания θ при действии N	$\pm \frac{N \cdot D \cdot \mu \cdot \sin 2\psi}{E \cdot J}$	Площадь эквивалентного	$\frac{d^2 \cdot \pi}{4 \cdot tg\psi}$

1	2	3	4
на пружину со свободно вращающимся торцом		бруса А	
Момент инерции витка тора относительно оси пружины J_k	$\frac{D^2 \cdot d^2 \cdot \pi}{16 \cdot \operatorname{tg} \psi}$		
Крутящий момент пружины с неповторяющимися торцами M_k	$\pm \frac{N \cdot D \cdot \mu \cdot \sin 2\psi}{4(1 + \mu \cdot \sin^2 \psi)}$		

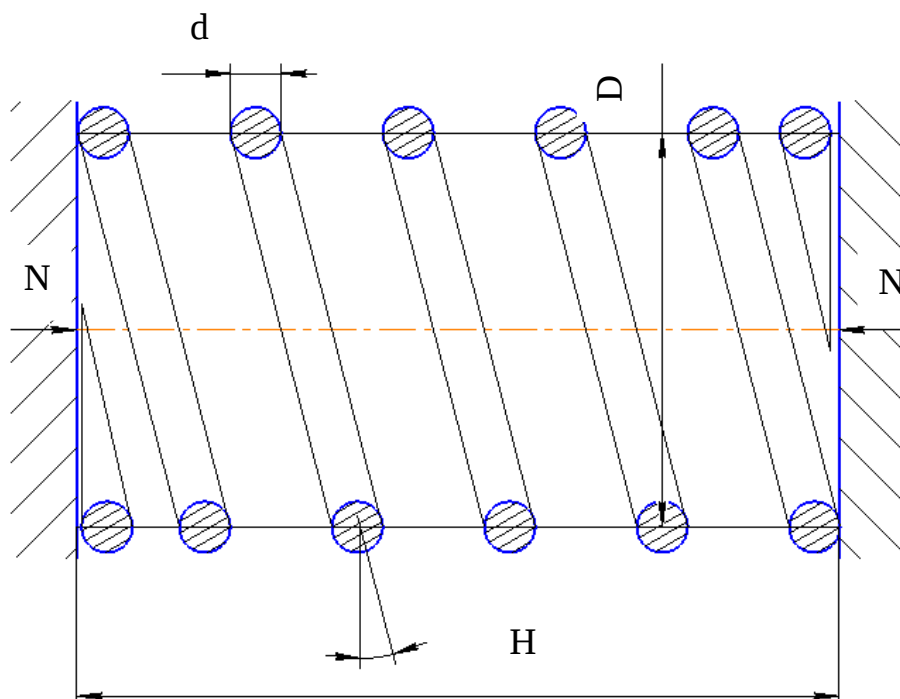


Рисунок 18 – Сжатие пружины

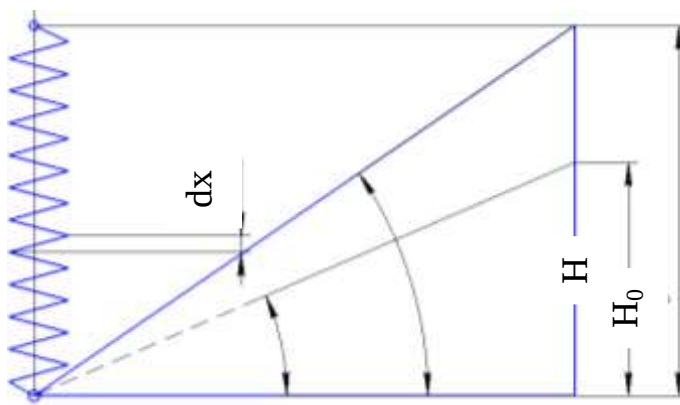


Рисунок 19 – Растяжение пружины

Пружина, нагруженная силой Q (рисунок 20), имеет экстремальные значения жесткости при изгибе в направлениях, характеризуемых углами

$$\theta_1 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} \text{ и } \theta_2 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} \pm \frac{\pi}{2} \quad (36),$$

где φ_1 и φ_2 - угловые координаты точек крепления а, в.

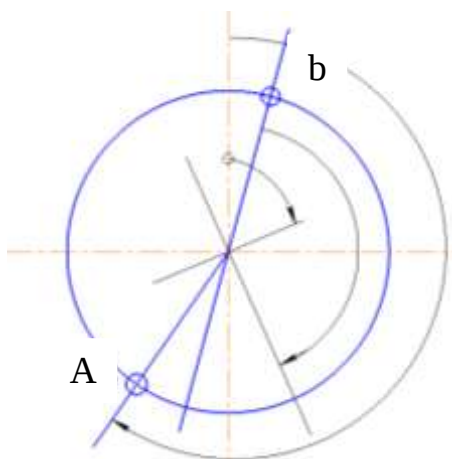


Рисунок 20 – Пружина при изгибе

Динамическая устойчивость пружин

Продольное возмущение является причиной возникновения параметрических колебаний и потери динамической устойчивости пружин. При расчете необходимо заранее знать области неустойчивости и избегать их. Исходная система дифференциальных уравнений имеет вид

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u_\xi}{\partial x^2} - \left(1 + \frac{N}{B_4}\right) \frac{\partial \theta_z}{\partial x} - \frac{\gamma \cdot A}{g \cdot B_4} \frac{\partial^2 u_\xi}{\partial t^2} - \frac{\theta_z}{B_4} \frac{\partial N}{\partial x} = 0; \\ \frac{\partial^2 \theta_z}{\partial x^2} + \frac{B_4}{B_3} \left(\frac{\partial u_\xi}{\partial x} - \theta_z \right) \left(1 + \frac{N}{B_4} \right) - \frac{J_0 \cdot \gamma}{g \cdot B_3} \frac{\partial^2 \theta_z}{\partial t^2} = 0; \end{cases} \quad (37),$$

где N - переменная осевая сила, определяемая с учетом продольных колебаний;

B_3, B_4, A, J_0 - периодические функции времени [33].

Исследование критических частот продольных вынужденных колебаний методом характеристик, вблизи которых могут появиться неустойчивые поперечные колебания пружин (параметрический резонанс) показывает, что могут возникнуть:

а) простые параметрические резонансы, когда

$$\omega_{кр} = \frac{\omega_{\perp, \parallel}}{i} \text{ или } \frac{2\omega_{\perp, \parallel}}{2i+1} \quad (38),$$

б) комбинационные параметрические резонансы, когда

$$\omega_{кр} = \frac{\omega_{\parallel} \pm \omega_{\perp}}{i} \quad (39),$$

где $i = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$;

$\omega_{\perp}$ и $\omega_{\parallel}$ - частоты, определяемые по формуле

$$\omega_{\xi} = \frac{0,541 \cdot 10^5}{c \cdot K \cdot D} f \cdot \left(\frac{m_0 \cdot H_0}{D} \right) \quad (40),$$

Практически наиболее опасны первые основные резонансы. Однако в мягких пружинах $\left(c \geq 10, \frac{H_0}{D} \geq 2 \right)$ возможно возникновение и комбинационных резонансов.

Продольные колебания оказывают существенное влияние на развитие параметрического резонанса. Возможны три случая.

Первый, когда $\nu = \frac{\omega_B}{\omega_\eta} \neq 1$ ($0,8 \geq \nu \geq 1,2$), продольная сила инерции не значительна. Для пружин с $(H_0 / D) > (H_0 / D)_{кр1}$ параметр, характеризующий глубину модуляции возмущения

$$2\varepsilon = \frac{m_1}{m_{кр1} - m_0} \quad (41),$$

где m_1 - безразмерная амплитуда вынужденных колебаний;

m_0 - безразмерное предварительно сжатие или растяжение пружины.

Второй когда $\nu = 1$, то есть пружина находится в продольном резонансе. При силовом воздействии пружина теряет динамическую устойчивость при любом N_1 ; для кинематического возмущения справедлива формула (41), однако при $(H_0 / D) < (H_0 / D)_{кр1}$ $\varepsilon \leq 1$. Когда $(H_0 / D) \geq (H_0 / D)_{кр1}$, то

$$2\varepsilon = \frac{\pi(1-m_0)/(3-m_0)}{m_0(1-m_0)} + \frac{2(1-m_0)}{(1-m_0)^2 + 3(D/H_0)/2} \quad (42),$$

В третьем случае продольная возмущающая сила практически всегда приложена к пружине эксцентрично или наклонно; поэтому вынужденные продольные колебания сопровождаются поперечными, а последние могут вступить во взаимодействие с параметрическими. Следовательно, источником возникновения опасных параметрических колебаний и потери динамической устойчивости могут стать погрешности изготовления и монтажа механизма или машины [31].

В частности, когда $\omega_\varepsilon = \omega_{i\xi}$ ($i=1,2$) или $\omega_\varepsilon = \omega_{2\eta}$, параметрические колебания усиливаются, и ширина зоны динамической неустойчивости заметно увеличивается.

Нелинейные колебания

При расчете пружинных механизмов необходимо учитывать нелинейную зависимость между поперечными и продольными колебаниями, которая оказывает существенное влияние на ω .

Среднее суммарное осевое усилие $N = \pm N_0 + N_\rho$ (где N_ρ - продольное распорное усилие), знак плюс соответствует растяжению, минус – сжатию [32]. Местное переменное осевое усилие

$$N = \pm N_0 + B_1 \cdot \left(\frac{\partial u_\eta}{\partial x} - \theta_z \frac{\partial u_\xi}{\partial x} - \frac{\theta_z^2}{2} \right) \quad (43),$$

Угол подъема деформированного витка ψ (в пределах $10-12^\circ$) определяется из соотношения

$$N = \pm N_0 + B_1 \cdot \left(\frac{\partial u_\eta}{\partial x} - \theta_z \frac{\partial u_\xi}{\partial x} - \frac{\theta_z^2}{2} \right) \quad (44),$$

$$\operatorname{tg} \psi = \left(1 + \frac{\partial u_\eta}{\partial x} \right) \operatorname{tg} \psi_0 \quad (44),$$

Система уравнений, описывающая продольно-поперечные колебания при амплитудах колебаний $\leq 0,1H$, имеет вид

$$\begin{cases} \frac{\partial(N \cdot \theta_z)}{\partial x} - \frac{\partial Q}{\partial x} - \frac{\gamma \cdot A}{g} \cdot \frac{\partial^2 u_\xi}{\partial t^2} = F_1 \\ \frac{\partial M_u}{\partial x} - Q - \frac{\gamma \cdot J_0}{g} \cdot \frac{\partial^2 \theta_z}{\partial t^2} = F_2 \\ \frac{\partial N}{\partial x} + \frac{\partial(Q \cdot \theta_z)}{\partial x} - \frac{\gamma \cdot A}{g} \cdot \frac{\partial^2 u_\eta}{\partial t^2} = F_3 \end{cases} \quad (45),$$

где F_1, F_2, F - распределенные возмущающие силы (моменты) [33].

Анализ уравнений и эксперименты показывают, что сила N увеличивает или уменьшает частоту свободных колебаний в зависимости от значений (H_0 / D) и m . Следовательно, одна и та же пружина может иметь амплитудно-частотные характеристики, соответствующие жесткой и мягкой нелинейным системам; соударение витков в процессе продольных колебаний предшествует развитию больших перемещений $(\geq 0,2H)$, поэтому

нелинейные срывы амплитуд не успевают развиваться при достаточном отдалении ω_ξ от ω_η . Однако из колебаний под действием другого делается параметрическим и описывается уравнением Хилла.

Если ω_η и ω_ξ лежат вблизи частоты возмущающей силы, возможны биения продольных или поперечных колебаний с переменной амплитудой или фазой [14].

Коэффициенты демпфирования колебаний пружин

Потери при колебаниях в материале пружины (внутреннее трение) и в опорных витках (конструкционное трение) отличается по характеру и величине; обычно потери, обусловленные действием сил сухого трения между элементами конструкции, больше, чем внутренние потери, примерно на один порядок. Количественные характеристики получены известными методами записи свободных затухающих колебаний или оценкой ширины резонансной кривой и приведением к логарифмическому декременту колебаний на основе модели Фойхта [34].

В таблице 12 приведены некоторые средне-ориентировочные экспериментальные данные для стальных пружин.

Таблица 12 – Значения логарифмического декремента колебания в зависимости от типа пружин и характера колебаний

Тип пружины, характер колебаний	Логарифмический декремент	
	В материале и в двух опорных витках	В материале
Мелкие пружины виброизмерительной аппаратуры, продольные колебания	0,1 – 0,01	0,01 – 0,001

Крупные пружины ($D = 100 \div 130 \text{ мм}$; $d = 15 \div 25 \text{ мм}$), продольные, крутильные и поперечные колебания	0,01 – 0,025	0,002 – 0,003
--	--------------	---------------

При увеличении поджатия (до $m_0 \sim 0,01$) декременты уменьшается, достигают минимума, а затем повышаются (влияние соприкосновения витков) [35].

1.6 Шламовые центробежные насосы типа 6Ш8

Насосы типа 6Ш8 предназначены для перекачки гидросмесей с мелкой твердой фракцией плотностью 1200–1500 кг/м³, объемной концентрацией твердых включений до 25%. Твердость взвешенных частиц не более 3 по шкале Мооса. Крупность отдельных взвешенных частиц не более 20 мм. Температура перекачиваемой гидросмеси от 4 °С до 40 °С.

Насосный агрегат состоит из насоса, электродвигателя, соединительной муфты, кожуха, рамы [36].

