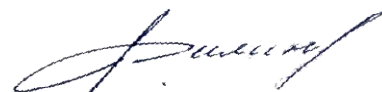


На правах рукописи



ФИЛИН АЛЕКСАНДР НИКОЛАЕВИЧ

**МЕТОДИКА КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ**

Специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные
машины

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор военных наук, профессор
Бардышев О.А.

Санкт-Петербург – 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ	11
1.1 Основные факторы, влияющие на надежность и безопасность эксплуатации тоннельных эскалаторов	11
1.2 Анализ существующих способов контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов.....	16
1.3 Определение направлений исследования	27
1.4 Особенности конструкций приводных групп тоннельных эскалаторов ...	28
1.5 Основные дефекты приводных групп тоннельных эскалаторов	33
1.6 Выводы по главе.....	37
ГЛАВА 2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАБОТЫ ПРИВОДНОЙ ГРУППЫ ТОННЕЛЬНОГО ЭСКАЛАТОРА	40
2.1 Выбор математического аппарата для моделирования динамической системы.....	40
2.2 Процесс моделирования динамической системы приводной группы тоннельного эскалатора	42
2.3 Реализация математической модели на ЭВМ.....	52
2.4 Частотная модель возможных дефектов элементов приводной группы ...	59
2.5 Диагностические признаки дефектов приводных групп.....	63
2.6 Выводы по главе.....	74
ГЛАВА 3 ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИВОДНЫХ ГРУПП ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ	76
3.1 Постановка целевой задачи и выбор объекта эксперимента	76
3.2 Подготовка приборной базы для проведения исследования	77
3.2.1 Требования, предъявляемые к виброизмерительной аппаратуре	78

3.2.2	Выбор виброизмерительной аппаратуры	79
3.2.3	Определение установочных параметров виброизмерительной аппаратуры	83
3.3	Подготовка объекта контроля к проведению эксперимента.....	88
3.3.1	Выбор способа установки пьезоэлектрических датчиков виброизмерительной аппаратуры.....	88
3.3.2	Выбор контрольных точек для установки пьезоэлектрических датчиков	91
3.4	Натурное диагностирование методом спектрального анализа виброакустического сигнала	93
3.4.1	Определение зон вибрационного состояния приводных групп тоннельных эскалаторов	93
3.4.2	Диагностические признаки дефектов подшипников качения.....	99
3.4.3	Диагностические признаки дефектов зубчатых зацеплений	103
3.4.4	Диагностические признаки дефектов линии вала	110
3.4.5	Сводная таблица диагностических признаков дефектов элементов приводных групп тоннельных эскалаторов.....	112
3.5	Методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов	113
3.6	Выводы по главе.....	117
	ГЛАВА 4 ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МЕТОДИКИ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ.....	118
4.1	Практическое применение разработанной методики.....	118
4.2	Прогнозирование технического состояния приводной группы тоннельного эскалатора	120
4.3	Оформление результатов контроля технического состояния приводной группы тоннельного эскалатора.....	123
4.4	Расчет эффективности применения разработанной методики	124

4.4.1 Определение капитальных вложений при применении разработанной методики	125
4.4.2 Определение текущих затрат при применении разработанной методики	126
4.4.3 Определение показателей технико-экономической эффективности при применении разработанной методики	128
4.5 Выводы по главе	131
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	132
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	134
ПРИЛОЖЕНИЯ	149

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность диссертационного исследования. Подъемно-транспортные машины (ПТМ) являются основным средством механизации подъемно-транспортных и погрузочно-разгрузочных работ. Исходя из принципа действия, ПТМ классифицируются на машины периодического (ПД) и непрерывного действия (НД). К ПТМ НД относятся различные виды конвейеров и транспортёров, применяемые на строительных площадках, промышленных предприятиях, в метрополитенах и общественных зданиях, в том числе тоннельные и поэтажные эскалаторы, пассажирские конвейеры (травалаторы), ленточные и скребковые транспортеры.

Для метрополитенов надежность тоннельных эскалаторов (ТЭ), работающих в тяжелом режиме, является одним из основных показателей, определяющих безопасность транспортировки пассажиров и пропускную способность. На примере Петербургского метрополитена, в котором более 80 % ТЭ выработали нормативный срок службы, учитывая сложность технического перевооружения станций, особенно актуальна проблема обеспечения надежности и безопасности ТЭ, в том числе путем постоянного контроля их технического состояния (ТС), необходимого для снижения потока аварийных отказов и внеплановых остановов. По статистике основными причинами отказов ТЭ являются дефекты элементов его основных механизмов – механизма привода, передаточного и цепного механизмов, которые, исходя из их технологической функции, можно объединить в приводную группу ТЭ (ПГТЭ).

Одним из способов решения выявленной проблемы является систематический контроль ТС ПГТЭ, базирующийся на методах виброакустического диагностирования (ВД) и выполняемый при рабочих режимах в процессе эксплуатации (мониторинг ТС). Методы ВД направлены на обнаружение дефектов на этапе их развития и позволяют получить достоверную информацию о ТС машин и механизмов без их разборки. Тем не менее, эти методы не получили широкого применения для ТЭ, по причине отсутствия научно-обоснованных методик их использования, учитывающих специфику работы таких ПТМ НД.

Таким образом, в соответствии с существующей проблемой, задача диссертационного исследования, заключающаяся в разработке методики контроля ТС ПГТЭ с применением методов ВД в процессе функционирования ТЭ, имеет существенное значение в области обеспечения надежности и безопасности ТЭ, а также является важной научно-практической задачей.

Цель диссертационного исследования – разработать методику контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов при рабочих режимах в процессе эксплуатации с применением методов виброакустического диагностирования.

Объект исследования – приводные группы тоннельных эскалаторов.

Предмет исследования – методики контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов.

Основные поставленные задачи

1. Провести анализ существующих методик контроля технического состояния машин и механизмов методами виброакустического диагностирования, с целью оценки возможности их применения для приводных групп тоннельных эскалаторов.

2. Исследовать взаимосвязь формирования и изменения параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых приводными группами тоннельных эскалаторов, и видов их технического состояния.

3. Экспериментально обосновать эффективность использования параметров виброакустических сигналов в качестве диагностических признаков с целью контроля текущего технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов и прогнозирования его изменения, а также дефектации элементов приводных групп.

4. По результатам решения поставленных частных задач, функционально связанных общей целью, разработать методику контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов виброакустическими методами диагностирования.

5. Определить показатели повышения надежности и эффективности применения разработанной методики контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов на практике.

Научная новизна

1. Разработана математическая модель приводной группы тоннельного эскалатора, описывающая динамику колебательных процессов в ее элементах и позволяющая выявить качественно новые закономерности изменения диагностических параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых при работе приводной группы, в зависимости от моделируемых видов технических состояний.

2. Установлены среднеквадратичные значения виброскорости виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп тоннельных эскалаторов, уточняющие границы зон вибрационных состояний, соответствующих видам технических состояний приводных групп, исходя из запаса работоспособности, обеспечивающих повышение достоверности функционального диагностирования.

3. Разработана система диагностических признаков основных возможных дефектов в элементах приводных групп – зубчатых зацеплениях, подшипниках качения, валах, необходимая для дефектации приводных групп тоннельных эскалаторов и полученная на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований по контролю технического состояния методами виброакустического диагностирования.

4. Определены регрессионные зависимости параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп, от наработки тоннельных эскалаторов, обеспечивающие возможность прогнозирования изменения видов технических состояний приводных групп во времени.

5. Разработана методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов с применением методов виброакустического диагностирования, обеспечивающая возможность технического диагностирования приводных групп на рабочих режимах в процессе эксплуатации.

Теоретическая ценность исследования заключается в уточнении связи изменения видов технических состояний приводных групп тоннельных эскалаторов от параметров виброакустических сигналов, а также в обосновании закономерностей формирования и изменения виброакустических сигналов, путем математического моделирования процесса работы приводной группы.

Практическая ценность состоит в разработке методики контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов, применение которой позволяет путем функционального диагностирования предупредить повреждения элементов приводных групп, повысить надежность работы эксплуатируемых тоннельных эскалаторов и тем самым снизить количество их аварийных отказов и внеплановых остановов. Кроме того, полученные в исследовании результаты позволили разработать и запатентовать различные устройства контроля технического состояния машин и механизмов по параметрам вибрации.

Методологической основой диссертационного исследования является совокупность теоретических и экспериментальных методов, таких как: методы математического моделирования; методы теоретической механики, теории колебаний; методы математической статистики; методы теории эксперимента; методы вибрационного диагностирования; методы регрессионного анализа.

Основные положения, выносимые на защиту

1. Математическая модель приводной группы тоннельного эскалатора, описывающая динамику колебательных процессов при появлении и развитии дефектов в её элементах.
2. Среднеквадратичные значения виброскорости, устанавливающие границы зон вибрационных состояний приводных групп тоннельных эскалаторов, соответствующих видам их технических состояний.
3. Система диагностических признаков основных дефектов элементов приводных групп тоннельных эскалаторов по изменению параметров виброакустического сигнала.

4. Регрессионные зависимости параметров виброакустических сигналов, возбуждаемых элементами приводных групп, от наработки тоннельных эскалаторов.

5. Методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов на основе комплексного применения методов виброакустического диагностирования.

Область исследования – соответствует предметной области знаний, определенной паспортом научной специальности 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины, а именно п. 5 «Методы повышения долговечности, надежности и безопасности эксплуатации машин, машинных комплектов и систем».

Достоверность результатов обеспечивается: корректностью поставленных задач, решение которых базируется на использовании фундаментальных и достоверно изученных положений; применением современного математического аппарата с современными вычислительными методами и апробированных методик планирования и проведения эксперимента; проверкой сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований; проведением обширного экспериментального исследования на тоннельных эскалаторах и машинах со схожими техническими параметрами.

Апробация работы

Основные положения, результаты, выводы диссертации докладывались, обсуждались и получили одобрение на: научно-практических заседаниях кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» ФГБОУ ВО ПГУПС (г. Санкт-Петербург) в 2014-2017 гг.; LXXVI всероссийской научно-технической конференции «Транспорт: проблемы, идеи и перспективы» ФГБОУ ВО ПГУПС (г. Санкт-Петербург) в 2016 г.; XII международной научно-практической конференции «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах» ФГБОУ ВО СПбГАСУ (г. Санкт-Петербург) в 2016 г.; научно-практическом заседании научно-технического совета Ростехнадзора «Вопросы совершенствования котлонадзора, надзора за подъемными сооружениями и государственного строи-

тельного надзора» (г. Москва) в 2016 г.; научно-практической конференции «Чрезвычайные ситуации: вызовы времени – новые решения» МАНЭБ (г. Санкт-Петербург) в 2017 г.; LXXVII всероссийской научно-технической конференции «Транспорт: проблемы, идеи и перспективы» ФГБОУ ВО ПГУПС (г. Санкт-Петербург) в 2017 г.

Результаты исследования внедрены: в процесс проведения лабораторных и практических работ кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» ФГБОУ ВО ПГУПС; в практике работ по оценке ТС ПГ различных типов ТЭ при проведении работ по экспертизе промышленной безопасности ЗАО «СТЭК»; в деятельность Эскалаторной службы ГУП «Петербургский метрополитен». Организациями представлены акты о внедрении научных результатов.

Публикации

Материалы диссертационного исследования изложены в 12 опубликованных работах: опубликованы 3 научных статьи в рецензируемых журналах и изданиях, включенных в перечень ВАК; получено 3 авторских свидетельства о регистрации программ для ЭВМ; получено 3 патента на устройства контроля вибрации; опубликованы 3 научных статьи в журналах, входящих в базу РИНЦ.

Структура и объем диссертационного исследования

Работа состоит из: введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Материалы диссертации содержат 148 страниц основного текста, 75 рисунков, 32 таблицы, 9 страниц приложений. Библиографический список литературы включает 159 наименований. Общий объем диссертации составляет 157 страниц.

ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ

1.1 Основные факторы, влияющие на надежность и безопасность эксплуатации тоннельных эскалаторов

Метрополитен играет важнейшую роль в жизни городской транспортной инфраструктуры любого мегаполиса, не исключением является метрополитен Санкт-Петербурга, «ни один другой транспорт не способен так же эффективно справляться с растущими транспортными нагрузками и обеспечивать бесперебойное прогнозируемое транспортное сообщение» [94].

Ежегодно Петербургским метрополитеном пользуются порядка 750 млн. человек [3]. Из-за инженерно-геологических условий метрополитен Санкт-Петербурга является самым глубоким в мире, средняя глубина заложения станций около 50 метров.

Исходя из этого, огромное значение в жизни Петербургского метрополитена имеют тоннельные эскалаторы – подъемно-транспортные машины непрерывного действия (в соответствии с классификатором государственных стандартов), выполняющие функцию транспортировки пассажиров между уровнем верхнего вестибюля и уровнем платформы станции, а также обладающие высокой, в сравнении с другими подъемно-транспортными машинами, но ограниченной пропускной способностью [38, 74, 92, 151].

На сегодняшний день на балансе ГУП «Петербургский метрополитен» насчитывается 269 подъемно-транспортных машин непрерывного действия 19 различных типов, из них 6 траволаторов и 263 тоннельных эскалатора (таблица 1.1).

Таблица 1.1

<i>№ n/n</i>	<i>Тип</i>	<i>Количество</i>	<i>Года ввода в эксплуатацию</i>
1	ЭМ-4	12	1955
2	ЛТ-1	12	1956-1960
3	ЛТ-3	30	1961-1972
4	ЛТ-2	44	1962-1975
5	ЭТ-2	40	1978-1988
6	ЭТ-3	3	1980
7	ЭТ-5	3	1981
8	ЭТ-5М	14	1985-1997

Продолжение таблицы 1.1

№ n/n	Тип	Количество	Года ввода в эксплуатацию
9	ЭТ-2М	31	1987-1999
10	ЭТ-4БС	4	1991
11	ЭТ-12	4	1992
12	ЭТ-12П	8	1996
13	E25T	4	2011
14	E55T	19	2008-2013
15	E75T	16	2005-2012
16	ЭТХ	8	2009
17	ЕСК-265М	3	2015
18	Victoria	8	2015
19	Orinoco (траволаторы)	6	2015

Срок службы более 80 % всего парка к началу 2016 года превысил установленный нормативно-технической документацией (рис. 1.1).

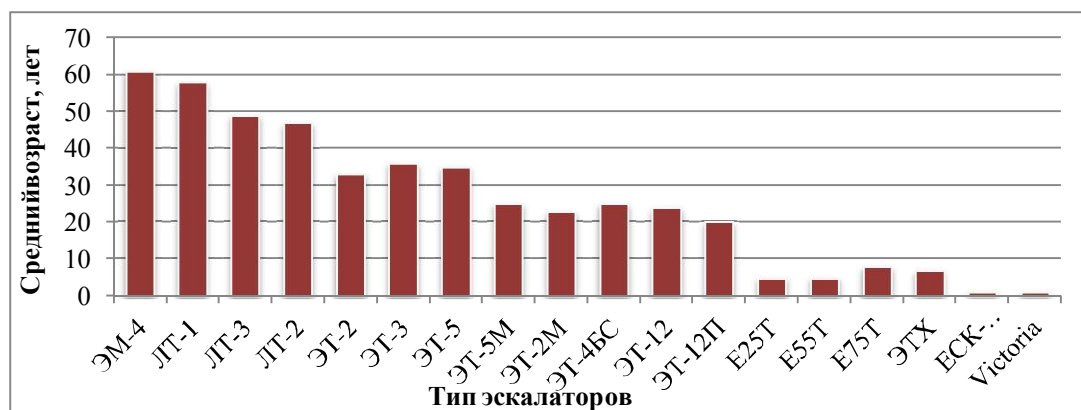


Рис. 1.1. Средний возраст эскалаторов Петербургского метрополитена в зависимости от их типа

По статистике за 2010-2016 гг. в ГУП «Петербургский метрополитен» выделяют следующие причины отказов эскалаторов (рис. 1.2): некачественное выполнение работ по техническому обслуживанию и ремонту (0,6 %); некачественно изготовленные и установленные сборочные единицы (7,1 %); неправильные действия обслуживающего персонала во время работы эскалатора (9 %); эксплуатационный износ оборудования (83,3 %), основной причиной которого является старение парка эскалаторов [3].

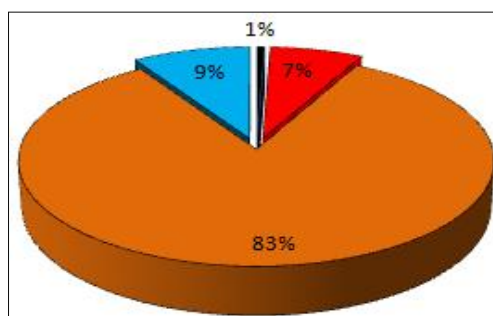


Рисунок 1.2. Распределение количества отказов эскалаторов за 2010-2015 гг.

В изучение вопросов обеспечения исправного ТС и безотказной работы тоннельных эскалаторов (ТЭ) большой вклад внесли Бардышев О.А., Бортяков Д.Е., Ватулин Я.С., Коровин С.К., Попов В.А., Семенов И.И., Уралов В.Л. [66, 71, 79, 89, 117, 158].

Надежная работа тоннельных эскалаторов обеспечивает необходимый уровень пропускной способности метрополитена в целом и, поэтому, является важнейшей задачей эскалаторной службы Петербургского метрополитена. Оценка качества работы эскалаторной службы напрямую зависит от количества произошедших отказов и времени их устранения.

На рисунке 1.3 показана общая схема тоннельного эскалатора [92].

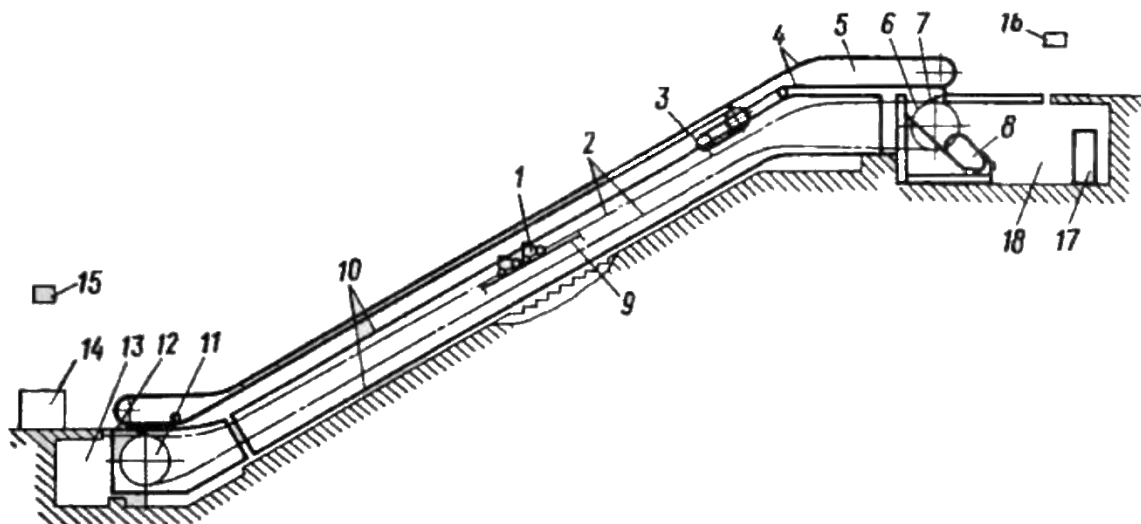


Рисунок 1.3. Общая схема тоннельного эскалатора: 1 – ступени; 2 – тяговые цепи; 3 – привод поручня; 4 – поручень; 5 – балюстрада; 6 – тяговая звездочка; 7 – верхняя площадка; 8 - передаточный механизм и механизм привода; 9 – направляющие; 10 – металлоконструкции; 11 - натяжная звездочка; 12 – нижняя площадка; 13 – натяжная камера; 14 – кабина оператора; 15, 16 – пульты управления; 17 – шкафы управления; 18 – машинное помещение

Современный тоннельный эскалатор представляет собой совокупность множества различных механизмов, установленных на металлоконструкциях, объединенных системой автоматического управления.

Соответственно выделяют:

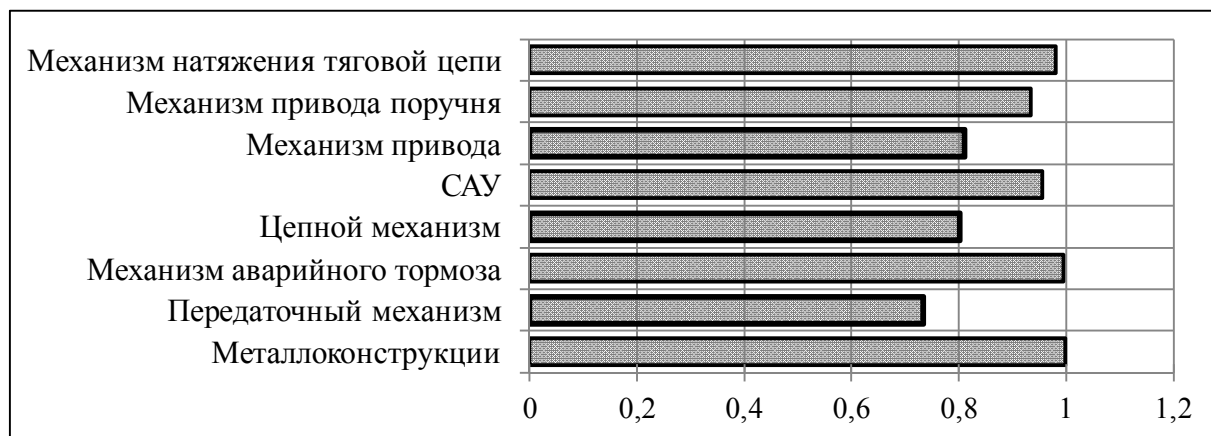
- механизм привода, включающий в себя главный и вспомогательный электропривод, соединительные муфты, устройство безопасности;
- передаточный механизм и его элементы: соединительная муфта, рабочий тормоз, редуктора, главный вал, тяговые звездочки, главный вал, устройства безопасности;

- цепной механизм, элементами которого являются: тяговые звездочки, цепи, ступени, натяжная звездочка, зубчатое колесо механизма привода, устройства безопасности;
- механизм аварийного тормоза, включающий аварийный тормоз, тяговую звездочку и устройства безопасности;
- механизм натяжения тяговой цепи;
- механизм привода поручня;
- система автоматического управления – устройства безопасности, электротехническая аппаратура, шкафы управления;
- опорные металлоконструкции.

Отдельные звенья и элементы приведенных узлов и механизмов одновременно могут являться звенья и элементы других узлов и механизмов.

При анализе нарушений нормальной работы эскалаторов Петербургского метрополитена в период с 2010 г. по 2016 г., путем сравнения количественных показателей таких свойств надежности, как безотказность и ремонтпригодность механизмов и узлов эскалаторов, были выявлены механизмы, имеющие наименьшую вероятность безотказной работы (рис. 1.4, а) и наибольший срок восстанавливаемости работоспособного состояния (рис. 1.4, б) – механизм привода, передаточный и цепной механизмы [3].

Согласно ГОСТ Р 54765-2011 «Эскалаторы и пассажирские конвейеры» и Федеральным нормам и правилам в области промышленной безопасности «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах» приведенные механизмы являются важнейшими механизмами ТЭ и в своей совокупности образуют узел, называемый приводной группой ТЭ [38, 74, 116, 123]. Приводная группа выполняет важнейшую технологическую функцию – передачу энергии для приведения лестничного полотна в движение. Приводная группа тоннельного эскалатора (ПГТЭ) обеспечивает работоспособность и безопасность движения лестничного полотна эскалатора, поэтому особое внимание уделяется её надежности и безотказной работе.