Рабочее колесо закреплено на валу при помощи резьбового соединения, возможна посадка со шпонкой. Подшипники и масляная ванна защищены от попадания в них перекачиваемых гидросмеси и пыли лабиринтным уплотнением и резиновыми манжетами.

Уплотнением вала служит сальниковая набивка. Для охлаждения и смазки сальникового узла предусмотрена подача чистой воды через штуцер в корпусе уплотнения. По требованию заказчика возможна установка торцевого уплотнения.

Уплотнение всасывающей стороны – подвижное торцевое. Дополнительно предусмотрена регулировка торцевого зазора с помощью регулировочных винтов и уплотнительного кольца. Предусмотрено исполнение М (модернизация) с усиленным подшипниковым узлом для особо тяжелых условий работы.

По требованию заказчика фланцы изготавливаются по ГОСТ 12821–80. Насосы шламовые типа 6Ш8, 6Ш8–2 и агрегаты электронасосные на их основе соответствуют требованиям, предусмотренным ТУ 3631–010–21593079–07 [3].

Таблица 13 - Технические характеристики насоса 6Ш8

Наименование показателя	Размерность	Норма для насоса
Подача	$\text{м}^3 / \text{час}$	250
Напор	м	54
Частота вращения	об/мин	1500
КПД насоса	%	64
Высота всасывания	м	5
Диаметр входного патрубка	мм	146
1	2	3
Диаметр выходного патрубка	мм	125
Наименование показателя	Размерность	Норма для насоса
Мощность двигателя	кВт	90
Масса насоса	кг	2567
Масса агрегата	кг	3500

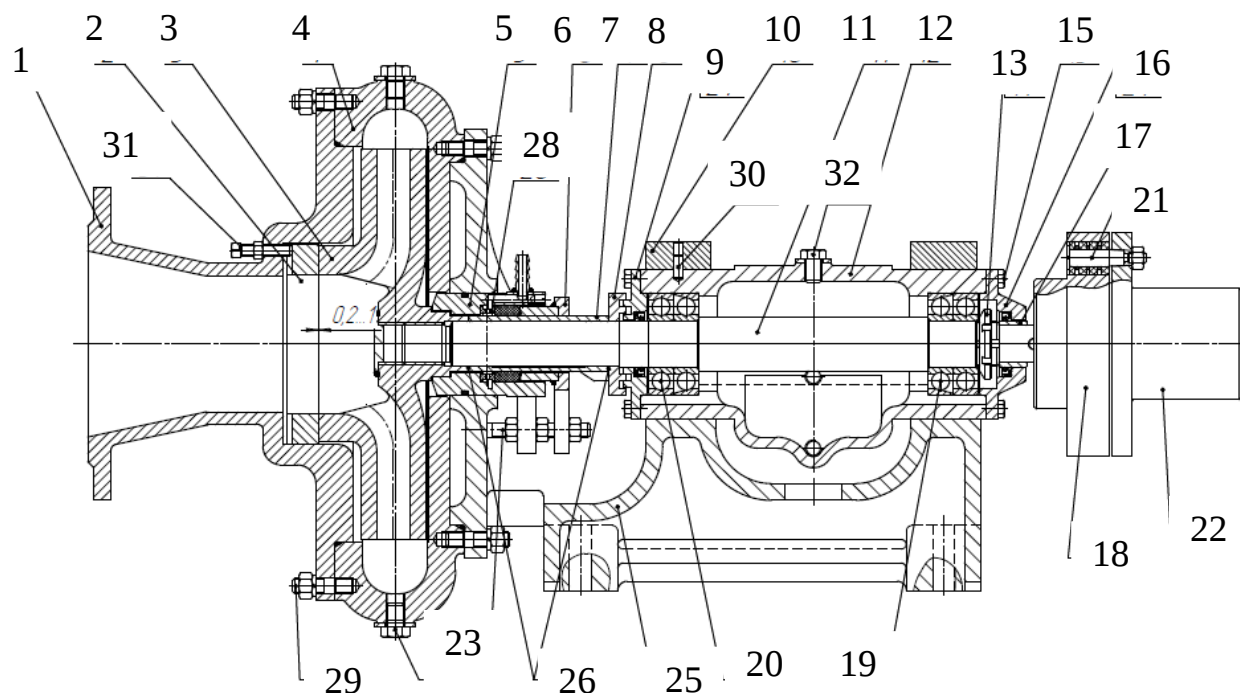


Рисунок 21 – Общий вид насоса 6Ш8:

1 – Всасывающий патрубок; 2 – кольцо уплотнительное; 3 – колесо рабочее; 4 – корпус спиральный; 5 – корпус уплотнения; 6 – корпус сальника; 7 – втулка подсальниковая; 8 – кольцо лабиринтное; 9 – крышка подшипника передняя; 10 – скоба; 11 – вал; 12 – корпус подшипника; 13 – гайка; 14 – шайба; 15 – болты; 16 – крышка подшипников задняя; 17 – втулка; 18 – полумуфта насоса; 19 – подшипник 346310; 20 – подшипник 310; 21 – пальцы муфты; 22 – полумуфта электродвигателя; 23 – пробка; 24 – манжета; 25 – корпус насоса; 26 – кольцо регулировочное; 27 – Шпилька М16×55; 28 – кольцо сальника; 29 – Шпилька М16×125; 30 – штифт; 31 – винт регулировочный М12×55; 32 – пробка подшипниковая.

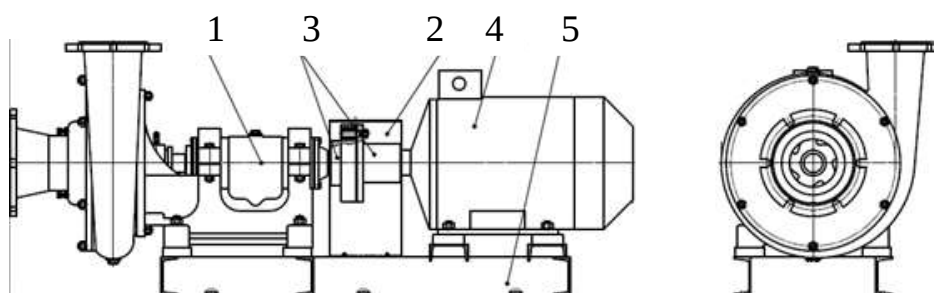


Рисунок 22 – Габаритные и присоединительные размеры насосного агрегата 6Ш8

1 – Насос; 2 – кожух; 3 – рама; 4 – электродвигатель; 5 – муфта.

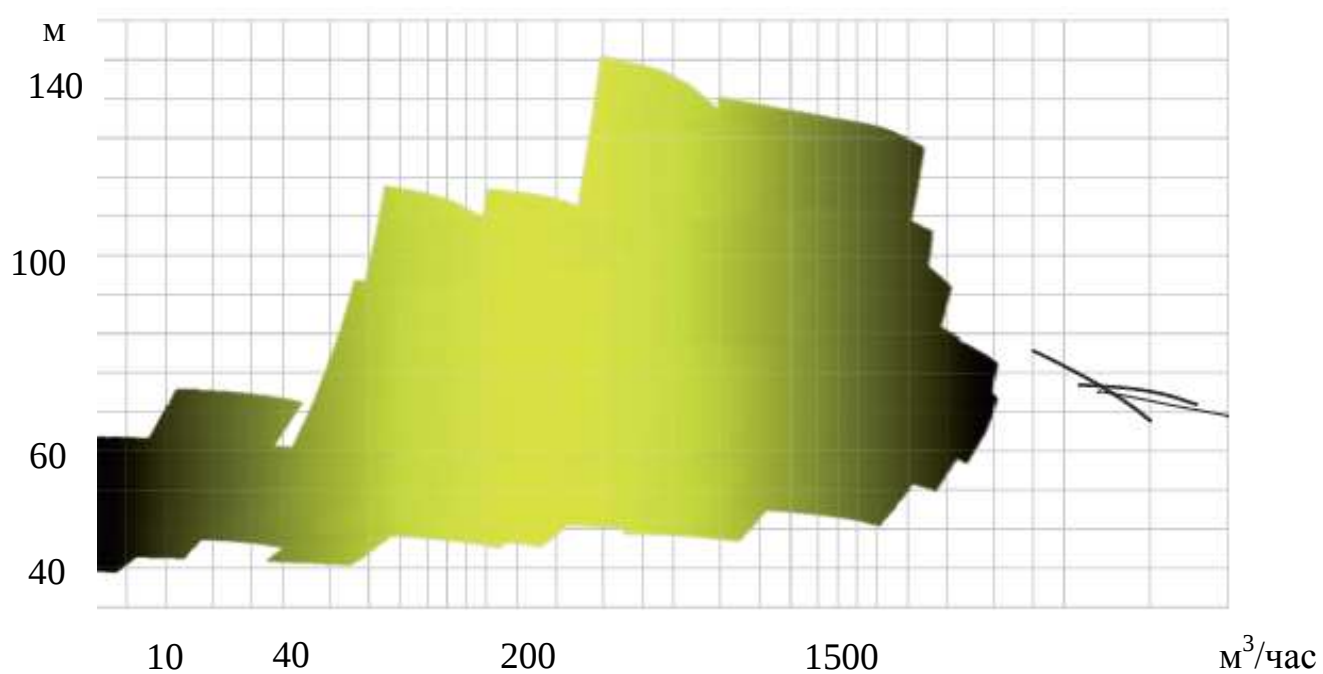


Рисунок 23 – Область рабочих характеристик насоса 6Ш8

2 Расчетная часть

2. 1 Общие положения виброакустической диагностики машин

Виброакустическая диагностика является разделом технической диагностики - области знаний, охватывающей теорию, методы и средства определения технического состояния объектов. Процесс определения технического состояния объекта есть техническое диагностирование, задачами которого являются:

- контроль технического состояния;
- поиск места и определение причин отказа (неисправности);
- прогнозирование технического состояния [37].

Под контролем технического состояния понимают проверку соответствия значений параметров объекта требованиям технической документации и определение на этой основе одного из заданных видов технического состояния в данный момент времени. Под прогнозированием технического состояния понимают определение технического состояния объекта с заданной вероятностью на предстоящий момент времени. Виброакустическая диагностика определяет состояние объекта по информации, содержащейся в виброакустическом сигнале.

Техническое состояние насосного агрегата, как совокупность подверженных изменению свойств, характеризуемое в определенный момент времени признаками, установленными документацией на этот агрегат, на протяжении его жизни меняется. При проектировании, отработке конструкции, производстве и ремонте: от неработоспособности и неисправности к работоспособности и исправности. В процессе эксплуатации, наоборот: от исправности и работоспособности к

неисправности, предельному состоянию и неработоспособности.

Работоспособность - это техническое состояние объекта в рассматриваемый момент времени, отображающее индивидуальное или совокупное проявление его свойств и способность выполнять установленные для него служебные функции в последующий за рассматриваемым моментом период времени.

Мониторинг технического состояния объекта – наблюдение за процессом изменения его работоспособности с целью предупреждения обслуживающего персонала о достижении им предельного состояния. Мониторинг технического состояния позволяет перевести большинство отказов из категории внезапных для персонала установок в категорию постепенных за счет раннего их обнаружения и оповещения персонала о развивающейся неисправности, которая уже существует, хотя, может быть, пока не является опасной и не нарушает работоспособности НХК. Техническое состояние машин характеризуется ее структурными параметрами, изменение которых является причиной изменения технического состояния.

Структурными параметрами являются параметры деталей машин, их взаимные расположения - размеры, зазоры, перекосы, нарушение геометрии и т.п [38].

Виброакустический сигнал, отражающий состояние машины, характеризуется набором диагностических признаков. Обычно в качестве параметров Y_j , X_j используют функционалы от $Y_i(t)$, $X_j(t)$, а преобразование является нелинейным стохастическим. При этом элементы матрицы $A = \{u_{ij}(x)\}$ являются случайными нелинейными функциями структурных параметров. Нелинейность, как правило, обусловлена различным построением функционалов Y_j и X_j , а стохастичность определяется случайным изменением параметров канала передачи сигнала от источника до приемника, погрешностями воспроизводимости процесса измерения.

Существенный вклад в теорию и практику распознавания образов внесли такие ученые, как В.Н.Вапник, А.Л.Горелик, Н.Г.Загоруйко; Г.А.Ивахненко, В.А.Ковалевский, В.А.Скрипкин, А.Я.Червоненкис. Разделять машины на категории качества можно и на основе метода обобщенного параметра, предложенного в работах. Суть метода состоит в том, что для машины, характеризующейся многими параметрами, вводится один обобщенный параметр Q , величина которого зависит от значений контролируемых параметров U_j . Для расчета обобщенного параметра Q необходимо все контролируемые параметры привести к безразмерному виду на основе линейного или нелинейного преобразования.

Недостатком этого способа является использование ненормированных значений вибропараметров, в результате чего информативная, но малая по величине составляющая подавляется неинформативной, но большой составляющей.

Обидным недостатком вышеперечисленных методов диагностики является необходимость использования для обучения системы диагностики специальных машин-эталонов с заранее известным техническим состоянием, то есть с известными погрешностями деталей, их взаимными переносами при сборке и т. д.

Машины-эталоны с известными погрешностями узлов и кинематических пар используются для восстановления неизвестных регрессивных зависимостей, а также входят в состав обучающих выборок при использовании методов распознавания.