а) Вероятность безотказной работы основных узлов эскалатора

б) Среднее время восстановления основных узлов эскалатора, ч
Рисунок 1.4. Анализ нарушений нормальной работы эскалаторов

Мировой опыт эксплуатации эскалаторов показывает – именно указанные механизмы определяют надежность и эксплуатационную безопасность ТЭ в целом, наличие в них дефектов может привести к чрезвычайным ситуациям, сопровождаемым человеческими жертвами (в таб. 1.2 приведены наиболее крупные, связанные с отказами элементов такого узла, как приводная группа):

Таблица 1.2

№ п/п	Год	Тип эскалатора	Местоположения	Количество пострадавших
1	1982	тоннельный	ст. метро Авиамоторная, Москва, СССР	30 человек пострадало, 8 человек погибло
2	1999	позтажный	аэропорт «Нью-Дели», Индия	2 чел. пострадало, 1 чел. погиб
3	2002	тоннельный	ст. метро Киевская, г. Москва, РФ	3 чел. пострадало
4	2005	тоннельный	ст. метро Баку Совети, г. Баку, Азербайджан	10 чел. пострадало (неофициально 30), 1 чел. погиб
5	2005	тоннельный	ст. метро Тибуртина, г. Рим, Италия	2 чел. пострадало, 1 чел. погиб
6	2010	тоннельный	ст. метро Лукьяновская, г. Киев, Украина	1 чел. погиб
7	2011	тоннельный	ст. метро Зоопарк, г. Пекин, Китай	30 чел. пострадало, 1 чел. погиб

<i>№ n/n</i>	<i>Год</i>	<i>Тип эскалатора</i>	<i>Местоположения</i>	<i>Количество пострадавших</i>
8	2012	тоннельный	ст. метрополитена Комсомольская, г. Москва, РФ	10 чел. пострадало
9	2016	поэтажный	аэропорт «Пулково», г. Санкт-Петербург, РФ	1 чел. пострадал

1.2 Анализ существующих способов контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов

Поддержание в процессе эксплуатации значений всех номинальных технических параметров ПГТЭ, может быть обеспечено путем контроля ее технического состояния техническим диагностированием.

Под техническим диагностированием понимается процесс определения (оценка) технического состояния объекта диагностирования [35].

Основы технического диагностирования заложены в работах Бигуса Г.А., Биргера И.А., Быстровой Н.А., Мозгалевского А.В., Пархоменко П.П. и др., которые создали достаточную базу для реализации различных методов и средств определения ТС машин и механизмов [15, 16, 63, 64, 77, 78].

Основной задачей технического диагностирования является оценка состояния технической системы в условиях ограниченной информации с определением вида и местоположения возможных дефектов. Техническое диагностирование часть области знаний, охватывающей теорию, методы и средства, определяющие техническое состояние – часть технической диагностики. Структура технической диагностики представлена на рисунке 1.5.

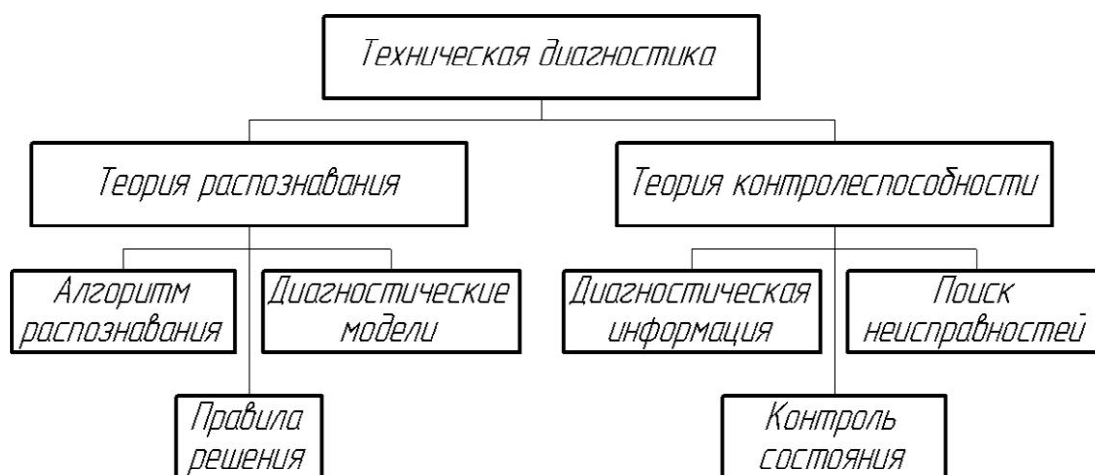


Рис. 1.5. Структура технической диагностики

Способы оценки технического состояния при проведении технического диагностирования машин и механизмов, доступные для практического применения, показаны на рис. 1.6 [28, 29, 39].

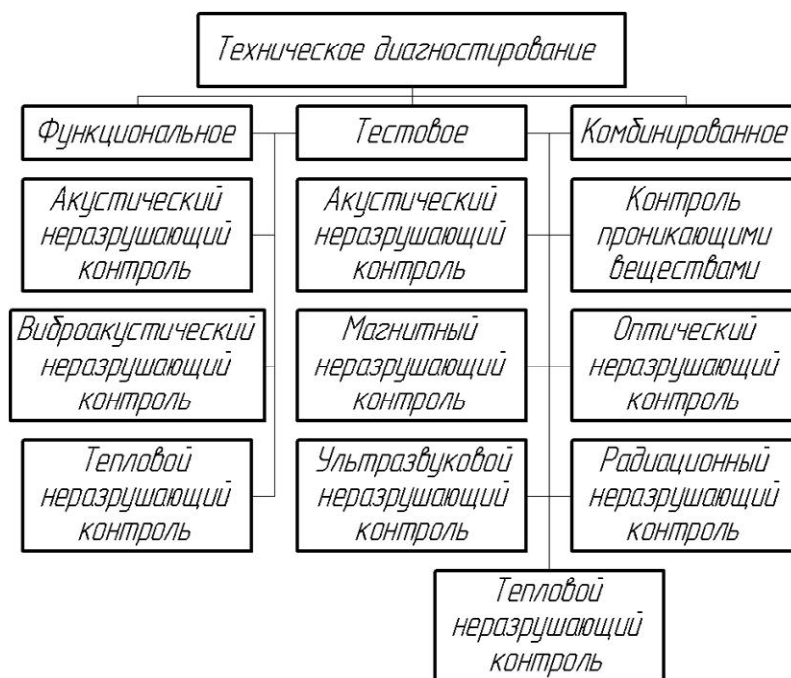


Рис. 1.6. Виды контроля технического состояния

Функциональное техническое диагностирование проводится в случае работающей машины (механизма), техническое состояние определяется в полностью собранной машине в условиях эксплуатации на основе измерений и оценки косвенных признаков [26-29].

При тестовом диагностировании пригодные для анализа результаты можно получить только на неработающей машине, когда она находится в демонтированном состоянии, и каждая деталь, включая тела качения подшипников, доступна для исследования на износ, коррозию, усталость, старение. Основным недостатком данного вида контроля технического состояния машин и механизмов на всех стадиях их жизни – при изготовлении, эксплуатации и ремонте, является необходимость частичной или полной разборки оборудования, что неминуемо нарушает приработку узлов и сокращает срок безотказной работы.

Основными документами, регулирующими техническое диагностирование тоннельных эскалаторов ГУП «Петербургский метрополитен», являются «Методические рекомендации по обследованию технического состояния и расчету остаточного ресурса эскалаторов Петербургского метрополитена», «Руководство по

ремонту эскалаторов» РР-ЭС 001-10 и инструкции по техническому обслуживанию эскалаторов [53-55, 105, 117]. Методы контроля ТС ПГТЭ, применяемые в существующих документах, основаны на проведении тестовой технической диагностики и предполагают останов эскалатора, выведение его из эксплуатации, разборку основных узлов с осмотром и проведением неразрушающего контроля. Учитывая режим работы тоннельных эскалаторов, характеризующийся весьма значительными рабочими пробегами (до 20 часов в сутки), применение указанных рекомендаций к ПГТЭ крайне затруднительно. Необходимо вносить кардинальные изменения в существующие методики безразборного диагностирования ПГТЭ в период эксплуатации.

Веянием последних десятилетий, связанным с развитием систем автоматизированного проектирования, математического моделирования, а также с ростом производительных мощностей вычислительной техники, стала разработка методов определения технического состояния оборудования, исключая его демонтаж (функциональное техническое диагностирование, рис. 1.6). Развитие таких методов представляет собой задачу исключительной важности. Опыт отечественных и зарубежных предприятий, различных отраслей, использующих различные средства механизации, показывает, что важнейшим средством повышения качества, надежности и экономической эффективности использования механического оборудования является применение безразборных методов контроля технического состояния – на основе так называемых косвенных показателей оценки ТС оборудования.

Для ПГТЭ необходимо выделить такие косвенные показатели, которые бы учитывали функциональное назначение, конструктивные особенности и возможные дефекты всех её элементов. По причине того, что пути внешнего проявления скрытых дефектов элементов приводной группы сильно ограничены, существует только два таких показателя – температура и вибрация [7-9, 26-29, 58, 67, 104, 106, 136]. Соответственно различают два наиболее универсальных и информативных безразборных метода контроля технического состояния – тепловой и виброакустический.

Суть теплового контроля заключается в дистанционном определении теплового поля на поверхности контролируемого объекта. Наличие дефекта при таком типе контроля характеризуется изменением температуры в дефектной зоне по сравнению с бездефектными областями.

Из-за сложности процессов протекания тепловых потоков в объекте контроля тепловой контроль наиболее применим для определения технического состояния объектов со стационарными или квазистационарными тепловыми полями, таких как электрическое оборудование, бойлеры и паровые системы, здания и сооружения и т.д. [18, 47, 60, 68].

Тепловой контроль трудно применим для определения технического состояния оборудования, состоящего из множества элементов, температуры которых чувствительны к различным отклонениям параметров их технического состояния от нормы. Применительно к приводной группе тоннельных эскалаторов, учитывая связь дефектов её элементов и подэлементов друг с другом, тепловой метод контроля пригоден лишь для определения технического состояния укрупненных узлов, соответственно, тепловой контроль не подходит для решения задач по определению технического состояния ПГТЭ и её элементов.

Виброакустический метод контроля или, что более употребимо – вибродиагностика, состоит в определении изменений виброакустического сигнала или сигнала вибрации, являющегося совокупностью колебательных процессов, и проверки этих изменений на соответствие техническим требованиям. Одним из основных преимуществ этого вида контроля – быстрое изменение вибрации в случае изменения технического состояния объекта контроля от нормы, под воздействием возникших неисправностей, что, безусловно, облегчает диагностирование дефектов на ранних стадиях их развития. Анализ отечественного и зарубежного опыта контроля технического состояния систем с вращательным движением силовых узлов, показывает, что для обнаружения возможных отказов наиболее эффективен (до 77%) контроль состояния именно по вибропараметрам [7-9, 11, 12, 19, 24-29, 58, 67, 90, 93, 104, 106, 136].

Вибродиагностика применяется во всех сферах промышленности (рис. 1.7), для контроля различных машин и оборудования.