Изготовление таких машин является сложным и трудоемким процессом. Этот процесс, по-видимому, необходим при поиске диагностических признаков неизученных классов машин, но существенно увеличивает продолжительность и усложняет внедрение методов вибродиагностики для машин различных типоразмеров тех классов, для которых типы диагностических признаков известны.

2.2 Комплекс метода конечных элементов ANSYS

Многие задачи, с которыми приходится в настоящее время сталкиваться исследователям и инженерам, не поддаются аналитическому решению либо требуют огромных затрат на экспериментальную реализацию. Прогресс в разработке численных методов и компьютерного моделирования позволил существенно расширить круг задач, доступных анализу. Полученные на основе этих методов результаты используются практически во всех областях науки и техники.

Метод конечных элементов (МКЭ) является мощным, надежным и современным средством исследования поведения конструкций в условиях разнообразных воздействий. Программа ANSYS, использующая МКЭ, широко известна и пользуется популярностью среди инженеров, занимающихся решением вопросов прочности. Средства МКЭ ANSYS позволяют проводить расчеты статического и динамического напряженно-деформированного состояния конструкций, в том числе геометрически и физически нелинейных задач механики деформируемого твердого тела. Это позволяет решить широкий круг инженерных задач [14].

Первичными переменными, которые вычисляются в ходе конструкционного анализа в ANSYS, являются узловые перемещения. В дальнейшем, исходя из вычисленных перемещений в узлах сетки, определяются другие важные параметры: перемещение конструкции, напряжения, деформация, реакции и прочее.

ANSYS — универсальная программная система конечно-элементного ([МКЭ](#)) анализа, существующая и развивающаяся на протяжении последних 30 лет, является довольно популярной у специалистов в сфере автоматических инженерных расчётов ([CAE](#), Computer-Aided Engineering) и КЭ решения линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач механики деформируемого твёрдого тела и механики конструкций (включая нестационарные геометрически и

физически нелинейные задачи контактного взаимодействия элементов конструкций), задач механики жидкости и газа, теплопередачи и теплообмена, электродинамики, акустики, а также механики связанных полей. Моделирование и анализ в некоторых областях промышленности позволяет избежать дорогостоящих и длительных циклов разработки типа «проектирование — изготовление — испытания». Система работает на основе геометрического ядра [Parasolid^{\[1\]}](#).

Программная система КЭ анализа ANSYS разрабатывается американской компанией [ANSYS Inc.](#). Компания также выпустила другие системы КЭ моделирования, в том числе DesignSpace, AI Solutions (NASTRAN, ICEM CFD); предназначенные для использования в более специфических отраслях производства.

В качестве стратегического партнёра фирма сотрудничает со многими компаниями, помогая им провести необходимые изменения. Предлагаемые фирмой ANSYS Inc. средства численного моделирования и анализа совместимы с некоторыми другими пакетами, работают на различных ОС. Программная система ANSYS сопрягается с известными CAD-системами [Unigraphics](#), [CATIA](#), Pro/ENGINEER, SolidEdge, [SolidWorks](#), [Autodesk Inventor](#) и некоторыми другими.

2.3 Анализ НДС (напряженно-деформированное состояние) канатного гасителя типа КД – 40 методом конечных элементов с использованием комплекса ANSYS

Настоящая работа посвящена анализу напряженно-деформированного состояния демпфера типа КД - 40, от действия статических и динамических нагрузок веса установки, и определению возможности использования данной конструкции канатного гасителя на буровой установке БУ 3Д. Также, в данном разделе проведено сравнение гасителя КД - 40 с наиболее используемым типом А-2000 по расчетным напряжениям и деформациям от допустимых нагрузок, взятых согласно технической документации от

заводов-производителей. Произведен общий анализ поведения данной конструкции при нагружении, описаны характерные особенности конструкции. Общий вид канатного гасителя приведен на рисунке 24. В конструкцию входят четыре пластины, жестко удерживающие два стальных каната. В расчетной модели принято допустимое упрощение в использовании одной цельной пластины вместо двух отдельных, соединенных болтами. Принимаем, что болтовые соединения надежны и не допускают протягивание каната через пластины.

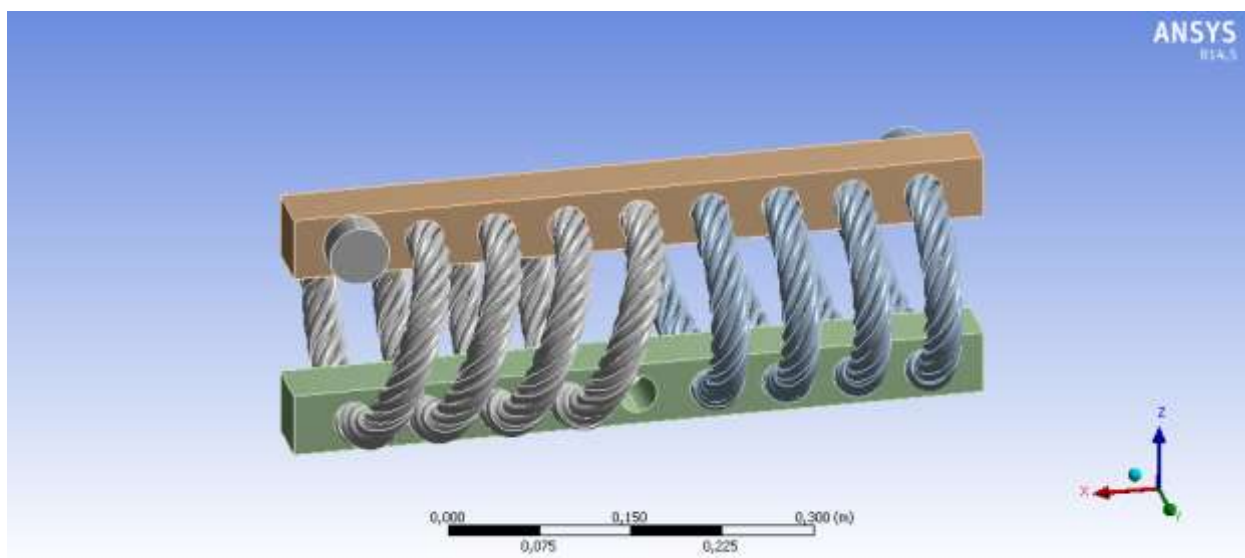


Рисунок 24 – Общий вид канатного гасителя КД - 40

В качестве исходных, для расчетов приняты следующие данные:

1. Расчётная температура – средняя комнатная температура 22⁰С.
2. Материал пластин сталь 45.

Механические свойства стали 45 (по ГОСТ 1050-74) представлены в таблице 14. Модуль упругости $E=2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\mu=0.29$, плотность $\rho=7850$ кг/м³, предел текучести $\sigma_{\tau}=345$ МПа.

Таблица 14 – Механические свойства стали 45.

Толщина, проката, мм	Механические характеристики			Ударная вязкость КСУ, Дж/см ² (кгс*м/см ²)			
	Предел текучести σ_{τ} , Н/мм ² (кгс/мм ²)	Временное сопротивление σ_B , Н/мм ² (кгс/мм ²)	Относительное удлинение δ_{δ} , %	при температуре, °С			после
				-20	-40	-70	Механического старения
	не менее			не менее			
От 4 до 10 включ	345(35)	490(50)	21	-	39(4,0)	34(3,5)	29(3)

3. Вес конструкции с рамой равен 3500 кг.

4. Стальной канат изготовлен согласно из стали 12Х18Н9 ГОСТ 5949-75.

Настоящий стандарт распространяется на стальные канаты двойной свивки с линейным касанием проволок с металлическим сердечником.

Таблица 15 – Механические свойства стали 12Х18Н9.

Толщина, каната, мм	Механические характеристики		Маркировочная группа	
	Предел текучес ти σ_{τ} , Н/мм ² (кгс/мм ²)	Ориентировочная площадь сечения всех проволок, мм ²	Разрывное усилие, Н	
			Суммарное всех проволок в канате, Н	Каната в целом, Н
			не менее	
36	216(22)	581,81	1155000	938500

Таблица 16 - Технические характеристики гасителей КД – 40 и А – 2000

Тип демфера	Максимальная статическая нагрузка, кН	Жесткость (вибрации), кН/м	Жесткость (удар), кН/м
А – 2000	20	19,6	6,8
КД – 40	21,6	19,8	7,64

Работа проводилась с использованием программного комплекса метода конечных элементов Ansys и имеет приближенные решения, зависящие от полноты входных параметров и постановки решения конкретной расчетной модели. Прочностной расчет был разбит на три этапа: 1 – построение 3D геометрии модели с необходимыми начальными условиями, границами разбиения и сгущения сетки конечных элементов (рисунок 25), 2 – задание граничных условий и нагружений в зависимости от постановки решения (рисунок 26), 3 – обработка полученных результатов, графического представления. Так как целью исследования являлось определение НДС гасителя, и возможность использование канатов, то в области канатов конечно-элементная сетка имеет сравнительно мелкое разбиение, в то время как остальные элементы конструкции разбиты на более крупные элементы. Для уменьшения требуемых расчетных ресурсов ненагруженные элементы конструкции заменены присоединенными массами, эквивалентными массам указанных элементов.

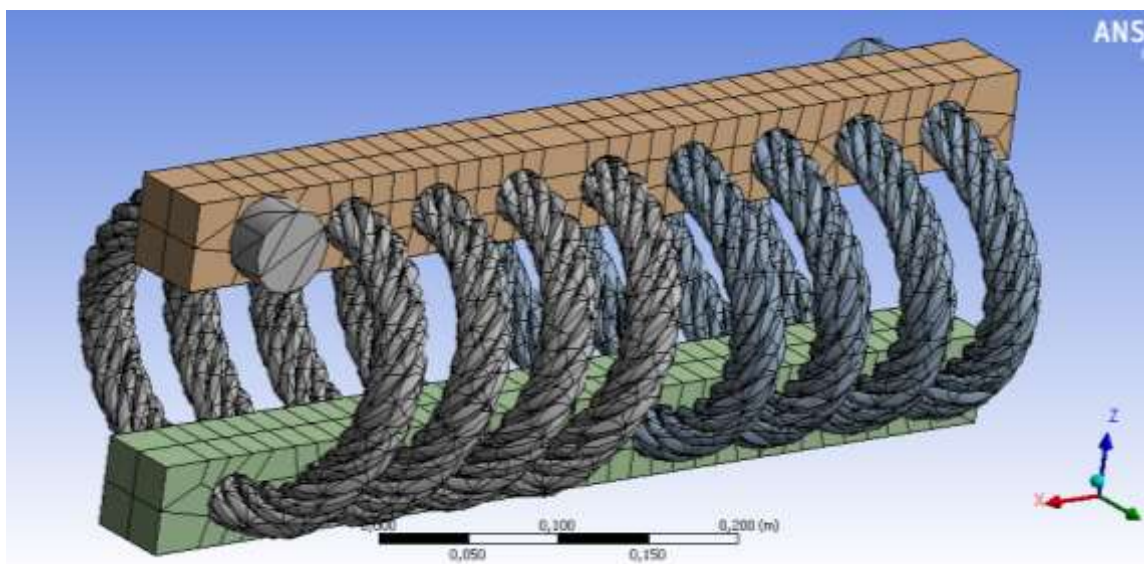


Рисунок 25 – Вид конечно-элементного разбиения модели

Из рисунка 25 видно, что отсутствуют отверстия для болтов в силу используемого допущения, оговоренного выше. Разбиение пластин имеет форму низшего порядка в виде кубов, а разбиение канатов представлено в виде тетраэдров неправильной формы. Подобное использование 3D моделей допустимо в приложениях типа Workbench и позволяет более смотрительно отразить процесс нагружения модели.

В области соединения канатов с пластинами существуют контактные поверхности с определенными свойствами, в данном случае это жесткий контакт. Контактные поверхности между прутьями каната также обусловлены жестким контактом, что соответствует характеристикам данного вида изделия.

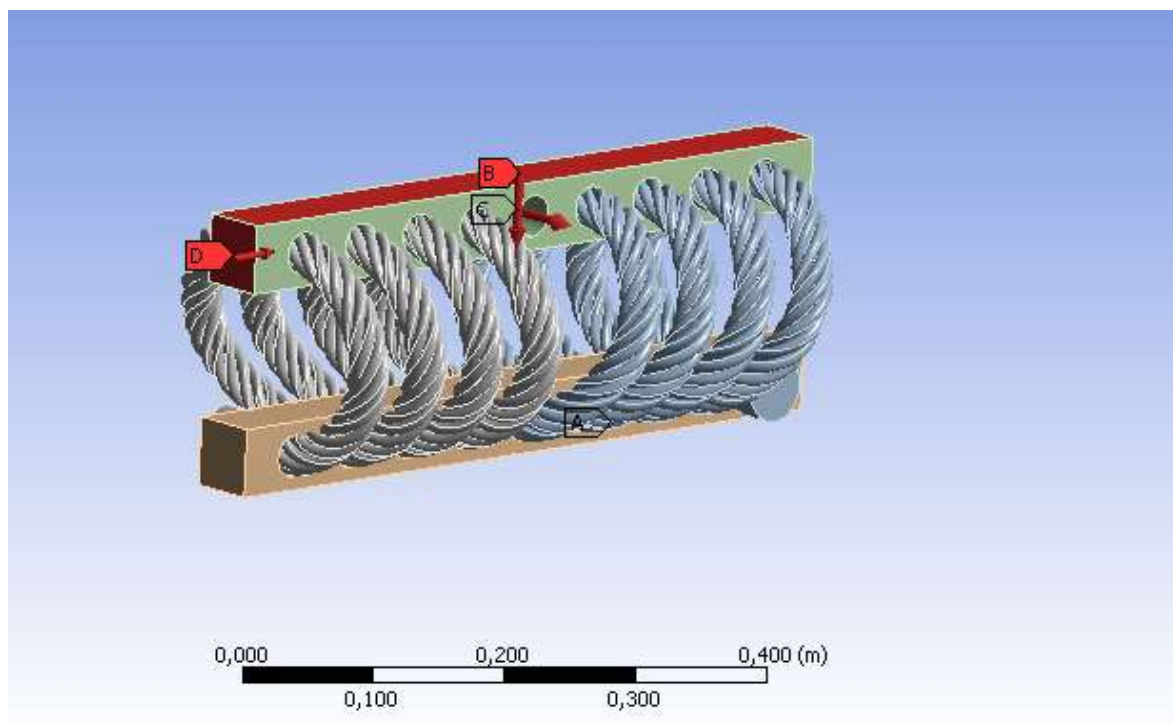


Рисунок 26 – Пример задания граничных условий на модель:

А – жесткая фиксация нижней поверхности пластины, защемление нижней пластины, В, С, D – задание сил от действия веса и вибрации, согласно технической документации.

2.4 Анализ полученных результатов

Анализ полученного НДС расчета демпфера КД – 40 показал, что уровень напряжений, возникающих в конструкции гасителя, а в частности в канатах, при нагружении демпфера весом конструкции, не превышает значения 161 МПа, что составляет 74,5 % от предела текучести материала каната. При учете действия горизонтальных сил, условия вибрации, перемещение верхней пластины относительно нижней равно: вдоль демпфера 1,5-2 мм., поперечное – порядка 1-1,5 мм. Относительная деформация канатов составляет 1,5 -2 %. Графическое представление полученных результатов приведено на рисунке 27.

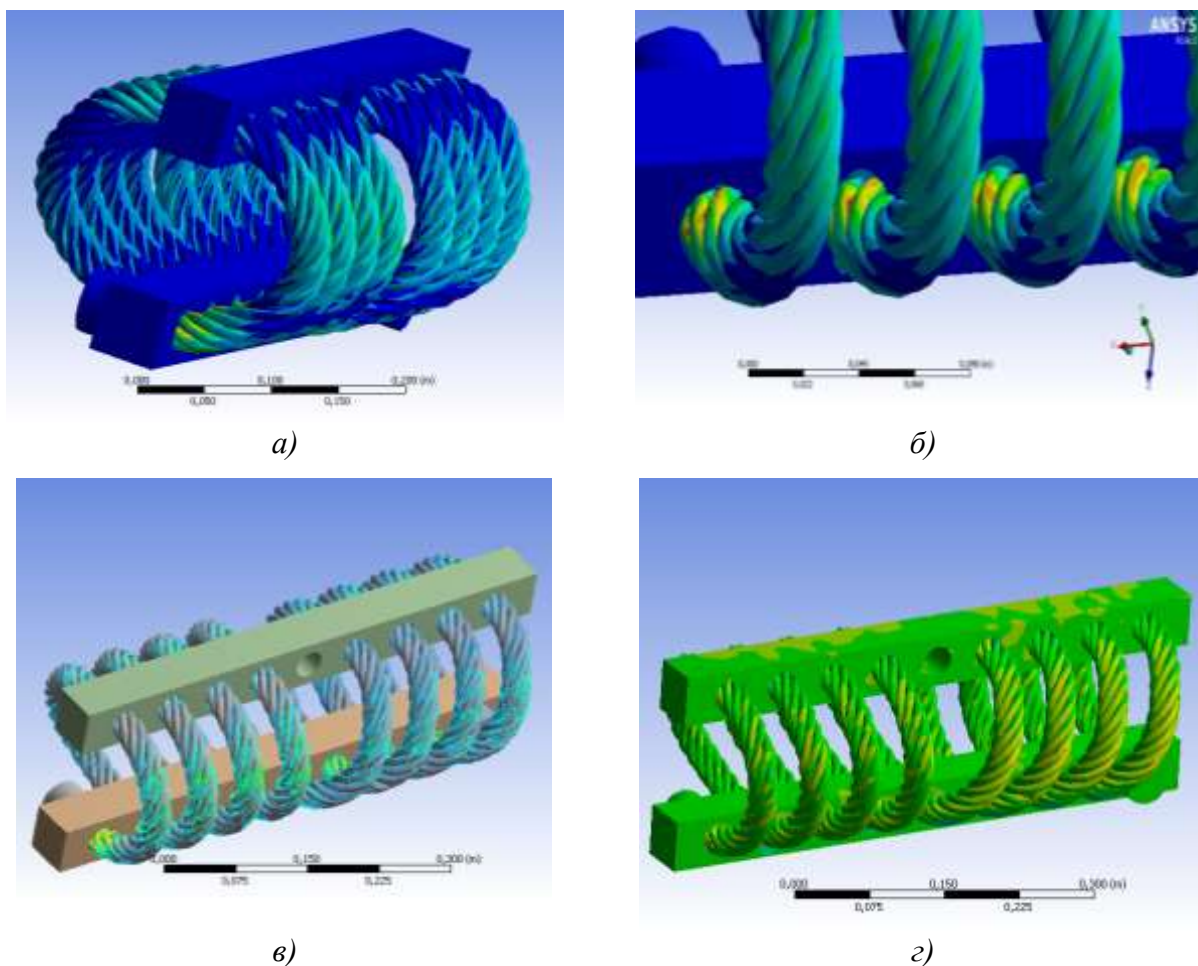


Рисунок 27 – Графическое представление полученных результатов:

а) распределение эквивалентных напряжений по Вон-Мизесу, б) распределение деформаций по Вон-Мизесу, в) картина изолиний нагруженной модели,

г) картина распределения нормальных напряжений в конструкции гасителя.

Исходя из полученных графических результатов напряжений в демпфере можно сделать следующие вывод:

1. Техническими результатами цилиндрического канатного виброизолятора являются высокий коэффициент демпфирования (0,5-0,6) и срок службы от 10 и более лет. Указанные технические результаты достигаются тем, что:

а) цилиндрический канатный виброизолятор содержит упругий элемент в виде стального каната, навитого по спирали, первую и вторую опорные пластины с отверстиями, оси которых расположены в поперечных плоскостях опорных пластин, причем через эти отверстия пропущены витки

упругого канатного элемента, которые зафиксированы в отверстиях опорных пластин крепежными средствами, согласно изобретению;

б) опорные пластины в отличие от известных выполнены широкими в 1,5 – 2,5 раза больше диаметра каната d_k ;

в) крепежное средство каната в опорных пластинах выполнено в виде фиксатора, предусмотренного, по крайней мере, для крайних отверстий, т.е. начала и конца отрезка каната;

2. Гасители типа КД – 40 обладают более высокими заявленными механическими характеристиками от завода-поставщика. Часть данных проверены расчетом данной работы;

3. Гасители типа КД – 40 могут воспринимать помимо вертикальных нагрузок нагрузки в горизонтальной плоскости за счет конструктивной особенности использования канатов. Верхняя пластина демпфера может перемещаться в пространстве, обладая тремя поступательными и двумя вращательными степенями свободы.

4. Результаты расчетных данных для гасителя КД – 40 при нагружении весом конструкции, не превышает значения 161 МПа, что составляет 74,5 % от предела текучести материала каната.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ5Е	Ниденц Юлиусу Владимировичу

Институт	ИПР	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	Магистратура	Направление/ специальность	21.04.01 «Нефтегазовое дело»

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ):	Оценка затрат на приобретение оборудования для изготовления детали «демпфер».
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Нормативы расхода материалов на технологический процесс.
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Налоговый кодекс РФ ФЗ-213 от 24.07.2009 в редакции от 09.03.2016г. № 55-ФЗ.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка эффективности НТИ «Качество контактирующих поверхностей деталей машин и природа внешнего трения»	Обоснование перспективности разработки в целях повышения технико-экономических показателей .
2. Произвести расчет затрат научно-исследовательского проекта	1.Определение основных статей расходов на реализацию проекта; 2.Составление сметы затрат; 3.Формирование бюджета для проведения научно-исследовательского проекта.
3. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Оценка эффективности научного исследования.

Перечень графического материала

1. Расчетные формулы
2. Таблицы:
 - Технологический маршрут обработки
 - Затраты на оборудование для производства канатного демпфера
 - Амортизационные отчисления
 - Надбавки и доплаты к заработной плате работника
 - Расчет заработной платы работников
 - Расчет страховых взносов
 - Общие затраты
3. Рисунок – Распределение затрат на изготовление детали «демпфер»

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Ниденц Юлиус Владимирович		

3 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

«Экономический расчёт стоимости производства канатного демпфера»

В магистерской диссертации был произведен расчет канатного демпфера типа, для оценки ее эффективности при работе в производственных условиях.

Деталь «канатный демпфер» относится к классу «Цельнометаллических демпферов» и предназначена для виброизоляции шламового центробежного насоса 6Ш8.

Заготовка детали (пластины) может быть получена отливкой, прокатом или штамповкой, а стальной канат – методом пластического кругового обжатия.

В конструкцию демпфера входят четыре пластины, жестко удерживающие два стальных каната. Каждые две пластины скреплены болтовыми соединениями.

Предположим, что годовая программа изготовления демпферов 10000 шт. Полумуфта изготавливается из стали 45 ГОСТ 1050-74. Исходная твердость стали $HV 10^{-1} = 170$ МПа.

Операции проводимые при изготовлении демпфера записываются в технологическую карту согласно ГОСТ 3.1418–82. Правила записи операций и переходов обработки резанием металлов изложены в ГОСТ 3.1702–79, а слесарных и слесарно-сборочных работ – в ГОСТ 3.1703–79. В таблице 6.1 обобщенно представлен технологический маршрут для изготовления нужного нам изделия.

Таблица 17 – Технологический маршрут обработки

№ операции	Наименование операции	Оборудование	Тшт, мин
1	2	3	4
05	Фрезерно-центровальная	Фрезерно-центровальный	1,5

		станок МР-71М	
10	Токарная	Станок токарно-винторезный 16К20	11,6
15	Торцекруглошлифовальная	Полуавтомат круглошлифовальный 3М150	3,8
20	Центрошлифовальная	Центровой круглошлифовальный станок ЗУ132	1,0
25	Пластическое круговое обжатие	Крутильный пресс	4,5
30	Сборочная	Протяжка	2,0

Таким образом, зная какое количество времени каждая единица оборудования задействована в технологическом процессе изготовления, мы можем сделать вывод о количестве требующегося оборудования для каждой операции.

3.1 Расчет стоимости оборудования

Расчет стоимости необходимого оборудования для изготовления канатного демпфера представлен в таблице 17.

Расчет потребного количества оборудования:

Расчет действительного фонда времени работы оборудования:

$$F_d = (D_k - D_v - D_p) \times F_{см} \times K_{см} \times K_p, (46)$$

где D_k – количество календарных дней в году;

D_v – количество выходных дней в году;

D_p – количество праздничных дней в году;

$F_{см}$ – сменный фонд времени работы оборудования;

$K_{см}$ – количество смен;

Кр – коэффициент, учитывающий потери времени на ремонт.

$$F_d = (366 - 104 - 11) \times 8 \times 3 \times 0,95 = 5722,8 \text{ часов}, (47)$$

Расчет количества оборудования по операциям:

$$C_p = (V_{год} \times T_{шт}) / (F_d \times K_{вн}), (48)$$

где $V_{год}$ – годовая программа выпуска;

$T_{шт}$ – штучное время;

$K_{вн}$ – коэффициент выполнения норм.

$$C_{п05} = (10000 \times 1,5) / (60 \times 5722,8 \times 1,1) = 0,039$$

Принимаем $C_{п05} = 1$ станок

$$C_{п10} = (10000 \times 11,6) / (60 \times 5722,8 \times 1,1) = 0,3$$

Принимаем $C_{п10} = 1$ станка

$$C_{п15} = (10000 \times 3,8) / (60 \times 5722,8 \times 1,1) = 0,1$$

Принимаем $C_{п15} = 1$ станка

$$C_{п20} = (10000 \times 1) / (60 \times 5722,8 \times 1,1) = 0,026$$

Принимаем $C_{п20} = 1$ станок

$$C_{п25} = (10000 \times 4,5) / (60 \times 5722,8 \times 1,1) = 0,11$$

Принимаем $C_{п25} = 1$ станок

$$C_{п30} = (10000 \times 2,0) / (60 \times 5722,8 \times 1,1) = 0,052$$

Принимаем $C_{п30} = 1$ станок

Таким образом рассчитав количество оборудования, используемого в технологическом процессе, мы можем узнать затраты на оборудование для производства демпфера (Таблица 18).

Таблица 18– Затраты на оборудование для производства демпфера

№	Наименование	Единица измерения	Количество	Стоимость, руб.
1	Фрезерно-центровальный станок МР-71М	шт	1	200000

2	Станок токарно-винторезный 16K20	шт	1	300000
3	Полуавтомат круглошлифовальный 3М150	шт	1	400000
4	Центровой круглошлифовальный станок 3У132	шт	1	250000
5	Крутильный пресс	шт	1	350000
6	Протяжка	шт	1	200000
Итого				1 700 000

Отталкиваясь от полученной стоимости оборудования, появляется возможность узнать сумму амортизационных отчислений требующуюся для его содержания на производстве.