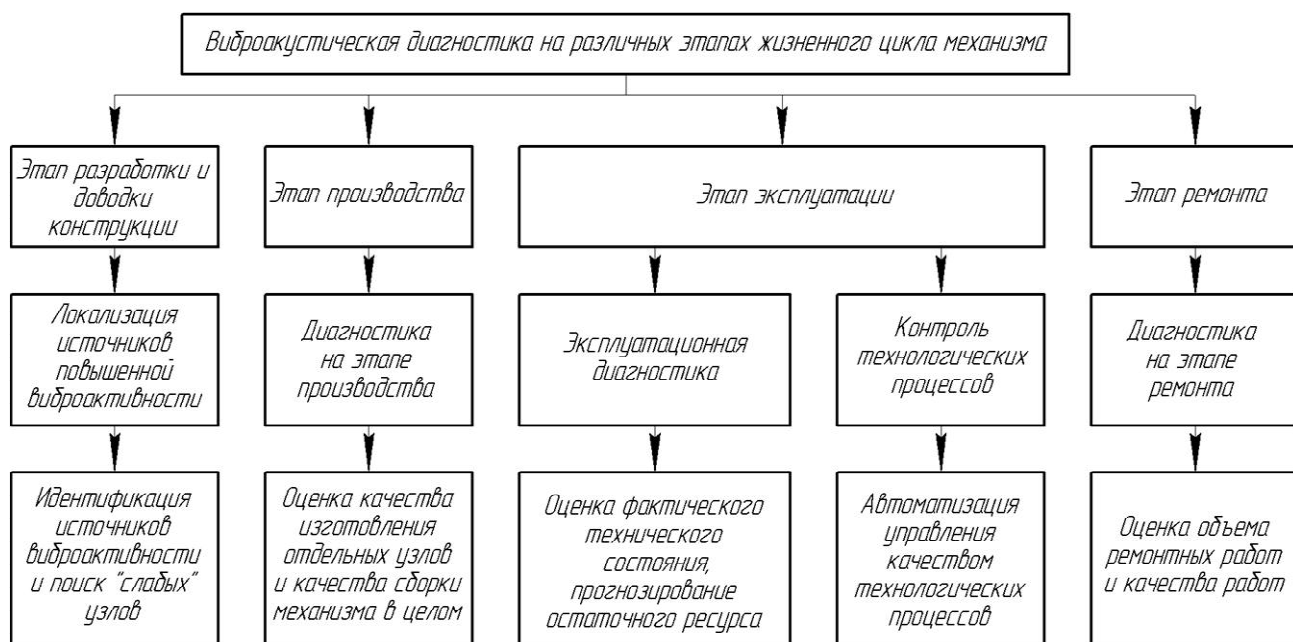


Рисунок 1.7. Области применения виброакустического контроля на этапах жизненного цикла машин и механизмов

Эффективность методов вибродиагностики подтверждается не только скоростью изменения обладающих огромной информационной емкостью виброакустических процессов в зависимости от динамических процессов возбуждения и распространения колебаний в машинах и механизмах, но и возможностью автоматизации процессов измерения и дальнейшей обработки колебательных процессов с помощью современной высокопроизводительной микропроцессорной техники.

Как было сказано выше, вибродиагностика основана на измерении и исследовании вибрации, под которой понимается перемещение твердого тела или его точек при механических колебаниях относительно положения равновесия. Вибрация характеризуется следующими колебательными величинами: виброперемещением, виброскоростью, виброускорением.

Вибрацию разделяют по периодичности её возникновения. Для приводной группы тоннельных эскалаторов характерны периодические и почти периодические вибрационные процессы. Периодической вибрацией называют колебательные процессы, в которых значения колебательной величины повторяются через одинаковые периоды. Периодическая вибрация разделяется на гармоническую, с одной частотой возбуждения, и полигармоническую, со многими частотами. По-

лигармоническая вибрация возникает при воздействии на одну и ту же систему различных независимых гармонических колебаний в общем случае с различными амплитудами и начальными фазовыми углами. Почти периодической вибрацией называют колебательный процесс, возникающий при суммировании двух или более гармонических процессов, возбуждаемых различными источниками, частоты возбуждаемых колебаний некрatны.

Величинами, характеризующими интенсивность периодических и почти периодических колебаний, являются:

- пиковые значения (наибольшее и наименьшее значения колебательной величины);
- размах колебания (сумма абсолютных величин наибольшего и наименьшего пиковых значений колебательной величины);
- средние значения: среднее арифметическое (формула 1.1) и среднеквадратическое (формула 1.2).

$$x_{\text{cp}} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} x(t) dt \quad (1.1)$$

$$x_{\text{скз}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} (x(t))^2 dt} \quad (1.2)$$

Для упрощения анализа приведенных процессов используют дискретные линейчатые и сплошные спектры колебаний – представление колебательных процессов в виде суммы гармонических процессов, при котором периодические колебания представлены в виде ряда Фурье, а непериодические в виде интеграла Фурье.

Вибрация работающей машины или механизма содержит большое количество составляющих различного происхождения, определяющихся тем, что в каждом объекте контроля существует много разных источников колебательных сил разной природы и с разными свойствами. Результат диагностики технического состояния любого объекта контроля напрямую зависит от того, насколько точно сигнал вибрации разделен на компоненты различной природы.

В целом, под анализом вибрации понимается исследование функциональных зависимостей измеряемых параметров вибрации (виброперемещения, вибро-

скорости, виброускорения) от одной или нескольких независимых переменных. Наиболее часто такими переменными являются время или частота. В связи с этим выделяют временные и частотные методы анализа. Отличительной особенностью всех методов анализа сигнала вибрации является высокая скорость принятия диагностических решений [99].

В общем виде, сигнал вибрации представляет собой сложную структуру, состоящую из детерминированных и случайных компонентов. Простейшим детерминированным сигналом вибрации является гармонический сигнал (формула 1.3).

$$x(t) = A_0 \cos(\omega_0 t + \varphi_0) \quad (1.3)$$

Где: $x(t)$ – текущее значение сигнала в момент времени t ;

A_0 – амплитуда сигнала;

ω_0 – круговая частота сигнала;

φ_0 – начальная фаза сигнала.

В отличие от детерминированного сигнала, случайная составляющая не может быть определена ни амплитудой, ни частотой, ни фазой. Физическими параметрами случайной вибрации являются мощность и эффективная ширина полосы частот, в которой сосредоточена большая часть её мощности.

Временные методы анализа сигнала вибрации, по причине сложной формы вибрации, необходимости разделения на отдельные компоненты (рис. 1.8), ориентированы на обнаружение лишь отдельных видов дефектов, наиболее сильно влияющих на сигнал вибрации, либо на оценку общего уровня вибрации, по которому можно судить о текущем техническом состоянии объекта контроля.

Методы оценки технического состояния по общему уровню вибрации изложены в [40-43]. Основным недостатком приведенных стандартов, являются широкие диапазоны разделения вращательных машин и механизмов по классам, исходя из их мощности, что приводит к неточности определения текущего технического состояния рассматриваемого объекта контроля. Кроме того, изложенные методы не позволяют решить другие задачи технического диагностирования, такие как определение мест неисправности (дефектация) и прогнозирование изменения вида технического состояния. Соответственно, получив уточненные границы видов

технического состояния ПГТЭ от общего уровня вибрации, можно решить только одну из поставленных задач исследования.

Если диапазон частот, занимаемый сигналом вибрации, оказывается большим, и мощность сигнала распределена по частотам неравномерно, дополнительную информацию может дать форма распределения спектральной плотности сигнала по частоте [7].

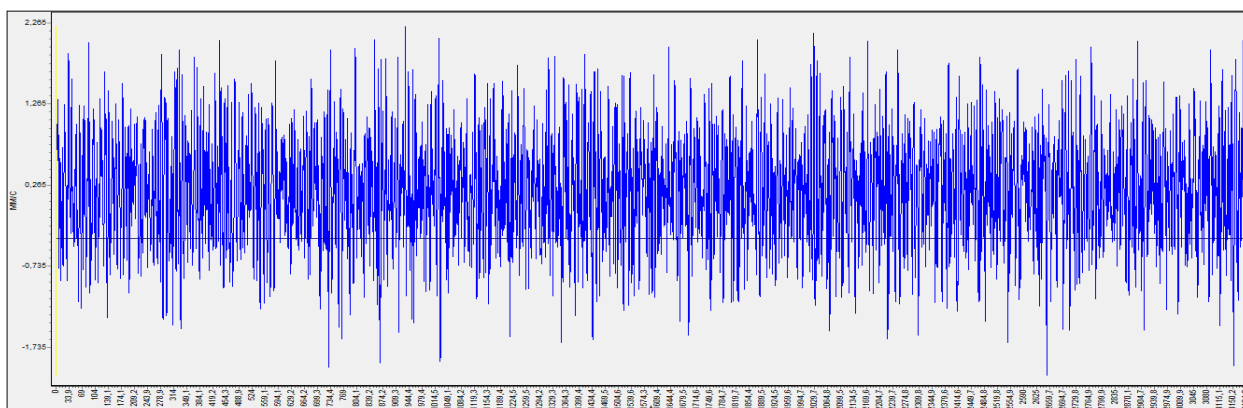


Рисунок 1.8. Форма сигнала вибрации работающего редуктора тоннельного эскалатора

По этой причине, для поиска большего круга дефектов, применяют частотные методы анализа вибрации. Частотные методы позволяют разделить вибрацию на составляющие её компоненты разной частоты, возбуждаемыми разными источниками колебательных сил и имеющие разную природу и разные свойства [98].

В связи с аддитивностью сигнала вибрации, существует достаточно большое количество различных частотных методов его анализа – спектральный анализ, спектральный анализ огибающей, кепстральный анализ, многопараметрический анализ (вейвлет анализ, биспектральный анализ). Каждый из приведенных методов наиболее применим в своей отрасли и для своего объекта исследования, таких как: подшипники качения, зубчатые зацепления, валы, элементы, взаимодействующие с рабочими средами [6, 8, 23, 81, 82, 93, 97, 100 и др.].

Необходимо из обширной номенклатуры методов частотного анализа виброакустического сигнала отобрать тот, применение которого дает наибольший эффект при проведении технического диагностирования ПГТЭ.

Для определения наиболее подходящего метода был использован квалиметрический подход, позволяющий суммарно оценить рассматриваемые методы по

отдельным показателям. Для этого была составлена матрица a_{ij} (таблица 1.3), в которую в случайном порядке занесены все анализируемые методы и факторы, влияющие на целесообразность рассматриваемого метода. Оценка факторов проводилась по балльной системе с привлечением соответствующих экспертов [5].

Все рассматриваемые факторы условно разделены на две группы – основные и вспомогательные. К основным относятся: 1 – применимость рассматриваемого метода для элементов ПГТЭ (оценивается в 0, 2, 4, 6 баллов в зависимости от универсальности метода); 2 – уровень квалификации специалистов (оценивается в 0, 2, 4 баллов); 3 – уровень достоверности и однозначности результатов при применении рассматриваемого метода (оценивается в 0, 1, 2 баллов в зависимости от точности рассматриваемого метода). Эти факторы являлись определяющими и оценивались таким образом, чтобы исключить или резко уменьшить вероятность неправильного выбора [5].

Вспомогательные факторы оценивались по двухбалльной системе – 0 при благоприятном случае и 1 – при неблагоприятном исходе. К числу вспомогательных факторов относятся: 4 – ожидаемая экономическая эффективность; 5 – временные издержки при получении конечного результата; 6 – трудоемкость подготовительных работ; 7 – эксплуатационные затраты.

Суммирование баллов позволило ранжировать рассматриваемые методы по степени целесообразности применения при техническом диагностировании ТС ПГТЭ (формула 1.4).

$$k = \sum_{j=1}^7 a_{ij} \quad (1.4)$$

Таблица 1.3

№ n/n	Частотный метод анализа	Фактор							k
		1	2	3	4	5	6	7	
1	спектральный анализ	6	4	1	1	1	1	1	15
2	спектральный анализ огибающей	4	4	1	1	1	1	1	13
3	кепстральный анализ	4	2	2	0	1	0	0	9
4	вейвлет анализ	2	0	2	0	0	0	0	4
5	биспектральный анализ	2	0	2	0	0	0	0	4

Исходя из результатов применения квалиметрического подхода, для вращающегося оборудования периодического действия, которым является приводная

группа тоннельного эскалатора, с целью её технического диагностирования, наиболее применим спектральный анализ сигнала вибрации.

Особенности спектрального анализа представлены на примере анализа периодического сигнала гармонического вида (формула 1.5).

$$x(t) = A_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_1) = a_1 \cos(\omega_1 t) + b_1 \sin(\omega_1 t) \quad (1.5)$$

Где: $A_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}$ – амплитуда;
 ω_1 – круговая частота;
 $\varphi_1 = \arctg \frac{b_1}{a_1}$ – фаза сигнала.