3.2 Расчет амортизационных отчислений оборудования

Затраты определяются исходя из балансовой стоимости основных производственных фондов и нематериальных активов и утвержденных в установленном порядке норм амортизации, учитывая ускоренную амортизацию их активной части. Нормы амортизации выбираем согласно постановлению Правительства РФ от 01.01.2002 N 1 (ред. от 07.07.2016) "О Классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы".

Выбираем значения норм в процентах в зависимости от мощности и типа станка. Расчет амортизационных отчислений можно свести в таблицу 19.

Таблица 19– Амортизационные отчисления

№	Наименование	Норма амортизации,	Ежегодная сумма амортизационных	Амортизационные отчисления за 5722,8
---	--------------	--------------------	---------------------------------	--------------------------------------

		%	отчислений, руб.	часов работы
1	Фрезерно- центровальный станок МР-71М	6,7	13400	8933
2	Станок токарно- винторезный 16К20	6,7	26800	17866
3	Полуавтомат круглошлифовальный ЗМ150	12,5	62500	41666
4	Центровой круглошлифовальный станок ЗУ132	6,7	31250	20833
5	Крутильный пресс	7,7	26950	17966
6	Протяжка	2,7	9800	6458
Итого				113 722

Таким образом мы посчитали полную стоимость покупки и содержания оборудования для производства требуемого нам количества изделий «канатный демпфер»

3.3 Затраты на основные материалы (Сталь 45) требующиеся для изготовления детали «демпфер»:

Расчет будет произведен исходя из формулы:

$$M = Ц \times M_3, (49)$$

где Ц – цена материала, руб/кг;

Цену килограмма металлопроката материала Сталь 45 примем по средней рыночной цене 4,5 рубля.

Мз – масса заготовки, кг.

Масса заготовки для требуемой нам муфты, исходя из ГОСТ 21424-93 будет равна 2 килограмм.

$$M = 4,5 \times 2 = 9 \text{ руб.}$$

$$9 \times 10000 = 90000 \text{ руб.}$$

Таким образом, мы получаем стоимость закупки материала, из которого будет изготавливаться изделие «демпфер».

3.4 Расчет заработной платы

К расходам на оплату труда относятся:

- суммы, начисленные по тарифным ставкам, должностным окладам, сдельным расценкам или в процентах от выручки от реализации продукции (работ, услуг) в соответствии с принятыми на предприятии (организации) формами и системами оплаты труда;
- премии за производственные результаты, надбавки к тарифным ставкам и окладам за профессиональное мастерство и др;
- начисления стимулирующего или компенсирующего характера – надбавки за работу в ночное время, в многосменном режиме, совмещение профессий, работу в выходные и праздничные дни и др;
- надбавки по районным коэффициентам и за работу в районах Крайнего Севера, районный коэффициент составляет 1,7%, а северная надбавка 80%.
- суммы платежей (взносов) работодателей по договорам обязательного и добровольного страхования.

Расчет суммы, начисленной по тарифным ставкам, должностным окладам, сдельным расценкам или в процентах от выручки от реализации продукции (работ, услуг) в соответствии с принятыми на предприятии (организации) формами и системами оплаты труда.

Таблица 20 – Надбавки и доплаты к заработной плате работника

Районный коэффициент	1,7
Северная надбавка	0,8
Доплата за вредность	1,04

Таким образом, с учетом показателей в (таблице 20), а также количества используемой техники рассчитывается количество работников, необходимых для изготовления демпфера и затраты на их заработную плату. Результаты приведены в (таблице 21).

Расчет действительного фонда времени работы рабочего:

$$F_{др} = (D_k - D_v - D_p - O - H) \times F_{см}, \quad (50)$$

где O – количество дней отпуска; H – количество дней невыходов на работу по уважительным причинам; $F_{см}$ – продолжительность смены.

$$F_{др} = (366 - 104 - 11 - 30 - 5) \times 8 \times 3 = 5184 \text{ часов}$$

Таким образом зная количество оплачиваемых работникам часов, мы можем определить сумму заработной платы, которую нужно выделить на процесс производства (Таблица 21).

Таблица 21 – Расчет заработной платы работников за время работы

	Фрезеровщик 4 разряда	Токарь 5 разряда	Шлифовальщик 5 разряда	Прессовщик 3 разряда
Часовая тарифная ставка	39,4	42,5	43,4	38,7
Районный коэффициент, руб.	66,98	72,25	73,78	65,79

Северная надбавка, руб.	31,52	34	34,72	30,96
Доплата за вредность, руб.	40,976	44,2	45,136	40,248
Итого, руб./час	178,876	192,95	197,036	175,698
Количество рабочих	3	6	5	1
Время работы	5184	5184	5184	5184
Итого, руб.	2781740	6001517	5107173	910818
Общая сумма ЗП, руб.	14801248			

Исходя из подсчетов проведенных в таблице 21, мы получаем общую сумму заработной платы работником за год. Отталкиваясь от данных результатов произведем расчет страховых взносов.

3.5 Расчет страховых взносов во внебюджетные фонды

Затраты на страховые взносы в Пенсионный фонд, Фонд социального страхования, Фонд обязательного медицинского страхования представлены в таблице 22. Рассчитывая затраты на страхование от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний, выбираем согласно [Y] класс XII с тарифом 1,3 для производства прочих готовых металлических изделий (код по ОКВЭД - 28.75).

Таблица 22 – Расчет страховых взносов

Показатель	Основная заработная плата
ЗП, руб.	14801248
ФСС (2,9%)	429236

ФОМС (5,1%)	754864
ПФР (22%)	3256275
Страхование от несчастных случаев (тариф 1,3%)	192416
Всего, руб.	4632791

Затраты на страховые взносы при изготовлении детали «демпфер» составят 4632791 руб.

Все рассчитанные показатели сведем в общую таблицу расходов 23

Таблица 23– Общие затраты

Состав затрат	Сумма затрат, руб.
1. Материальные затраты	1790000
2. Затраты на оплату труда	14801248
3. Страховые взносы во внебюджетные фонды	4632791
4. Амортизационные отчисления	113722
Итого основные расходы	21337761
Накладные расходы (16% от основных)	3414041,8
Всего затраты на мероприятие	24751802,8



Рисунок 28 – Распределение затрат на изготовление детали «демпфер»

По проведенным расчетам можно сделать вывод, что для изготовления 10000 деталей «демпфер» из марки стали Ст 45 требуются затраты в объеме 20659988,6 рублей. Таким образом промышленное производство демпферов канатного типа оправдывает затраты на него. Учитывая потребности в данном типе узлов агрегатов можно сделать вывод об экономической эффективности предполагаемого производства.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Магистранту:

Группа	ФИО
2БМ5Е	Ниденц Юлиусу Владимировичу

Институт	Природных ресурсов	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	Нефтегазовое дело

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

Демпфер типа КД - 30

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	<i>В качестве персонала рассматривается помощник бурильщика. Рабочая зона - насосно-емкостной блок буровой установки.</i>
--	---

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Производственная безопасность 1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности: – физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой – действие фактора на организм человека; – приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); – предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства)	<i>Анализ опасных и вредных факторов:</i> 1. Анализ и требования, предъявляемые к уровню шумов; 2. Требования к естественному освещению; 3. Требования к искусственному освещению; 4. Защита от механических факторов опасности; 5. Требования безопасности в аварийных ситуациях.
2. Экологическая безопасность: – защита селитебной зоны – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.	<i>Оценка воздействия месторождения на состояние земельных ресурсов, атмосферный воздух, состояние поверхностных вод.</i> <i>Характеристика месторождения как источника образования отходов производства и потребления.</i> <i>Комплекс мер по охране окружающей среды.</i>
3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях: – перечень возможных ЧС на объекте; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; – разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС; – разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий	<i>Возможные ЧС:</i> <i>пожары; открытые фонтаны; порывы, разливы нефти;</i>
4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:	1. Особенности законодательного регулирования

– специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны	<i>проектных решений;</i> <i>2. Охрана труда женщин и подростков.</i> <i>3. Работа с вредными и (или) опасными условиями труда;</i> <i>4. Работа в ночное время;</i> <i>5. Применение спецодежды и СИЗ;</i> <i>6. Применение спецпитания и особого лечебно-профилактического обслуживания;</i> <i>7. Надзор за охраной труда.</i>
--	--

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Кырмакова Ольга Сергеевна			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Ниденц Юлиус Владимирович		

4 Социальная ответственность.

В данной дипломной работе проектируется демпферное устройство для вибрационной защиты насосного оборудования буровой установки Уралмаш БУ 3Д – 76/86. В связи с этим данный раздел ВКР посвящен анализу возможных опасных и вредных факторов при работе на буровой установке.

В качестве персонала рассматриваются помощники бурильщика (машинист), слесарь по обслуживанию буровых (обслуживание). Насосы установлены в емкостном блоке, в закрытом помещении.

Работу персонал выполняет в основном стоя. Следит за плавностью подачи насоса, отсутствием посторонних шумов при работе насоса и утечек бурового раствора. Регламентированные перерывы- 3% от рабочего времени.

Также в его обязанности входит приготовление промывочной жидкости, ежечасные замеры плотности и вязкости бурового раствора.

Основной целью раздела является рассмотрение оптимальных норм для улучшения условий труда, обеспечения производственной безопасности человека, повышения его производительности, сохранения работоспособности в процессе деятельности, а также охраны окружающей среды.

4.1 Производственная безопасность

Вопросам охраны труда в конституции Российской Федерации отводится особое место. В ней говорится, что Российское государство заботится об улучшении условий и охране труда, его научной организации о сокращении, а в дальнейшем и полном вытеснении тяжелого физического труда на основе комплексной механизации и автоматизации производственных процессов во всех отраслях народного хозяйства.

Требование к искусственному освещению на буровой

В настоящее время большинство буровых установок сделаны закрытого типа, в связи со сложными климатическими условиями в основных

районах бурения. В связи с этим возникает такой вредный фактор, как недостаточная освещенность рабочей зоны бурильщика и помощников бурильщика. Недостаточность освещения приводит к напряжению зрения, ослабляет внимание, приводит к наступлению преждевременной утомленности. Исходя из этого следует применять искусственное освещение как в темное время суток, так и в светлое, когда для нормальных условий по освещенности естественное освещение недопустимо, недостаточно или невозможно.

В проектах искусственного освещения, должны предусматриваться следующие виды освещения: рабочее, аварийное, эвакуационное и охранное. Аварийное освещение на объектах, следует предусматривать на рабочих поверхностях, приведенных в таблице 24.

Таблица 24 – Нормы освещённости аварийного освещения

Помещение, участок, рабочее место, оборудование	Рабочая поверхность на которой нормируется освещённость	Нормируемая освещенность, лк	
		При разрядных лампах	При лампах накаливания
Рабочее место бурильщика	Роторный стол, рукоятка тормоза лебедки, пульта управления	-	5
Помещения буровых и цементируемых насосов	Шкалы приборов контроля	10	5
Превенторная площадка	Превентор, штурвал дистанционного управления превентором	5	2

Эвакуационное освещение следует предусматривать в помещениях и местах производства работы вне зданий: в местах опасных для прохода людей, в производственных помещениях без естественного света. В частности, эвакуационное освещение вышечно-лебедочного блока (буровой вышки) следует предусматривать рабочей площадке, в кабине бурильщика. Эвакуационное освещение должно обеспечивать наименьшую освещенность на полу основных проходов и на ступенях лестниц: в помещениях (0,5 лк), на открытых территориях (0,2 лк).

Таблица 25 – Нормы освещённости рабочего освещения

Помещение, участок, рабочее место, оборудование	Рабочая поверхность на которой нормируется освещённость	Нормируемая освещенность, лк	
		При разрядных лампах	При лампах накаливания
Рабочая площадка	пол	30	50
Моторный стол	Стол ротора	100	100
Буровая лебедка	Барабан	30	30
Насосное помещение	0,8 м от пола	30	75
Емкость (резервуар) для хранения запасного раствора	Место замера плотности раствора	20	50
Глиномешалка, смеситель, сепаратор, сито, пескоотделитель	Рабочая поверхность	10	10

Анализ и требования, предъявляемые к уровню шумов

С физиологической точки зрения шум рассматривается как звук, мешающий разговорной речи и негативно влияющий на здоровье человека. Шум является одним из наиболее распространенных в производстве вредных

факторов. Дизельные установки, буровые насосы, ротор, лебедка и шламовые насосы - в первую очередь являются источниками шума, так как имеют огромное количество вращающихся механизмов, с плохой центровкой.

Люди, работающие в условиях повышенного шума, жалуются на быструю утомляемость, головную боль, бессонницу. У человека ослабляется внимание, страдает память. Все это приводит к снижению производительности труда.

Шум на рабочих местах создается работающим оборудованием, а также проникает извне.

Настоящий стандарт (ГОСТ 12.1.028) распространяется на машины, технологическое оборудование и другие источники шума, которые создают в воздушной среде все виды шумов по ГОСТ 12.1.003-83.

Для оценки шума используют частотный спектр измеряемого уровня звукового давления, выраженного в дБ, в октавных полосах частот, который сравнивают с предельным спектром, приведены в таблице 26 (таблица дана в сокращении).