Представим данный вещественный сигнал в комплексной форме (формула 1.6).

$$x(t) = \frac{1}{2} A_1 e^{j(\omega_1 t - \varphi)} + \frac{1}{2} A_1 e^{-j(\omega_1 t - \varphi)} = \frac{1}{2} A_1^* e^{j\omega_1 t} + \frac{1}{2} A_{-1}^* e^{-j\omega_1 t} \quad (1.6)$$

Где: $A_1^* = a_1 - jb_1$ – комплексно сопряженная амплитуда;
 $A_{-1}^* = a_1 + jb_1$ – комплексно сопряженная амплитуда;
 $A_{-1}^* * A_1^* = A_1^2$

Любой периодический сигнал с периодом T раскладывается в ряд Фурье по кратным частотам. Этот ряд может быть представлен в тригонометрической форме (формула 1.7) и комплексной форме (формула 1.8).

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega_1 t - \varphi_n) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\omega_1 t) + b_n \sin(n\omega_1 t)) \quad (1.7)$$

Где: $A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$;
 $\varphi_n = \arctg \frac{b_n}{a_n}$;
 $b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin(n\omega_1 t) dt$;
 $a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos(n\omega_1 t) dt$;
 $\frac{a_0}{2} = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) dt$.

$$x(t) = \frac{1}{2} \sum_{-\infty}^{\infty} A_n^* e^{jn\omega_1 t} \quad (1.8)$$

Где: $A_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-jn\omega_1 t} dt$.

Для непериодического сигнала ряд Фурье заменяется на интеграл Фурье (1.9, 1.10).

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \omega e^{j\omega t} d\omega \quad (1.9)$$

$$S^*(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (1.10)$$

Формула 1.13 называется прямым преобразованием Фурье, а формула 1.12 – обратным преобразованием. В этих преобразованиях вместо амплитуды используется понятие спектральной составляющей $S^*(\omega)$ сигнала $x(t)$ (формула 1.11).

$$S^*(\omega) = S(\omega) e^{-j\varphi(\omega)} = A(\omega) - jB(\omega) \quad (1.11)$$

Где: $S(\omega) = \sqrt{A^2(\omega) + B^2(\omega)}$ – модуль спектральной составляющей;

$\varphi(\omega) = \arctg \frac{B(\omega)}{A(\omega)}$ – фаза спектральной составляющей.

Современные средства спектрального анализа сигналов используют преобразования Фурье в дискретной форме [62]. Для этого из сигнала $x(t)$ на интервале $0-T$ берется N равностоящих отсчетов. Произведя замену параметра T на количество отсчетов N и обозначая $x(t_i)$ как x_i , с учетом $\omega_n = 2\pi n/N$, прямое и обратное преобразование Фурье можно представить в виде формул 1.12 и 1.13.

$$S_n^* = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x(t) e^{-j2\pi ni/N} \quad (1.12)$$

$$x_i = \sum_{n=(N-1)/2}^{(N-1)/2} S_n^* e^{j2\pi ni/N} \quad (1.13)$$

Данная система уравнений решается в матричном виде и для ее решения необходимо произвести N^2 операций. Для вещественного сигнала x_i коэффициенты S_n^* являются эрмитовски сопряженными, что позволяет разбить матрицу размерностью N^2 на матрицы меньшего размера с их максимальным количеством $\log_2 N$, причем в каждой из них отличными от нуля оказываются всего два элемента. Такое преобразование Фурье, имеющее несколько разных вариантов, называется быстрым преобразованием Фурье, и именно оно используется в большинстве цифровых анализаторов спектра вибрации [7, 9, 10].

1.3 Определение направлений исследования

Целевая задача текущего исследования совпадает с одной из важнейших задач диагностики ТС ПГТЭ – поиском дефектов и неисправностей, появление которых приводит к возможным отклонениям технических параметров ПГТЭ от нормального технического состояния.

Поиск дефектов и неисправностей возможен только при условии формирования их диагностических признаков. От способа построения системы диагностических признаков и конкретизации их перечня существенно зависит успех последующей классификации технического состояния [26-29].

Поскольку основным методом контроля ТС ПГТЭ выбран метод спектрального анализа виброакустического сигнала, то диагностическими признаками возможных дефектов и неисправностей являются частота и амплитуда спектральных составляющих.

Для формирования зависимостей между дефектными состояниями элементов ПГТЭ и их характерными диагностическими признаками, существуют два противоположных метода. Первый - метод статистической теории распознавания, применяется при наличии большого объема данных о соответствии различных диагностических признаков классам технического состояния. Второй - детерминистский метод, основанный на разработке диагностической детерминированной модели процессов возбуждения и распространения колебаний в элементах ПГТЭ при условии появления дефекта.

Ряд авторов в своих работах для различного оборудования, используемого в различных областях, занимались формированием вышеуказанных зависимостей, используя как первый [23, 28-29, 82, 136], так и второй методы [93, 97, 128, 138].

В связи с временными факторами, невозможностью проведения долгосрочных и дорогостоящих исследований, направленных на накопление статистических данных, наиболее предпочтительным для целей, поставленных в диссертации, является метод разработки диагностической детерминированной модели формирования и изменения виброакустического сигнала при появлении и развитии дефектов элементов ПГТЭ.

Достоверность оценки технического состояния ПГТЭ напрямую зависит от понимания сущности рабочих процессов, выступающих в качестве носителей диагностической информации, и от знания законов возникновения и развития неисправностей. В соответствии с этим крайне важно выполнить обзорный анализ возможных конструкций ПГТЭ, с дальнейшим выбором конструкции для проведения работ по диагностическому моделированию, а также составить список наиболее вероятных дефектов элементов ПГТЭ.

1.4 Особенности конструкций приводных групп тоннельных эскалаторов

Существует огромное множество различных конструкций механизмов привода эскалаторов. Основными факторами, которые оказывают наибольшее влияние на конструкцию механизма привода, являются назначение и высота подъема, а также год проектирования и завод-изготовитель, проектировавший эскалатор.

Как уже было сказано, из-за инженерно-геологических условий территории крупнейших городов Российской Федерации (Санкт-Петербург, Москва), наиболее актуальным для разработки методики безразборного диагностирования технического состояния приводной группы представляются тоннельные эскалаторы с высотами подъема более 25 метров и, как следствие, являющимися наиболее нагруженными, работающими в весьма тяжелом режиме.

Развитие эскалаторостроения в нашей стране началось с 30-х годов прошлого века. Конструкция механизма привода тоннельных эскалаторов за период развития эскалаторостроения претерпела ряд изменений.

Ниже приведены типы ПГТЭ, эксплуатируемых на станциях глубокого заложения метрополитенов России, частично показаны этапы развития эскалаторостроения и направления развития конструкций ПГТЭ.

1) Тип эскалатора: ЭМ – эскалатор метрополитена (ЭМ-4, рис. 1.9).

Выпуск, года: 1951-1966.

Достоинства: а) открытая зубчатая передача предшествующего эскалатора (Н-30 и Н-40) заменена одноступенчатым редуктором, а червячный редуктор эскалатора (Н-30 и Н-40) заменен двухступенчатым цилиндрическим редуктором с

более высоким к.п.д.; б) двухредукторный привод удобен для обслуживания и ремонта.

Недостатки: двухредукторные приводы обладают большой стоимостью, требуют место для их установки.

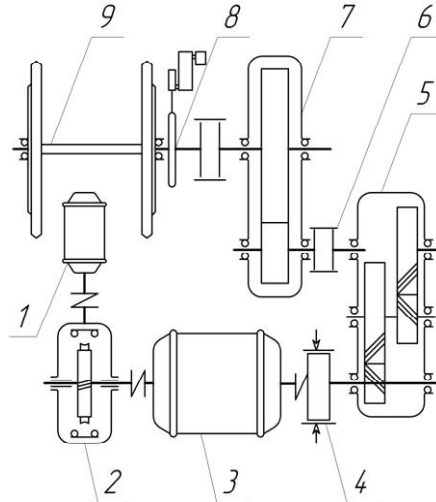


Рис. 1.9. Схема ПГТЭ ЭМ-4: 1 – вспомогательный электродвигатель; 2 – редуктор вспомогательного электродвигателя; 3 – главный электродвигатель; 4 – рабочие тормоза; 5 – быстроходный редуктор; 6 – зубчатые муфты; 7 – тихоходный редуктор; 8 – реле оборотов с приводом; 9 – главный вал с тяговыми звездочками и аварийными тормозами

2) *Тип эскалатора:* ЛТ – ленинградский тоннельный (ЛТ-1, ЛТ-2, ЛТ-3, рис. 1.10).

Выпуск, года: 1954-1980.

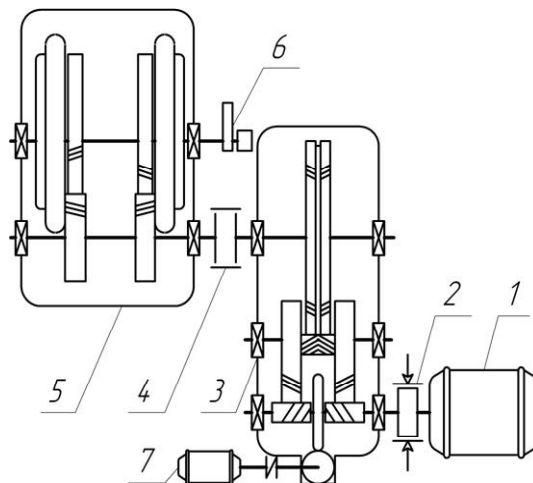


Рис. 1.10. Схема ПГТЭ ЛТ-1, ЛТ-2, ЛТ-3: 1 – главный электродвигатель; 2 – рабочие тормоза; 3 – быстроходный редуктор; 4 – зубчатая муфта; 5 – главный редуктор с тяговыми звездочками и аварийным тормозом; 6 – реле оборотов с приводом; 7 – вспомогательный электродвигатель с редуктором

Достоинства: а) за счет размещения тихоходной зубчатой передачи на главном и промежуточном валу, находящемся почти под главным валом, требуется меньшие габаритные размеры привода и площадь машинного зала; б) исполь-

зуются легкий кожух главного редуктора (вместо тяжелого литого корпуса редукторов в эскалаторах типа ЭМ), за счет чего снижена масса и стоимость привода; в) применяемые зубчатые передачи с шевронными колесами более бесшумны и долговечны; г) расставленные колеса исключают возникновение осевых сил, что облегчает и упрощает конструкцию подшипниковых узлов; д) за счет применения циркуляционной смазки уменьшается износ деталей и обеспечивается лучшее охлаждение передач и подшипников.

Недостатки: а) усложнились конструкция главного вала и доступ к нему для наблюдения и ремонта; б) увеличилось количество зубчатых колес; в) при эксплуатации наблюдается скручивание главного вала и неравномерный износ зубчатых пар; г) применение циркуляционной смазки усложнило конструкцию привода.

3) *Тип эскалатора:* ЭТ – эскалатор тоннельный (ЭТ-2(М), ЭТ-3(М), рис. 1.11).

Выпуск, года: 1978-1998.

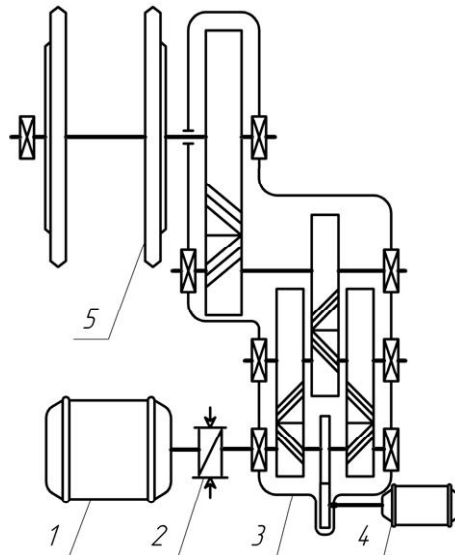


Рис. 1.11. Схема ПГТЭ ЭТ-2(М), ЭТ-3(М): 1 – главный электродвигатель; 2 – рабочие тормоза и тормозная муфта; 3 – редуктор главного привода; 4 – вспомогательный электродвигатель с редуктором; 5 – главный вал с тяговыми звездочками и аварийным тормозом

Достоинства: а) использование в приводе зубчатой передачи, при которой на главном валу закреплено зубчатое колесо, служащее последней ступенью передаточного механизма и находящееся между опорами главного вала, привело к более равномерной нагрузке на опоры главного вала и сам вал; б) за счет приме-

нения одностороннего привода, отсутствует неравномерная загрузка левой и правой передач главного вала, вызванная деформацией кручений соединяющих их валов; в) использование одноредукторного привода, выполненного лишь с зубчатыми передачами, повысило надежность работы привода.