Таблица 26 - Допустимые уровни звукового давления и уровня звука на рабочих местах

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных Полосах со среднегеометрич. Частотами, Гц								Уровни звука, дБ
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
(1)	71	61	54	49	45	42	40	38	50
(2)	79	70	63	58	55	52	50	49	60
(3)	83	74	68	63	60	57	55	54	65
(4)	94	87	82	78	75	73	71	70	80
(5)	99	92	86	83	80	78	76	74	85

(1) - помещение конструкторских бюро, лаборатории для теоретических работ;

(2) - помещения управлений, рабочие комнаты;

(3) - кабины наблюдения и дистанционного управления с речевой телефонной связью, помещение и участки тонкой сборки;

(4) - лаборатории для проведения экспериментальных работ;

(5) - постоянные рабочие места и рабочие зоны в производственных помещениях и на территории предприятий.

Уровень шумов от буровой установки и другого оборудования, используемого при работе, значительный. В данном конкретном случае его уровень определяется только работой силовыми и установки энергетическими установками и составляет 110 дБ, что не соответствует нормам определенным выше указанным ГОСТом.

Исходя из вышесказанного, для борьбы с высоким уровнем шума, на буровой персонал (в первую очередь машинисты дизельных установок) получают СИЗ (наушники, беруши).

Нормы и требования, предъявляемые к вибрации

Источниками вибрации на буровой площадке также являются дизельные установки, ротор, буровые насосы. Постоянное повышенное значение вибрации приводит к быстрой утомляемости, нарушению нервной системы, плохому сну, головной боли. Работа в условиях постоянной вибрации может приводить к возникновению вибрационной болезни. Вибрационная патология стоит на втором месте среди профессиональных заболеваний.

Самое опасное воздействие современного производства – локальная вибрация. Локальная вибрация вызывает главным образом спазмы сосудов кисти, предплечий, нарушая снабжение конечностей кровью. Одновременно колебания действуют на нервные окончания, мышечные и костные ткани, вызывают снижение кожной чувствительности, отложение солей в суставах пальцев, деформируя и уменьшая подвижность суставов.

По способу передачи на человека различают:

- общую вибрацию, передающуюся через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека;
- локальную вибрацию, передающуюся через руки человека.

По источнику возникновения вибраций различают:

- локальнуювибрацию, передающуюся человеку от ручного механизированного инструмента (сдвигателями), органов ручного управления машинами и оборудованием;
- локальнуювибрацию, передающуюся человеку от ручного немеханизированного инструмента (бездвигателей), например, рихтовочных молотков разных моделей и обрабатываемыхдеталей;

Таблица 27 – Предельно допустимые значения вибрации рабочего места помощника бурильщика

Среднегеометрические частоты полос, Гц	Предельно допустимые значения виброускорения, Дб	
	1/3 окт	1/1 окт
1,6	108	112
2,0	107	112
2,5	106	112
3,15	105	109
6,3	104	109
10,0	106	109
12,5	108	109
20,0	112	115
25,0	114	115
40,0	118	121
63,0	122	127
80,0	124	127

Для защиты персонала на буровой установки все чаще стали применяться виброизоляторы различных типов. Используются специальные

плавающие основания для установки на них дизельных установок. Данная работа посвящена применению на буровой установки 3Д демпфирующего устройства типа ТД – 40, как виброузел шламового насоса.

Требования безопасности в аварийных ситуациях

При обнаружении неисправности немедленно обесточить электрооборудование, оповестить администрацию. Продолжение работы возможно только после устранения неисправности.

При обнаружении оборвавшегося провода необходимо немедленно сообщить об этом администрации, принять меры по исключению контакта с ним людей. Прикосновение к проводу опасно для жизни.

Во всех случаях поражения человека электрическим током немедленно вызывают врача. До прибытия врача нужно, не теряя времени, приступить к оказанию первой помощи пострадавшему.

Необходимо немедленно начать производить искусственное дыхание, наиболее эффективным из которых является метод «рот в рот» или «рот в нос», а также наружный массаж сердца.

Искусственное дыхание пораженному электрическим током производится вплоть до прибытия врача.

На рабочем месте запрещается иметь огнеопасные вещества В помещениях запрещается:

- а. зажигать огонь;
- б. включать электрооборудование, если в помещении пахнет газом;
- в. курить;
- г. сушить что-либо на отопительных приборах;
- д. закрывать вентиляционные отверстия в электроаппаратуре.

Источниками воспламенения являются:

- а. искра при разряде статического электричества;
- б. искры от электрооборудования;

в. искры от удара и трения;

г. открытое пламя

При возникновении пожароопасной ситуации или пожара персонал должен немедленно принять необходимые меры для его ликвидации, одновременно оповестить о пожаре администрацию.

4.2 Экологическая безопасность

Воздействие нефтяной и газовой промышленности на основные компоненты окружающей среды (воздух, воду, почву, растительный, животный мир и человека) обусловлено токсичностью природных углеводородов, их спутников, большим разнообразием химических веществ, используемых в технологических процессах, а также все возрастающим объемом добычи нефти и газа, их подготовки, транспортировки, хранения, переработки и широкого разнообразного использования.

При бурении нефтяных скважин в окружающую среду поступает большое количество загрязняющих веществ различной степени токсичности, которые оказывают значительный вред всем компонентам окружающей среды.

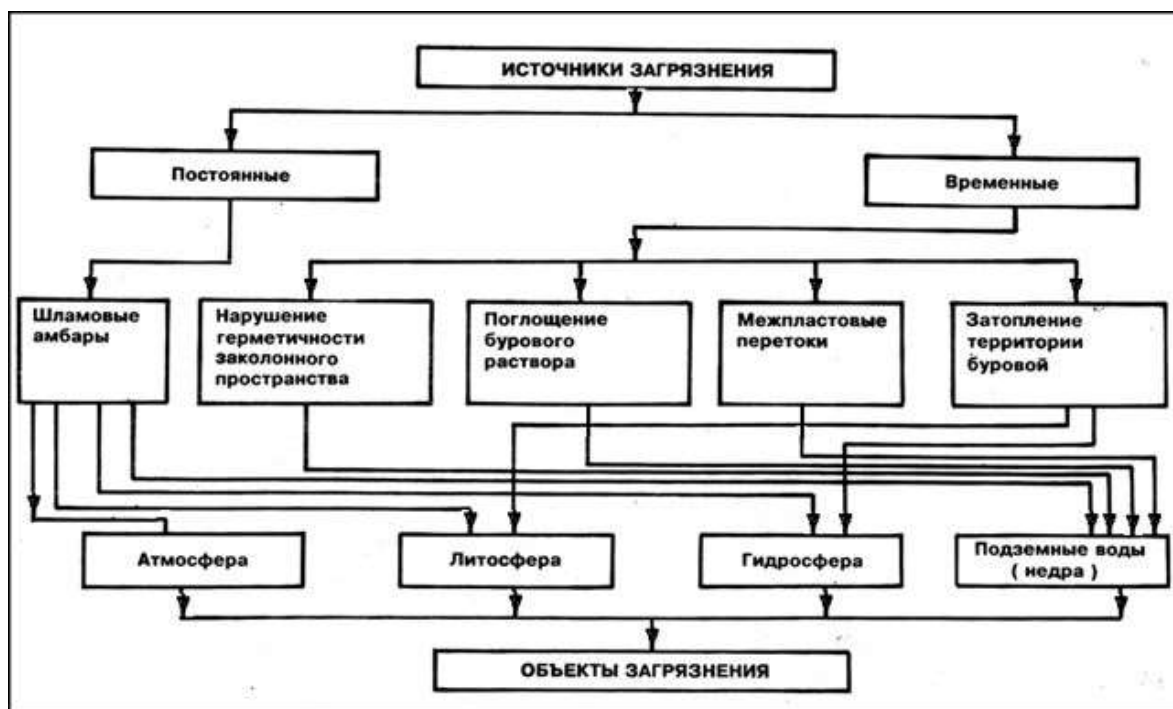


Рисунок 29 - Систематизация источников загрязнения при бурении скважин

Постоянными источниками загрязнения атмосферы, почвы, подземных и поверхностных вод являются шламовые амбары, которые представляют собой природоохранные сооружения, предназначенные для централизованного сбора, обезвреживания и захоронения токсичных промышленных отходов бурения нефтяных скважин.

К основным загрязнителям сточных вод относятся буровые растворы (особо опасны на нефтяной основе), химические реагенты, а также диспергированные глины, выбуренные породы, утяжелители (механическая примесь), смазочные масла, буровой шлам, содержащий все химические соединения, используемые при приготовлении буровых растворов.

Причины опасного загрязнения растворами водоемов (особенно при наличии земляных амбаров) связаны с переливами и выбросами бурящихся скважин, избыточного раствора, образующегося при разбуривании глинистых пород, сбросом растворов в овраги и водоемы, перетоками их по поглощающим горизонтам (пластам) и др.

Загрязнение территории вокруг буровой можно значительно снизить удалением выбуренной породы (шламоочистными сооружениями). Для очистки растворов можно эффективно использовать вибрационные сита, гидроциклонные пескоотделители, шламоочистители, гидроциклонные установки и центрифуги.

На участках, выделенных для размещения буровых установок, плодородный слой земли снимают и складировуют.

Для предотвращения загрязнения окружающей среды горюче – смазочными материалами дизельное топливо и другие, горюче – смазочные вещества, необходимые для работы буровой установки, хранят в специальных емкостях.

При строительстве скважин загрязнение атмосферного воздуха вредными веществами происходит на всех этапах строительства.

Специфика строительства нефтяных и газовых скважин характеризуется, в основном, неорганизованными выбросами вредных веществ в атмосферу, рассредоточивающимися на значительной территории.

Снижение выбросов вредных веществ в атмосферу от неорганизованных источников обеспечивается герметизацией циркуляционной системы бурового раствора при безамбарном бурении, герметизацией емкостей блока приготовления БР, системы сбора и очистки буровых вод, устья скважины, системы приема и замера пластовых флюидов, поступающих при испытании скважины.

Защита селитебной зоны

Расположение производственной территории относительно селитебной:

- При проектировании зоны необходимо обеспечить защиту селитебной территории от загрязнения промышленными газами, отходами, сточными водами.

- Промышленные предприятия должны быть удалены от селитебной территории на расстояние, соответствующее степени вредности предприятия.

В соответствии с Санитарными Нормами 245-71, в зависимости от вида производства, выделяемых вредных выбросов и условий технического процесса установлена протяженность санитарно-защитной зоны.

Территория санитарно-защитной зоны должна быть благоустроена и озеленена по проекту благоустройства, разрабатываемому одновременно с проектом строительства или реконструкции предприятия.

С целью уменьшения загрязнения атмосферного воздуха вредными веществами, выделяемыми стационарными источниками: котельной, двигателями внутреннего сгорания буровых установок, факельными блоками размещение их осуществляется с учетом господствующего направления ветра.

4.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Пожары

Опасность пожаров и взрывов на производственных объектах нефтегазодобывающей промышленности характерна для всех технологических процессов начиная от добычи нефти, газа или конденсата и заканчивая их переработкой. По взрыво- и пожароопасности объекты нефтяной и газовой промышленности относятся к категории «А».

Причины взрывов и пожаров могут быть различны:

- пропуски дизельного топлива, разливы нефтепродуктов и горючих веществ;
- нарушение герметичности выхлопных коллекторов двигателей, неисправность искрогасителей;
- применение открытого огня, курение, проведение сварочных работ вблизи мест хранения нефти, горюче-смазочных материалов, сгораемых конструкций и горючих веществ;
- неисправности электрооборудования, вызывающие искрение, короткое замыкание, нагрев проводов;
- перегрузка электрических приборов, оборудования.

Буровая установка должна быть оборудована следующими средствами пожаротушения:

- двумя пожарными стояками диаметром 50-60 мм;
- тремя пожарными рукавами и двумя переводниками диаметром 50-60 мм;
- огнетушителями ОХП-10 в количестве 6шт, ящиками с песком емкостью 0,5м³ (4шт), пожарными щитами, оборудованными лопатами, ломом, топорами, баграми, ведрами.

Открытые фонтаны

Этот вид аварий встречается повсеместно, причем особенно часто при проводке скважин на новых месторождениях нефти и газа.

Основные причины, по которым возникают открытые фонтаны:

- не соответствующая геологическим условиям конструкция скважин;
- некачественное цементирование обсадных колонн, что приводит к прорывам газа при выбросах после закрытия превентора;
- отсутствие противовыбросового оборудования на устье скважин при вскрытии продуктивных горизонтов, а также несоответствие его параметров условиям бурения скважин;
- неправильная эксплуатация противовыбросового оборудования;
- неправильный выбор для вскрытия напорных горизонтов и для бурения скважин после их вскрытия плотности промывочной жидкости;
- недостаточная промывка скважины при бурении и перед подъемом бурильной колонны;
- рост содержания газа в промывочной жидкости в процессе бурения (плохая дегазация выходящей из скважины промывочной жидкости);

Основными мероприятиями по предотвращению и ликвидации аварий являются: проверка состояния противовыбросового оборудования, наличие средств и материалов по борьбе с нефтегазопроявлениями, обучение буровой бригады.

Вскрытие продуктивного пласта запрещается при отсутствии в КНБК клапана – отсекающего, а под ведущей трубой шарового клапана. При снижении плотности бурового раствора во время циркуляции за счет насыщения раствора пластовым флюидом принимаются незамедлительные меры к усилению промывки скважины, дегазации бурового раствора и к доведению его параметров до технологической необходимости. Важным профмероприятием для предупреждения открытого фонтанирования является практическая подготовка буровой бригады. Бурильщик и его помощники обязаны знать условия проводки скважины и глубину залегания пласта.