Недостатки: а) в сравнении с современными эскалаторами – громоздкость редуктора; б) литая цельная крышка редуктора, вследствие чего она обладает большой массой; в) для обслуживания и ремонта редуктора необходимо полностью откидывать крышку редуктора.

4) *Тип эскалатора:* ТК-65 / ЕТК265М.

Выпуск, года: 2005 по н.в. / 2015 по н.в.

Достоинства: а) привод подобен эскалаторам типа ЭТ, соответственно достоинства те же; б) корпус редуктора выполнен сварным сборным, крышка обладает меньшими массовыми характеристиками; в) на быстроходном валу эскалатора типа ЕТК365М установлен маховик, обеспечивающий плавность разгона.

Недостатки: в сравнении с современными эскалаторами – громоздкость редуктора.

5) *Тип эскалатора:* Е55Т, Е75Т / тип ЭС-02, ЭС-03 (рис. 1.12).

Выпуск, года: 2005 по н.в. / 2014 по н.в.

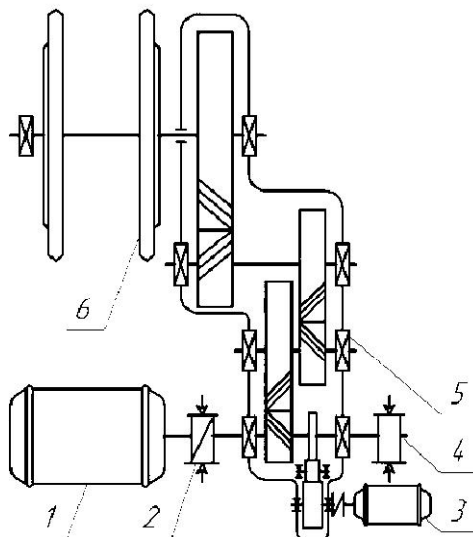


Рис. 1.12. Схема ПГТЭ Е55Т, Е-75Т / ЭС-02, ЭС-03: 1 – главный электродвигатель; 2 – рабочий тормоз и тормозная муфта; 3 – вспомогательный электродвигатель с редуктором; 4 – второй рабочий тормоз с тормозным шкивом; 5 – редуктор; 6 – главный вал с тяговыми звездочками и аварийным тормозом

Достоинства: а) применен двухсторонний рабочий тормоз быстроходного вала, за счет чего повышается надежность при его срабатывании; б) применяемая компоновка элементов редуктора обеспечивает его компактность, соответственно требуется меньшая занимаемая площадь машинного помещения; в) корпус редуктора выполнен сварным сборным, крышка обладает меньшими массовыми характеристиками (для E55T, E75T); г) корпус редуктора выполнен сварным секционным сборным, за счет чего облегчен демонтаж крышки редуктора для обслуживания и ремонта его элементов, крышка обладает меньшими массовыми характеристиками (для ЭС-02, ЭС-03).

Недостатки: не выявлены.

Установлено, процесс развития механизмов привода происходит в модернизации и улучшении принципиальной схемы привода эскалаторов серии ЭТ (опыт работы компаний ЗАО «ЭЛЕС», ЗАО «ЭС-сервис», ПАО «Крюковский вагоностроительный завод»).

На рисунке 1.13 приведено распределение количества эскалаторов в Петербургском метрополитене.

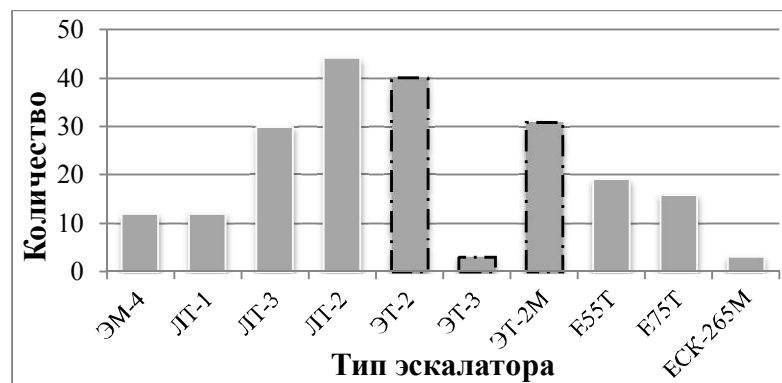


Рис. 1.13. Распределение количества эскалаторов Петербургского метрополитена

Таким образом, исходя из результатов анализа конструкций ПГТЭ, а также количественной оценки эскалаторов Петербургского метрополитена можно сделать вывод: наиболее рациональной по компоновке является схема тоннельных эскалаторов серии ЭТ [72, 92].

Из вышесказанного следует: в общем виде принципиальная схема современного механизма привода тоннельного эскалатора, выглядит следующим образом (рисунок 1.14):

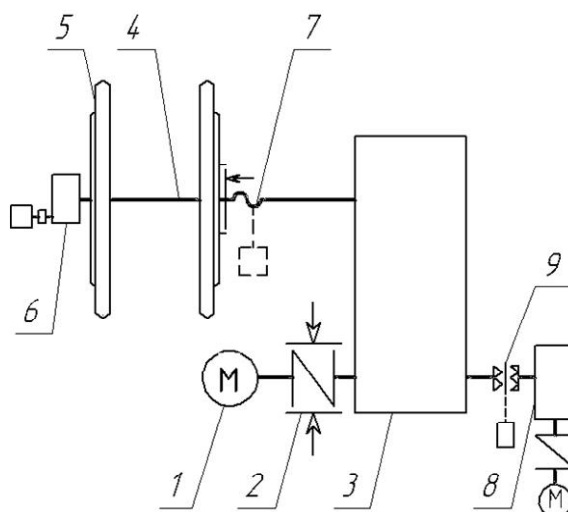


Рисунок 1.14. Принципиальная схема привода:

1 – главный электродвигатель; 2 – тормозная муфта с рабочим тормозом; 3 – редуктор главного привода; 4 – главный вал; 5 – тяговая звездочка; 6 – следящая система; 7 – аварийный тормоз с механизмом включения; 8 – вспомогательный электродвигатель с муфтой и редуктором; 9 – механизм переключения вспомогательного привода

Соответственно, наиболее важными узлами, рассмотрение которых необходимо для разработки методики по безразборной оценке технического состояния приводной группы тоннельных эскалаторов, являются: главный привод, редуктор главного привода, главный вал.

Необходимо отметить, на ряду с выше перечисленными элементами, важными узлами приводной группы любого эскалатора являются рабочий тормоз и аварийный тормоз. Из-за особенностей их конструкций, а именно наличия в них различных обязательных блокировочных устройств [123], выполняющих, помимо функции отключения главного электродвигателя с целью остановки движения лестничного полотна, функцию мониторинга технического состояния этих узлов, учет данных элементов приводной группы тоннельных эскалаторов при разработке методики контроля технического состояния не требуется.

1.5 Основные дефекты приводных групп тоннельных эскалаторов

Тоннельные эскалаторы работают при неблагоприятных условиях, в весьма тяжелом режиме работы, характеризующемся знакопеременными нагрузками, приближенными к максимальным, значительными рабочими пробегами (до 20 часов в сутки), вибрационными воздействиями. Отсюда следует, что в таких же условиях находится вся приводная группа тоннельного эскалатора, которая должна

сохранять свои эксплуатационные параметры и обеспечивать высокую надежность и работоспособность в течение всего назначенного срока службы её элементов.

Ресурс элементов ПГТЭ, таких как главный электродвигатель, редуктор и главный вал, определяется в основном ресурсом подшипников качения и зубчатых зацеплений.

При анализе результатов технического диагностирования основных узлов эскалатора за 2005-2015 гг., были выявлены наиболее часто встречаемые дефекты элементов приводной группы (рис. 1.15) [137].



Рисунок 1.15. Интенсивность дефектов основных элементов привода, 1/год

Соответственно, были выделены узлы, дефекты которых требуют наибольшего внимания, при разработке методики безразборного диагностирования приводной группы:

- зубчатые зацепления;
- подшипники качения.

Рассматривая приведенные выше дефекты, необходимо отметить, многие дефекты связаны между собой и могут являться причинами зарождения и развития других несоответствий исправному техническому состоянию.

Выделяют две основные группы причин повреждения подшипников и зубчатых зацеплений: дефекты изготовления и сборки; дефекты при эксплуатации, вызванные износом [58, 59]. Поскольку любые дефекты изготовления и сборки

приводят к усиленным эксплуатационным износам, основной упор сделан на рассмотрение дефектов при эксплуатации.

• *Дефекты зубчатых передач*

В последние годы, в соответствии с тенденциями проектирования, конструирования ПГТЭ, принято применять цилиндрические зубчатые зацепления, дефекты которых рассмотрены ниже.

Дефекты цилиндрического зубчатого зацепления нарушают нормальную кинематику зацепления и условия его функционирования [114]. Дефекты изготовления (зубонарезания) приводят к динамическим нагрузкам, ударам и шумам в зацеплении, неравномерным распределениям нагрузки по длине зуба. К дефектам этого типа относятся [48]:

- постоянные и переменные ошибки шага и профиля зубьев;
- ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра зуборезного инструмента.

Наиболее часто встречающимися являются дефекты сборки (монтажа), причинами которых являются:

- неуравновешенность вала;
- биение вала (зубчатого колеса), вследствие неправильной посадки шестерни на вал или непараллельности шестерен, входящих в зацепление, из-за которой площадь контакта зубьев зависит от угла поворота шестерни с рассматриваемым дефектом [58, 59, 114];

– пространственно-угловое смещение валов, либо перекося осей валов, находящихся в одной плоскости, приводящие к нарушению геометрии зацепления, что в свою очередь повышает нагрузку на зуб в местах, не предусмотренных конструкторской документацией, смещает пятно контакта в зацеплении, приводит к неравномерности распределения нагрузки на зуб по периметру колеса [59, 114, 136];

- нарушение условий смазки.

Все дефекты приводят к усталостным разрушениям зубьев вследствие переменных контактных напряжений, вызывающих абразивный износ, выкрашива-

ние зубьев, а также напряжений изгиба, вызывающих образование трещин, сколы и поломки зубьев вследствие концентрации нагрузки. В таблице 1.4 приведены основные причины возникновения дефектов [48, 58, 59, 114].

Таблица 1.4

№ n/n	Вид дефекта	Причина возникновения дефекта
1	Питтинг зубьев (выкрашивание контактирующих поверхностей); коррозионный износ	Высокие контактные напряжения, на рабочих поверхностях зубьев, вследствие которых возникают веерообразные микротрещины, которые развиваясь вглубь и по кругу в сторону, замыкаются. Кусочек металла, охваченный такой трещиной, выкрашивается, образуя на поверхности зуба кратерообразную ямку. Число и размеры таких ямок увеличиваются, поражая всё большую поверхность зуба, что приводит к перегрузке оставшейся здоровой рабочей поверхности зуба. Вследствие этого происходит искажение формы зубьев, увеличение боковых зазоров в зацеплении, что приводит к растущим динамическим нагрузкам, появлению ударов и размыканию зубьев.
2	Абразивное изнашивание зубьев	Загрязнение смазки, плохая смазка, приводящие к повышенным трениям между контактирующими поверхностями зубьев, в следствии чего возможен избыточный неравномерный износ зубьев, приводящий к разрушению зубчатой передачи.
3	Разрушение зуба, начинающееся с образования трещины и заканчивающиеся сколом или его поломкой	Любой из приведенных выше дефектов приводит к образованию трещин или сколов. Трещины начинают проявляться на стороне контактирующих поверхностей зубьев, где действуют наибольшие нагрузки, и располагаются перпендикулярно к рабочим поверхностям. При появлении трещины жесткость в месте зацепления резко падает, что приводит к преждевременному входу в зацепление следующей пары зубьев, что сопровождается ударом.

• *Дефекты подшипников качения*

По статистике, в зависимости от характера возникновения и развития неисправности к группам дефектов изготовления, сборки и эксплуатации подшипников качения относятся [58, 59, 129, 136]:

- нарушения технического обслуживания подшипников – до 40 %;
- нарушения монтажа (нарушения посадки, перекосы) – до 10 %;
- нарушения режима работы (нерасчетные режимы работы, высокие нагрузки, недопустимые вибрации) – до 20 %;
- эксплуатационные износы (усталостные дефекты) – до 10 %.

Представленные выше нарушения нормальной работы подшипников качения в любом случае в течение времени приводят к их усталостному износу.

Под усталостным износом понимается изменения микроструктуры в подповерхностных слоях зон контакта поверхностей качения роликов (шариков) и дорожек качения внутренних и внешних колец, появлением микротрещин.

Микротрещины развиваются по направлению к поверхности контакта, при перекатывании по ним тел качения происходят скалывания частиц материала – выкрашивания. Трещины расширяются вглубь, происходит поверхностное разрушение, возникают микроскопические выступы и впадины. Перекатывание микровыступов дорожек и тел качения приводит к значительным локальным напряжениям, которые в свою очередь приводят к пластическим деформациям и возникновению новых трещин [59, 114, 129]. Весь процесс развития дефекта сопровождается осевыми и радиальными деформациями.

Чаще всего дефектация элементов подшипников качения ПГТЭ не проводится, в случаях, когда техническое состояние подшипника определяется как исправное, подшипник бракуется и меняется на аналогичный. В соответствии с этим, наиболее важной задачей является определение общего технического состояния подшипника, а не дефектация его элементов.

1.6 Выводы по главе

Контроль технического состояния ПГТЭ, основанный на ее техническом диагностировании, является эффективным инструментом повышения качества функционирования всего эскалатора в целом, а соответственно и его надежности и безопасности при эксплуатации.

Анализ дефектов и статистических данных по отказам элементов ПГТЭ показывает, что с учетом старения парка тоннельных эскалаторов и необходимостью обеспечения бесперебойной работы всех эскалаторов, имеющих на балансе, необходимо принимать во внимание три типа задач технического диагностирования ПГТЭ:

- контроль текущего технического состояния;
- поиск дефектных элементов;
- прогнозирование технического состояния.

Контроль технического состояния ПГТЭ производится путем применения различных физических методов неразрушающего контроля и реализующих их приборных и аппаратных средств.

Режим работы тоннельных эскалаторов, характеризующийся весьма значительными рабочими пробегами (до 20 часов в сутки), предъявляет требования обеспечения комплексного контроля технического состояния ПГТЭ при рабочих режимах в процессе эксплуатации. Методики и методы такого контроля позволяют оперативно определять вид и местоположения дефектов ПГТЭ, степени их развития, избегать аварийных остановов тоннельного эскалатора.

Современное развитие технических средств диагностики открывает новые возможности в дальнейшем совершенствовании технологий по контролю ТС ПГТЭ и увеличению достоверности диагностирования ее элементов. Одновременно с этим повышается актуальность разработки новых алгоритмов обработки диагностических сигналов [128].

Соответственно, были сделаны следующие выводы:

1. Основной задачей при эксплуатации тоннельных эскалаторов является обеспечение безопасности пассажиров и поддержание необходимой пропускной способности, выполнение данной задачи возможно за счет повышения уровня надежности тоннельных эскалаторов путем модернизации существующих методов контроля технического состояния основных механизмов эскалатора в период эксплуатации.

2. Определены основные механизмы тоннельного эскалатора, техническое состояние элементов которых требует наибольшего внимания, и которые, исходя из их технологической функции, были сгруппированы и обозначены – приводная группа тоннельного эскалатора, риск отказа которой по результатам статистической оценки наиболее вероятен.

3. Анализ литературных источников и обзор существующих конструкций приводных групп тоннельных эскалаторов показали, что для разработки методики контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов оп-

тимальным диагностическим средством является применение методов виброакустического диагностирования.

4. Для практического применения методов виброакустического диагностирования на приводных группах тоннельных эскалаторов необходимо решить следующие задачи:

- получить диагностические признаки возможных дефектов элементов приводных групп путем разработки детерминированной динамической модели процессов возбуждения и распространения колебаний;

- разработать методику контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов при рабочих режимах в процессе эксплуатации;

- определить основные сферы практического применения разработанной методики с дальнейшей оценкой технико-экономической эффективности ее внедрения.

ГЛАВА 2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАБОТЫ ПРИВОДНОЙ ГРУППЫ ТОННЕЛЬНОГО ЭСКАЛАТОРА

Основное назначение данного раздела – формулирование совокупности качественных критериев контроля виброакустическим методом технического состояния элементов ПГТЭ, получение диагностических признаков их возможных дефектов.

2.1 Выбор математического аппарата для моделирования динамической системы

Теоретическое исследование любого физического процесса, протекающего в какой-то механической системе, начинается с составления динамической модели этой системы.

Под динамической моделью понимается упрощенное представление рассматриваемой механической системы, используемое для облегчения изучения имеющихся в реальной системе свойств и закономерностей. В данном случае в качестве механической системы выступает ПГТЭ, а в качестве исследуемых свойств и закономерностей – колебательные процессы (вибрации), возникающие в ней вследствие возможных дефектов её элементов. Другими словами, динамическая модель представляет собой совокупность дифференциальных уравнений, при решении которых будет получена информация о процессе движения механической системы.

Исследование динамической модели ПГТЭ является качественным, не требующим высокой точности идентификации жесткостных и инерционных характеристик модели. При определении диагностических признаков важным является только относительное изменение того или иного параметра модели и его влияние на виброакустический сигнал.

Основная цель динамической модели – решение второй задачи динамики, определение законов движения элементов приводной группы под действием заданных сил.

Большую роль при выборе удачной динамической модели играет инженерная интуиция, базирующаяся на опыте предыдущих динамических расчетов и экспериментальных исследований, а также на практике эксплуатации различных машин и механизмов [28, 29]. В связи с этим, были проанализированы работы ряда авторов, занимавшихся анализом движения механических систем [20, 21, 93, 97, 138]. Был сделан вывод – для создания динамической модели наиболее подходят уравнения Лагранжа второго рода (формула 2.1), уравнения движения механической системы в обобщенных координатах, которые получены из общего уравнения динамики и из принципа стационарного действия Гамильтона [14]. Существенных результатов при применении приведенных уравнений в целях диагностики технического состояния технологического оборудования хлебопекарного производства добился коллектив авторов Яблоков А.Е., Потеря А.А., Глебов Л.А. [24, 93, 97, 138].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j \quad (2.1)$$

- Где: T – кинетическая энергия механической системы;
 q_j – j -ая обобщенная координата;
 Q_j – обобщенная сила, соответствующая j -ой обобщенной координате;
 j – номер обобщенной координаты, $j = 1, 2, \dots, S$;
 s – количество обобщенных координат в механической системе;
 \dot{q}_j – обобщенная скорость, соответствующая j -ой обобщенной координате;

Число уравнений Лагранжа второго рода, равное числу степеней свободы системы, является минимальным числом уравнений, описывающих движение механической системы [32].

Обобщенную силу Q_j можно считать состоящей из трех частей (формула 2.2):

$$Q_j = Q_j^{\Pi} + Q_j^R + Q_j^B \quad (2.2)$$

- Где: Q_j^{Π} – обобщенная сила потенциальных сил (формула 2.3);
 Q_j^R – обобщенная сила от действия сил сопротивления (формула 2.4);
 Q_j^B – обобщенная сила от действия возмущающих или вынуждающих сил.

$$Q_j^{\Pi} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} \quad (2.3)$$

Где: Π – потенциальная энергия механической системы.

$$Q_j^R = -\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_j} \quad (2.4)$$

Где: R – диссипативная функция или функция Релея (формула 2.7).

Кинетическая энергия механической системы – является квадратичной функцией обобщенных скоростей (формула 2.5).

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n a_i \dot{q}_i^2 \quad (2.5)$$

Где: a_i – обобщенный коэффициент инерции;

i – элемент механической системы, $i = 1, 2, \dots, n$;

Потенциальная энергия механической системы – является квадратичной формой обобщенных координат (формула 2.6).

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_i q_i^2 \quad (2.6)$$

Где: c_i – обобщенный коэффициент жесткости;

i – элемент механической системы, $i = 1, 2, \dots, n$;

Функция Релея или диссипативная функция (функция рассеивания) аналогична кинетической энергии, но в неё вместо обобщенных коэффициентов инерции входят обобщенные коэффициенты сопротивления, таким образом, для малых перемещений и обобщенных скоростей диссипативная функция будет определенной положительной квадратичной формой обобщенных скоростей. Диссипативная функция механической системы характеризует скорость убывания полной механической энергии системы вследствие действия линейного сопротивления [132].

$$R = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n b_i \dot{q}_i^2 \quad (2.7)$$

Где: b_i – обобщенный коэффициент сопротивления;

i – элемент механической системы, $i = 1, 2, \dots, n$;

2.2 Процесс моделирования динамической системы приводной группы тоннельного эскалатора

Для определения законов движения элементов ПГТЭ, исходя из выводов, сделанных в разделе 1.4, была выбрана компоновочная схема привода эскалаторов ЭТ-2(М) (рис. 1.11). Выбранная компоновочная схема самая распространен-

ная в Петербургском метрополитене и является прототипом всех современных механизмов привода.

Первоначально для построения динамической модели необходимо построить кинематическую схему исследуемой механической системы, в соответствии с этим, была построена кинематическая схема ПГТЭ (рис. 2.1).

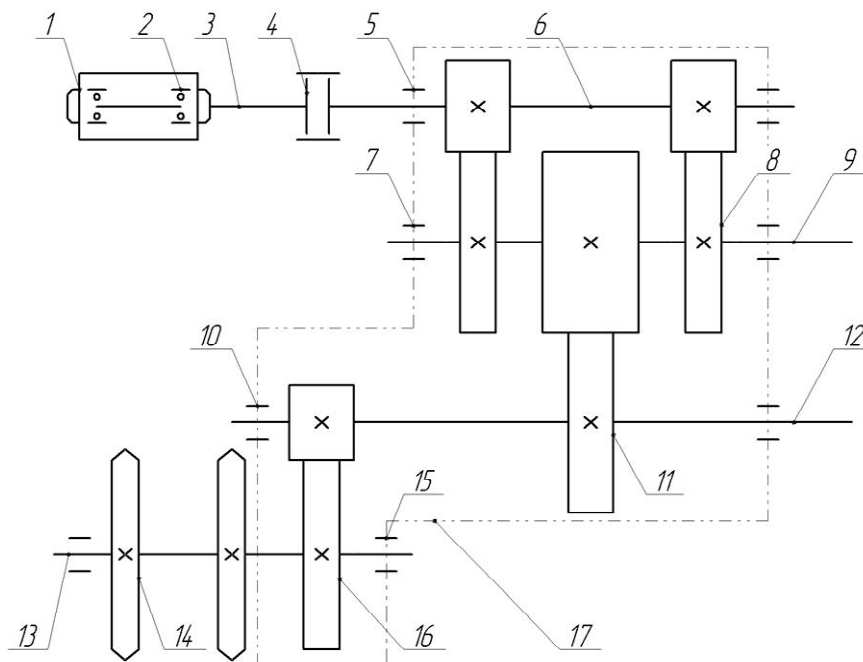


Рисунок 2.1. Кинематическая схема привода эскалатора ЭТ-2(М)

В таблице 2.1 приведена спецификация элементов привода эскалатора ЭТ-2.