Порывы, разливы нефти

Ликвидация разливов нефти и подтоварной воды производится в следующей последовательности: тщательный осмотр места аварии, для определения объемов, характера и порядка необходимых работ; доставка технических средств к месту разлива нефти; локализация нефтяного загрязнения, включающая в себя оконтуривание нефтяного загрязнения; максимально возможный сбор свободной нефти с рельефа.

Восстановление продуктивности нефтезагрязненных земель, состав и порядок работ:

- 1) первичное обследование нефтезагрязненных участков (отбор проб почвы (воды), определение границ разлива нефти;
- 2) оценка степени загрязнения почв нефтью;
- 3) выбор соответствующих технологических мероприятий;
- 4) реализация намеченного комплекса работ и текущий контроль за эффективностью выполняемых мероприятий;

По окончании работ проводится сдача рекультивированных участков контролирующим органам.

Помимо ЧС, связанных с работой оборудования, могут возникнуть ЧС другого характера:

- ЧС стихийного характера (землетрясение, наводнение, ураган и др.);
- ЧС экологического характера (деградация почвы, изменение состояния гидросферы, недостаток кислорода, разрушение озонового слоя и др.);
- ЧС социального характера (шантаж, мошенничество, террор, заложничество, суицид, высокий уровень бедности, нехватка продовольствия и др.).

4.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Правильное расположение рабочего места – один из важных факторов, обеспечивающих как безопасность человека, так и высокую производительность его труда.

Рабочее помещение должно иметь естественное и искусственное освещение. В качестве источников света при искусственном освещении следует применять преимущественно люминесцентные лампы и компактные люминесцентные лампы.

Маркировка опасных зон

Нормативными документами в сфере маркировки опасных зон утверждены четыре сигнальных цвета (красный, желтый, зеленый, синий) и около полутора сотен знаков безопасности. В ряде случаев устанавливается контрастное чередование полос сигнального цвета с белым или черным.

Визуализация опасности посредством знаков – наиболее простой, дешевый и действенный способ предотвращения несчастных случаев, снижения уровня травматизма, устранения опасности для жизни и здоровья работников, а также угрозы возникновения пожаров или аварий.

На отдельных видах работ предусматривается предоставление работникам в течение рабочего времени специальных перерывов, обусловленных технологией и организацией производства и труда. Виды этих работ, продолжительность и порядок предоставления таких перерывов устанавливаются правилами внутреннего трудового распорядка. Работникам, работающим в холодное время года на открытом воздухе или в закрытых необогреваемых помещениях, а также грузчикам, занятым на погрузочно-разгрузочных работах, и другим работникам в необходимых случаях предоставляются специальные перерывы для обогрева и отдыха, которые включаются в рабочее время. Работодатель обязан обеспечить оборудование помещений для обогрева и отдыха работников.

Особенности законодательного регулирования проектных решений

Любое предприятие должно надлежащим образом исполнять федеральное законодательство и нормативные правовые акты, регулирующие

государственное управление в области безопасности жизнедеятельности, защиты окружающей среды и чрезвычайных ситуаций.

Охрана труда женщин и подростков

Запрещается применение труда женщин на тяжелых работах и на работах с вредными условиями труда, а также на подземных работах, кроме некоторых подземных работ (не физические работы или работы по санитарному и бытовому обслуживанию).

Не допускается прием на работу лиц моложе 15 лет. Запрещается применение труда лиц моложе 18 лет на тяжелых работах и на работах с вредными и опасными условиями труда, а также на подземных работах.

Несовершеннолетние (лица, не достигшие 18 лет) в области охраны труда, рабочего времени, отпусков и некоторых других условий труда пользуются льготами, установленными трудовым законодательством.

Работа с вредными и (или) опасными условиями труда

Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации:

- 1) сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ);
- 2) ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ);
- 3) повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).

Работа в ночное время

По общему правилу трудовая деятельность должна осуществляться днем, когда организм человека находится на пике активности. Именно в этот

период труд наиболее производителен и безопасен для окружающих и самого работника. Но в современных условиях ограничиться только дневной работой невозможно. По самым разным причинам возникает необходимость привлекать сотрудников к выполнению их обязанностей в ночное время. Эта работа связана с неблагоприятным воздействием на организм человека, и законом таким работникам гарантируется щадящий режим и повышенная оплата труда.

4.5 Применение спецодежды и СИЗ

Основной регламентирующий документ о применении СИЗ и спецодежды это ТК РФ. Он вносит определение спецодежды как таковой, средств индивидуальной и коллективной защиты, определение вредного и опасного производственных факторов. ТК обязывает работодателя обеспечивать для работников безопасные условия труда, бесплатную выдачу спецодежды, специальной обуви и других СИЗ. ТК закрепляет права и гарантирует работникам право на безопасный труд.

Применение спецпитания и особого лечебно-профилактического обслуживания

Лечебно-профилактическое питание - это специально подобранные рационы питания, способствующие предупреждению нарушения обмена веществ под действием вредных профессиональных факторов.

В рацион рабочих вредных профессий включаются пищевые вещества:

- обладающие антидотными свойствами
- ускоряющие или замедляющие превращение в организме токсичных веществ или продуктов их метаболизма
- ускоряющие выведение токсичного вещества из организма
- тормозящие процессы всасывания токсичного вещества в кишечник.

4.6 Надзор за охраной труда

Основным органом государственного надзора и контроля за состоянием охраны труда является Федеральная служба по труду и занятости. В ее структуру входят Управление надзора и контроля за соблюдением законодательства о труде, территориальные органы по государственному надзору и контролю за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, государственные инспекции труда субъектов Российской Федерации. Эта система осуществляет надзор и контроль за соблюдением российского законодательства о труде и охране труда, нормативных актов о возмещении вреда, причиненного здоровью работника, о социальном страховании и выполнении коллективных договоров на предприятиях, в учреждениях и организациях независимо от формы собственности

Заключение

В процессе работы был проведен в качестве ознакомления литературный обзор, включающий в себя современные методы измерения и борьбы с вибрацией. Были описаны их конструкционные особенности и схемы монтажа. Кроме этого кратко представлены их характеристики, достоинства и недостатки всех видов конструкций демпферов, описана область их применения, и представлены расчеты к наиболее часто используемым в промышленности, в частности в бурении нефтяных и газовых скважин.

Исходя из анализа, материала, была предложена не встречающаяся в промышленности конструкция демпфера, а именно модель канатного демпфирующего устройства, представляющая собой четыре пластины с технологическими отверстиями для двух стальных канатов и болтовых соединений и самих стальных канатов, в качестве демпфирующих элементов.

Для подтверждения теории был произведен расчет напряженно-демпфированного состояния демпфера в период пиковых нагрузок и веса оборудования (шламового насоса 6Ш8), с учетом прочностных характеристик заданных материалов. Работа проводилась с использованием программного комплекса метода конечных элементов Ansys.

На основе проведенного расчета, можно сделать вывод, что данная модель канатного демпфера является рабочей, и может применяться в реальном процессе производства. Учитывая большое количество достоинств, основными из которых являются: простота монтажа, дешевизна при изготовлении и высокие демпфирующие способности, канатный демпфер может послужить важным звеном виброзащиты на буровых установках Уралмаш ЗД.

Список публикаций

1. Анализ напряженно-деформированного состояния тросового демпфера методом конечных элементов. Авторы: Ю.В. Ниденц, А.О. Севостьянов, Научный руководитель: К.К. Манабаев.

Список использованных источников

1. Порожский К.П. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование УГГУ, Екатеринбург, 2013. – 768 с.
2. Анашкин А.Е., Еникеев Е.Р. Справочник мастера по вышкостроению. ЦентЛитНефтеГАЗ, 2008. – 424 с.
3. Graham Kelly S. Mechanical vibrations. Theory and applications. Si edition. The university of Akron, Seala, 2012. – 876 p.
4. Генкин М.Д., Челомей В.Н. Вибрации в технике. Измерения и испытания. Том 5. Справочник в 6 томах. Машиностроение. Москва, 1981. – 496 с.
5. Владимиров А.И., Кершенбаум В.Я. Испытания нефтегазового оборудования и их метрологическое обеспечение. Учебное пособие. Проспект. Москва, 2016. – 608 с.
6. Фролов К.В., Авдеевский В.С. Вибрации в технике. Защита от вибрации и ударов. Справочник в 6 томах. Машиностроение. Москва, 1981. – 456 с.
7. Диментберга Ф.М., Колесников К.С. Вибрации в технике. Колебания машин, конструкций и их элементов. Справочник в 6 томах. Машиностроение. Москва, 1980. – 544 с.
8. Лавендел Э.Э., Артоболевский И.И. Вибрации в технике. Вибрационные процессы и машины. Справочник в 6 томах. Машиностроение. Москва, 1981. – 509 с.
9. Кокшаров Д.Н. Динамика упругих чувствительных элементов датчиков систем управления // дис. канд. техн. наук. / Д.Н. Кокшаров. Санкт-Петербург, 2007. – 132 с.
10. А.Г. Гумеров, Виброизолирующая компенсирующая система насосно – энергетических агрегатов. – Уфа, 2008. – 328 с.
11. Официальный сайт ОАО «ВИНИИАЭН» [Электронный ресурс] <http://www.vniiaen.sumy.ua>

12. РД 153 – 39ТН – 008 – 96 Руководство по организации эксплуатации и технологии и технического обслуживания и ремонта оборудования и сооружение нефтеперекачивающих станций
13. РД 153 – 39ТН – 009 – 96 Положение о системе технического обслуживания и ремонта электроустановок магистральных нефтепроводов. Часть II
14. Рудаченко А.В., Рудаченко В.А., Техническая диагностика оборудования нефтегазопроводов. Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Проектирование, сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ» - Томск: Изд-во. ТПУ, 2007 – 104 с.
15. Панкратов А.В., Сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ. Методические указания по выполнению практических работ для студентов очного обучения направления 130500. Томск: Изд-во. ТПУ, 2005 – 41 с.
16. Официальный сайт ГУП «ИПТЭР», [Электронный ресурс] www.ipter.bashedu.ru
17. Каталог электродвигателей, ОАО «Электротехническая корпорация»
18. Айрапетов Э.Л., Биргер И.А., Вейц В.Л., Колебания машин, конструкций и их элементов. Том 3. Справочник в 6 томах. Вибрации в технике
19. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р., Курс теоретической механики: Учебник. В 2-х томах. Т. II.: Динамика
20. Балыгин В.В., Крыжановский А.Н. НАСОСЫ: Каталог-справочник. - Новосибирск: НГАСУ, 1999. – 97 с.
21. Корж В.В. Эксплуатация и ремонт оборудования насосных и компрессорных станций [Текст]: учеб. пособие / В.В. Корж, А.В. Сальников. - Ухта : УГТУ, 2010. - 184 с.

22. Дейнеко С. В. Обеспечение надежности систем трубопроводного транспорта нефти и газа. — М.: Издательство «Техника», ТУМА ГРУПП, 2011. — 176 с.
23. Насосное оборудование для трубопроводного транспорта нефти нефтепродуктов, ОАО «Группа ГМС»
24. Трофимов А.Н. Концепция обратной связи в динамике механических систем и процессы динамического гашения колебаний // автореф. дис. д-ра. техн. наук. /А.Н. Трофимов. Иркутск, 2006. — 169 с.
25. Бойченко С. Н. Контроль и мониторинг технического состояния насосного агрегата по спектральным параметрам вибрации // дис. канд. техн. наук. / С.Н. Бойченко. Омск, 2006. — 169 с.
26. Чан Ван Бинь. Разработка методов анализа и применения автопараметрического гашения колебаний // дис. канд. техн. наук. / Чан Ван Бинь. Москва, 2008. — 138 с.
27. Смирнов В.П. Динамика технологических вибрационных машин с вращающимися дебалансами системы виброзащиты // дис. канд. техн. наук. / В.П. Смирнов. Старый Оскол, 2006. — 166 с.
28. Драч М.А. Динамический синтез и моделирование в задачах оценки и изменения вибрационного состояния крутильных колебательных систем // дис. канд. техн. наук. / М.А. Драч. Иркутск, 2006. — 182 с.
29. Салек Самер. Демпфирование резонансных колебаний гироскопических систем динамическим гасителем переменной структуры // дис. канд. техн. наук. / Салек Самер. Москва, 2005. — 200 с.
30. Степанова Е.П. Разработка динамических гасителей угловых колебаний с дополнительными связями // дис. канд. техн. наук. / Е.П. Степанова. Омск, 2002. — 176 с.
31. Тараторкин И.А. Прогнозирование вибронагруженности дотрансформаторной зоны трансмиссий транспортных машин и синтез гасителей крутильных колебаний // дис. канд. техн. наук. / И.А. Тараторкин. Курган, 2003. — 197 с.

32. Костюков А.В. Контроль и мониторинг технического состояния центробежного насосного агрегата по трендам вибропараметров // дис. канд. техн. наук. / А.В. Костюков. Омск, 2006. – 203 с.
33. Банина Н.В. Структурные методы динамического синтеза колебательных механических систем с учетом особенностей физических реализаций обратных связей // дис. канд. техн. наук. / Н.В. Банина. Иркутск, 2006. – 198 с.
34. Самоленков С.В. Обоснование энергосберегающих режимов работы нефтеперекачивающих центробежных насосов с регулируемым приводом // автореф. дис. д-ра. техн. наук. / С.В. Самоленков. Санкт-Петербург, 2014. – 113 с.
35. Костюков В.Н. Разработка элементов теории, технологии и оборудования систем мониторинга агрегатов нефтехимических комплексов // дис. д-ра. техн. наук. / В.Н. Костюков. Омск, 2000. – 433с.
36. Каримов И.Р. Исследование контактного взаимодействия пластины и оболочки в программном комплексе ANSYS // выпускная квалификационная работа / И.Р. Каримов. Казань, 2014. – 89 с.
37. Палагушкин В.И. Активное управление строительными конструкциями при статических и вибрационных воздействиях // дис. канд. техн. наук. / В.И. Палагушкин. Красноярск, 2002. – 198 с.
38. Павлова З. Х. Обеспечение эффективности эксплуатации нефтеперекачивающих станций магистральных нефтепроводов при снижении их загрузки // дис. канд. техн. наук. / З.Х. Павлова. Уфа, 2002. – 158 с.

Приложение А

Раздел 1 Обзор литературы

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Ниденц Юлиус Владимирович		

Консультант кафедры ТПМ :

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор кафедры ТПМ	Светашков Александр Андреевич	д.ф.-м.н.		

Консультант – лингвист кафедры ИЯ :

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Баранова А.В.	—		

A.1 The study of vibrations

Vibrations are oscillations of a mechanical or structural system about an equilibrium position. Vibrations are initiated when an inertia element is displaced from its equilibrium position due to an energy imparted to the system through an external source. A restoring force, or a conservative force developed in a potential energy element, pulls the element back toward equilibrium. When work is done on the block of figure 1 (a) to displace it from its equilibrium position, potential energy being converted to kinetic energy. In the absence of non-conservative forces, this transfer of energy is continual, causing the block to oscillate about its equilibrium position. When the pendulum of figure 1 (b) is released from a position above its equilibrium position the moment of the gravity force pulls the particle, the pendulum bob, back toward equilibrium with potential energy being converted to kinetic energy. In the absence of non-conservative forces, the pendulum will oscillate about the vertical equilibrium position.

Non-conservative forces can dissipate or add energy to the system. The block of figure 2(a) slides on a surface with friction force developed between the block and the surface. The friction force is non-conservative and dissipates energy. If the block is given a displacement from equilibrium and released, the energy dissipated by the friction force eventually causes the motion to cease. Motion is continued only if additional energy is added to the system as by the externally applied force in figure 2 (b).

Vibrations occur in many mechanical and structural systems. If uncontrolled, vibration can lead to catastrophic situations. Vibrations of machine tools or machine tool chatter can lead to improper machining of parts. Structural failure can occur because of large dynamic stresses developed during earthquakes or even wind-induced vibration. Vibrations induced by an unbalanced helicopter blade while rotating at high speeds can lead to the blade's failure and catastrophe for the helicopter. Excessive vibrations of pumps, compressors, turbo-machinery, and other industrial machines can induce vibrations of the surrounding structure,

leading to inefficient operation of machines while the noise produced can cause human discomfort.

Vibrations can be introduced, with beneficial effects, into systems in which they would not naturally occur. Vehicle suspension systems are designed to protect passengers from discomfort when travelling over rough terrain. Vibration isolators are used to protect structures from excessive forces developed in the operation of rotating machinery. Cushioning is used in packaging fragile items from impulsive forces.

Energy harvesting takes unwanted vibrations and turns them into stored energy. An energy harvester is a device that is attached to an automobile, a machine, or any system that is undergoing vibrations. The energy harvester has a seismic mass which vibrates when excited, and that energy is captured electronically.

A.2 Basic laws of nature

A basic law of nature is a physical law that applies to all physical systems regardless of the material from which the system is constructed. These laws are observable, but cannot be derived from any more fundamental. They are empirical. There exist only a few basic laws of nature: conservation of mass, conservation of momentum, conservation of energy, and the second and third laws of thermodynamics.

Conservation of momentum, both linear and angular, is usually the only physical law that is of significance in application to vibrating systems. Application of the principle of conservation of mass to vibrations problems is trivial. Applications of the second and third laws of thermodynamics do not yield any useful information. In the absence of thermal energy, the principle of conservation of energy reduces to the mechanical work-energy principle, which is derived from Newton's laws.

A.3 Classification of vibration

Vibrations are classified by the number of degrees of freedom necessary for their modeling, the type of forcing they are subject to, and the assumptions used in the modeling. Vibrations of systems that have a finite number of degrees of freedom are called discrete systems. A system with one degree of freedom is called a single degree-of-freedom (SDOF) system. A system with two or more degrees of freedom is called a multiple degree-of-freedom (MDOF) system. A system with an infinite number of degrees of freedom is called a continuous system or distributed system.

If the vibrations are initiated by an initial energy present in the system and no other source is present, the resulting vibrations are called free vibrations. If the vibrations are caused by an external force motion, the vibrations are called forced vibrations. If the external input is periodic, the vibrations are harmonic. Otherwise, the vibrations are said to be transient. If the input is stochastic, the vibrations are said to be random.

If the vibrations are assumed to have no source of energy dissipation, they are called undamped. If dissipation source is present, the vibrations are called damped and are further characterized by the form of damping. For example, if viscous damping is present, they are called viscously damped.

If assumptions are made to render the differential equations governing the vibrations linear, the vibrations are called linear. If the governing equations are nonlinear, then so are the vibrations.

A.3.1 Free vibrations of SDOF systems

Free vibrations are oscillations about a system's equilibrium position that occur in the absence of an external excitation. Free vibrations are a result of a kinetic energy imparted to the system or of a displacement from the equilibrium position that leads to a difference in potential energy from the system's equilibrium position.

Consider the model single degree-of-freedom (SDOF) of figure 3. When the block is displaced a distance x_0 from its equilibrium position, a potential

energy $\frac{k \cdot x_0^2}{2}$ is developed in the spring. When the system is released from equilibrium, the spring force draws the block toward the system's equilibrium position, with the potential energy being converted to kinetic energy. When the block reaches its equilibrium position, the kinetic energy reaches a maximum and motion continues. The kinetic energy is converted to potential energy until the spring is compressed a distance x_0 . This process of transfer of potential energy to kinetic energy and vice versa is continual in the absence of nonconservative forces. In a physical system, such perpetual motion is impossible. Dry friction, internal friction in the spring, aerodynamic drag, and other nonconservative mechanisms eventually dissipate the energy.

Examples of free vibrations of systems that can be modeled using one degree of freedom include the oscillations of pendulum about a vertical equilibrium position, the motion of a recoil mechanism of a firearm once it has been fired, and the motion of a vehicle suspension system after the vehicle encounters a pothole.

Free vibrations of SDOF system are described by a homogeneous second-order ordinary differential equation. The independent variable is time, while the dependent variable is the chosen generalized coordinate. The chosen generalized coordinate represents the displacement of particle in the system or an angular displacement and is measured from the system's equilibrium position.

The differential equation governing free vibrations of linear system is shown to have the form

$$x_h(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \cdot [C_1 \cos(\omega_d t) + C_2 \sin(\omega_d t)] \quad (1)$$

when linear displacement x is chosen as the generalized coordinate. The second derivative term is due to the inertia forces of the system, the first derivative term is present if there is viscous damping in the system, and the zeroth derivative term is from elastic forces. If the energy method is used to derive the differential equation, the second derivative term is a result of the work done by the viscous friction

forces, and the zeroth order derivative term is a result of the system's potential energy.

The general solution of the second-order differential equation is a linear combination of two linearly independent solutions. The arbitrary constants, called constants of integration, are uniquely determined upon application of two initial conditions. The necessary initial conditions are values of the generalized coordinate and its first time derivative at a specified time, usually $t = 0$.

The differential equation governing free vibration of a SDOF system is written in a standard form in terms of two parameters. The form of the solution of the differential equation depends upon the parameters. For example, the mathematical form of the solution for an undamped system is simple harmonic motion. The mathematical form of the solution for a damped system varies with a parameter called the damping ratio.

A.3.2 Free vibrations of an undamped system

When the system is undamped, the roots of the characteristic equation given by equation 2 are purely imaginary, as $\pm\omega_n \cdot i$. The general solution is a linear combination of all possible solutions, thus

$$x(t) = B_1 \cdot e^{i\omega_n \cdot t} + B_2 \cdot e^{-i\omega_n \cdot t} \quad (3)$$

where B_1 and B_2 are constants of integration.

Euler's identity states

$$e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta \quad (4)$$

Application of Euler's identity to equation (3) leads to

$$x(t) = B_1 \cdot (\cos\omega_n \cdot t + i\sin\omega_n \cdot t) + B_2 \cdot (\cos\omega_n \cdot t - i\sin\omega_n \cdot t) \quad (5), \text{ or}$$

$$x(t) = C_1 \cdot \cos\omega_n \cdot t + C_2 \cdot \sin\omega_n \cdot t \quad (6)$$

where $C_1 = B_1 + B_2$ and $C_2 = i \cdot (B_1 - B_2)$ are redefined constants of integration. As defined, C_1 and C_2 are real, while B_1 and B_2 are complex conjugates. Substituting the initial conditions leads to

$$x(t) = x_0 \cdot \cos \omega_n \cdot t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n \cdot t \quad (7)$$

An alternate and more instructive form of equation (7) is

$$x(t) = A \sin(\omega_n \cdot t + \phi) \quad (8)$$

Expanding equation (8) using the trigonometric identity for the sine of the sum of angles

$$\sin(a + b) = \sin a \cdot \cos b + \cos a \cdot \sin b \quad (9), \text{ gives}$$

$$x(t) = A \cos \phi \cdot \sin \omega_n \cdot t + A \sin \phi \cdot \cos \omega_n \cdot t \quad (10)$$

Equating coefficients of like trigonometric terms of equations (7) and (10) leads to

$$A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \right)^2} \quad (11), \text{ and}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{\omega_n \cdot x_0}{\dot{x}_0} \right) \quad (12)$$

Equation (8) is an example of the simple harmonic motion. The amplitude of the motion is A , the frequency is ω_n , its phase is ϕ , and its period is $\frac{2\pi}{\omega_n}$. The parameter ω_n is called the natural frequency, because it is the frequency at which the undamped free response occurs naturally.

The undamped motion of a SDOF system is simple harmonic motion. The initial conditions determine the energy initially present in the system. Potential energy is converted to kinetic energy and vice versa without dissipation. Since energy is conserved, the system eventually returns to its initial state with the original potential and kinetic energies, completing one full cycle of motion. The subsequent cycle duplicates the first cycle. The system takes the same amount of time to execute the second cycle as it does the first. Since no energy is dissipated, it executes subsequent cycles in the same amount of time. Thus, the motion is

cyclic and periodic. Figure 4 illustrates simple harmonic motion of an undamped SDOF system.

The amplitude A , defined by equation (11), is the maximum displacement from equilibrium. The amplitude is a function of the system parameters and the initial conditions. The amplitude is a measure of the energy imparted to the system through the initial conditions. For a linear system

$$A = \sqrt{\frac{2E}{k_{eq}}} \quad (13),$$

where E is the sum of kinetic and potential energies. (далее рисунок)

The phase angle ϕ , calculated from equation (12) is an indication of the lead or lag between the response and a pure sinusoidal response. The response is purely sinusoidal with $\phi = 0$ if $x_0 = 0$. The response leads a pure sinusoidal response by $\frac{\pi}{2}$ rad if $\dot{x}_0 = 0$. The system takes a time of

$$t = \begin{cases} \frac{\pi - \phi}{\omega_n}, \phi > 0 \\ -\frac{\phi}{\omega_n}, \phi \leq 0 \end{cases} \quad (14)$$

to reach its equilibrium position from its initial position.

A.3.3 Harmonic excitation of SDOF systems

Forced vibrations of a single degree-of-freedom (SDOF) system occur when work is being done on the system while the vibrations occur. Examples of forced vibration include the ground motion during an earthquake, the motion caused by unbalanced reciprocating machinery, or the ground motion imparted to a vehicle as its wheel traverses the road contour. Figure 5 illustrates an equivalent systems model for the forced vibrations of a SDOF system when a linear displacement is chosen as the generalized coordinate. The governing differential equation is

$$m_{eq} \cdot \ddot{x} + c_{eq} \cdot \dot{x} + k_{eq} \cdot x = F_{eq}(t) \quad (15)$$

Although, the derivations that follow use a linear displacement as a generalized coordinate they are also valid if an angular displacement is used as a generalized coordinate. The form of the differential equation, equation (15) is used as a model equation.

Dividing equation (15) by m_{eq} leads to

$$\ddot{x} + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{x} + \omega_n^2 \cdot x = \frac{1}{m_{eq}} F_{eq}(t) \quad (16)$$

Equation (16) is the standard form of the differential equation governing linear forced vibrations of a SDOF system with viscous damping.

The general solution of equation (16) is

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (17)$$

where $x_h(t)$ is homogeneous solution, the solution obtained if $F_{eq}(t) = 0$, and $x_p(t)$ the particular solution, a solution that is specific to $F_{eq}(t)$. The homogeneous solution is in terms of two constants of integration. However the initial conditions are not imposed until the general solution of equation (17) is developed. For an underdamped systems

$$x_h(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \cdot [C_1 \cos(\omega_d t) + C_2 \sin(\omega_d t)] \quad (18)$$

Many ways exist to solve the particular solution. These include the method of undermined coefficients, variation of parameters, annihilator methods, Laplace transform methods, are numerical methods.

For an undamped system, the limit of the homogenous solution as t approaches infinity is not zero. The homogeneous response is important if the frequency of excitation coincides or is close to the natural frequency. Otherwise it is assumed that some form of damping really occurs and the free response does decay leaving only the forced response as the long-term response.