Таблица 2.1

№ n/n	Элемент	Тип	Количество
1	Главный электродвигатель	АИНКЭМ355В8	1
2	Подшипник главного электродвигателя	Роликовый радиальный № 42624	2
3	Ротор главного электродвигателя	-	1
4	Тормозная муфта	Втулочно-пальцевая	1
5	Подшипник быстроходного вала	Роликовый радиальный № 42624	2
6	Быстроходный вал	Вал-шестерня: число зубьев $z_1=24$, угол наклона $\beta_1=35^\circ$, модуль $m_1=6$	1
7	Подшипник промежуточного вала	Двухрядный роликовый радиальный № 3624	2
8	Зубчатое колесо промежуточного вала	Цилиндрическое, модуль $m_2=6$, число зубьев $z_2=106$, угол наклона $\beta_2=35^\circ$	2
9	Промежуточный вал	Вал-шестерня: число зубьев $z_3=27$, угол наклона $\beta_3=6^\circ$, модуль $m_3=9$	1

№ n/n	Элемент	Тип	Количество
10	Подшипник тихоходного вала	Двухрядный роликовый радиальный № 3634	2
11	Зубчатое колесо тихоходного вала	Цилиндрическое, модуль $m_4=9$, число зубьев $z_4=116$, угол наклона $\beta_4=6^\circ$	1
12	Тихоходный вал	Вал-шестерня: число зубьев $z_5=22$, угол наклона $\beta_5=8^\circ$, модуль $m_5=18$	1
13	Главный вал	-	1
14	Тяговая звездочка главного вала	Число зубьев 24	2
15	Подшипник главного вала	Двухрядный роликовый радиальный № 3003160	2
16	Зубчатое колесо главного вала	Цилиндрическое, модуль $m_6=18$, число зубьев $z_6=72$, угол наклона $\beta_6=8^\circ$	1
17	Редуктор механизма привода	T-00168(м)	1

Далее, поскольку реальный приводной механизм является сложной системой, каждый элемент которой может быть представлен как совокупность бесконечного числа масс, связанных между собой упруго-вязкими связями, и, в соответствии с этим, реальный механизм привода имеет бесконечное число степеней свободы, необходимо внести ряд упрощений, допускающих наименьшее увеличение систематической погрешности конечной математической модели и делающих систему дискретной, с конечным числом степеней свободы.

Таковыми упрощающими допущениями являются:

- приводной механизм рассматривается в виде совокупности крупных элементов – сосредоточенных масс, связанных между собой за счет упругодиссипативных подэлементов;

- изгиб и кручение валов не учитывается;

- ПГТЭ рассматривается как динамическая система, имеющая четырнадцать степеней свободы, а соответственно четырнадцать обобщающих координат.

Обобщающие координаты динамической модели:

- вертикальное перемещение центра тяжести ротора электродвигателя – q_1 ;
- угол поворота ротора электродвигателя относительно центра тяжести в плоскости ZOХ – q_2 ;

- вертикальное перемещение центра тяжести быстроходного вала – q_3 ;
- угол поворота быстроходного вала относительно центра тяжести в плоскости ZOX – q_4 ;
- угол поворота быстроходного вала и ротора электродвигателя в плоскости ZOY – q_5 ;
- вертикальное перемещение центра тяжести промежуточного вала – q_6 ;
- угол поворота промежуточного вала относительно центра тяжести в плоскости ZOX – q_7 ;
- угол поворота промежуточного вала в плоскости ZOY – q_8 ;
- вертикальное перемещение центра тяжести тихоходного вала – q_9 ;
- угол поворота тихоходного вала относительно центра тяжести в плоскости ZOX – q_{10} ;
- угол поворота тихоходного вала в плоскости ZOY – q_{11} ;
- вертикальное перемещение центра тяжести главного вала – q_{12} ;
- угол поворота главного вала относительно центра тяжести в плоскости ZOX – q_{13} ;
- угол поворота главного вала в плоскости ZOY – q_{14} .

В соответствии с указанными обобщенными координатами получаем систему из четырнадцати дифференциальных уравнений второго порядка (уравнений Лагранжа второго рода), описывающих колебания ПГТЭ (формула 2.8).

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_1} - \frac{\partial R}{\partial q_1} + Q_1^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_2} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_2} - \frac{\partial R}{\partial q_2} + Q_2^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_3} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_3} - \frac{\partial R}{\partial q_3} + Q_3^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_4} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_4} - \frac{\partial R}{\partial q_4} + Q_4^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_5} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_5} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_5} - \frac{\partial R}{\partial q_5} + Q_5^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_6} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_6} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_6} - \frac{\partial R}{\partial q_6} + Q_6^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_7} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_7} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_7} - \frac{\partial R}{\partial q_7} + Q_7^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_8} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_8} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_8} - \frac{\partial R}{\partial q_8} + Q_8^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_9} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_9} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_9} - \frac{\partial R}{\partial q_9} + Q_9^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{i_{10}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{i_{10}}} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_{i_{10}}} - \frac{\partial R}{\partial q_{i_{10}}} + Q_{i_{10}}^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{i_{11}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{i_{11}}} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_{i_{11}}} - \frac{\partial R}{\partial q_{i_{11}}} + Q_{i_{11}}^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{i_{12}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{i_{12}}} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_{i_{12}}} - \frac{\partial R}{\partial q_{i_{12}}} + Q_{i_{12}}^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{i_{13}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{i_{13}}} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_{i_{13}}} - \frac{\partial R}{\partial q_{i_{13}}} + Q_{i_{13}}^B \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{i_{14}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_{i_{14}}} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_{i_{14}}} - \frac{\partial R}{\partial q_{i_{14}}} + Q_{i_{14}}^B \end{array} \right. \quad (2.8)$$

Следующим шагом при построении динамической модели является определение кинетической и потенциальной энергий, диссипативной функции, а также обобщенной силы от действия возмущающих сил всей механической системы. Для этого необходимо определить инерционно-массовые характеристики, координаты центров тяжести, размеры элементов приводной группы и далее составить расчетную динамическую схему нагружения всех валов приводной группы.

Для определения приведенных вспомогательных параметров был использован программный комплекс систем автоматизированного проектирования SolidWorks Standart 2015. В приведенном программном комплексе была построена твердотельная объемная модель механизма привода тоннельного эскалатора ЭТ-2(М) с целью получения необходимых инерционно-массовых характеристик, координат центров тяжести, размеров различных элементов, входящих в состав механизма привода. Построение модели происходило по исходной конструкторской документации на эскалаторы типа ЭТ-2(М) [96]. На данный момент твердотельное моделирование является самым совершенным средством, обеспечивающим полное и однозначное определение вышеуказанных параметров. Для наиболее

точного определения необходимых параметров при моделировании были повторены все существенные элементы приводной группы, оказывающие влияние на колебательный процесс (рисунок 2.2, 2.3).

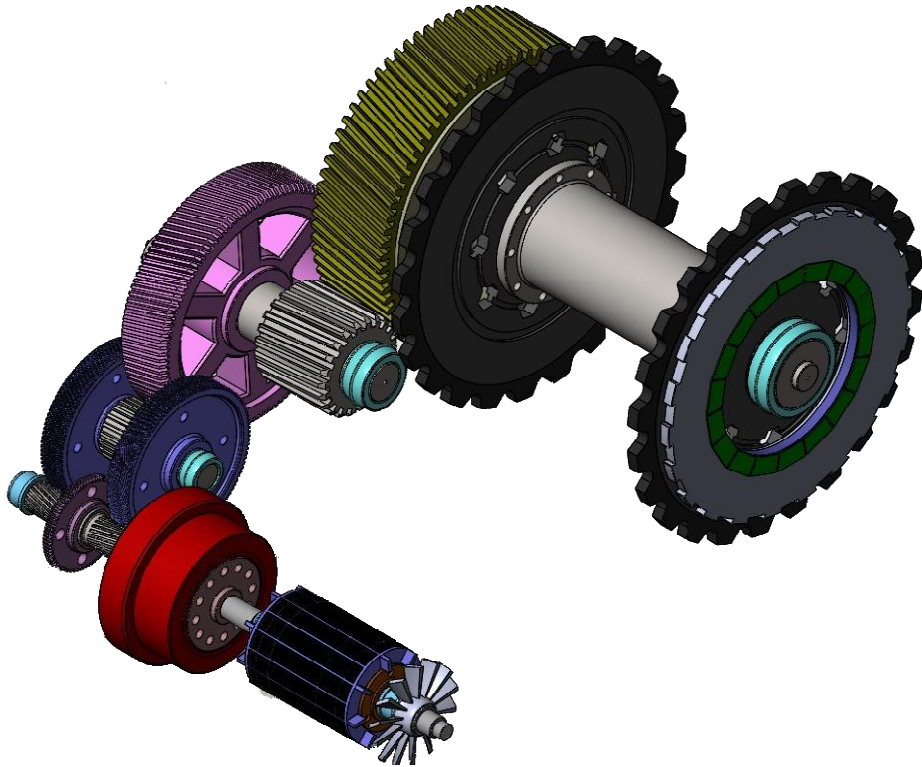


Рисунок 2.2. Твёрдотельная модель привода в изометрической ориентации

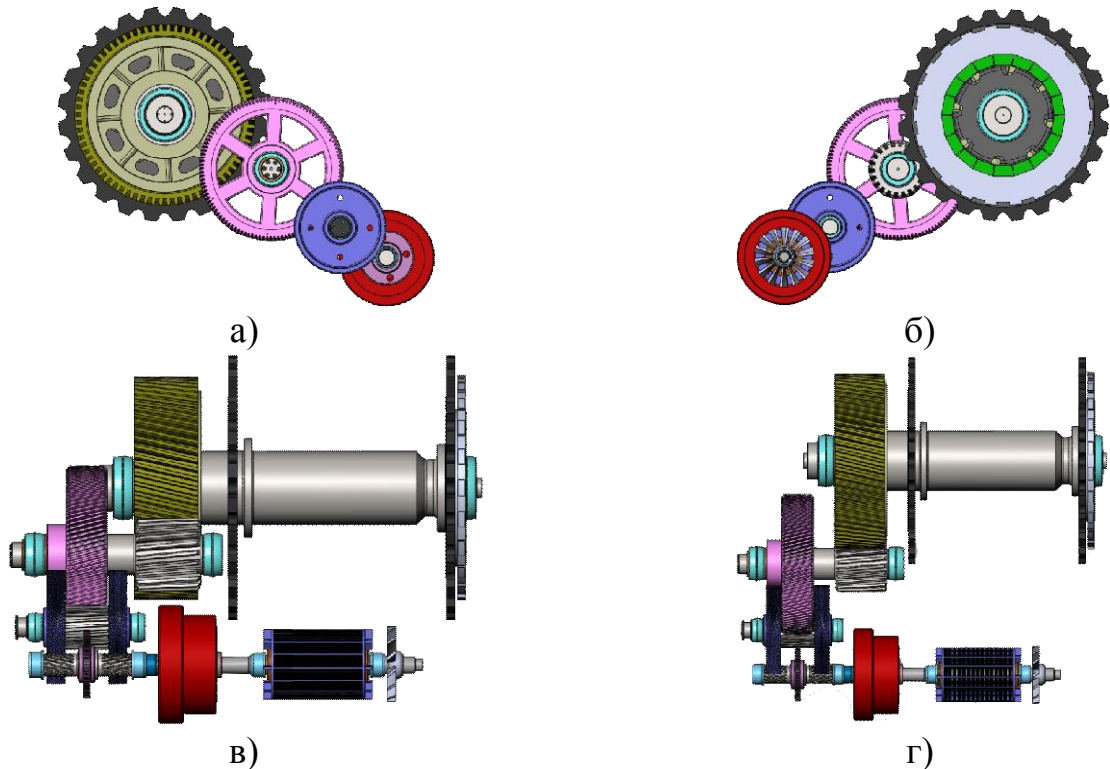


Рисунок 2.3. Проекция твёрдотельной модели привода эскалатора ЭТ-2(М), выполненной в SolidWorks 2015: а) проекция на левую боковую плоскость; б) проекция на правую боковую плоскости; в) проекция на фронтальную плоскость; г) проекция на верхнюю плоскость

Зная инерционно-массовые характеристики, координаты центров тяжести, размеры элементов приводной группы (Приложение А, таб. 1) можно составить расчетную динамическую схему нагружения всех валов приводной группы (рис. 2.4).

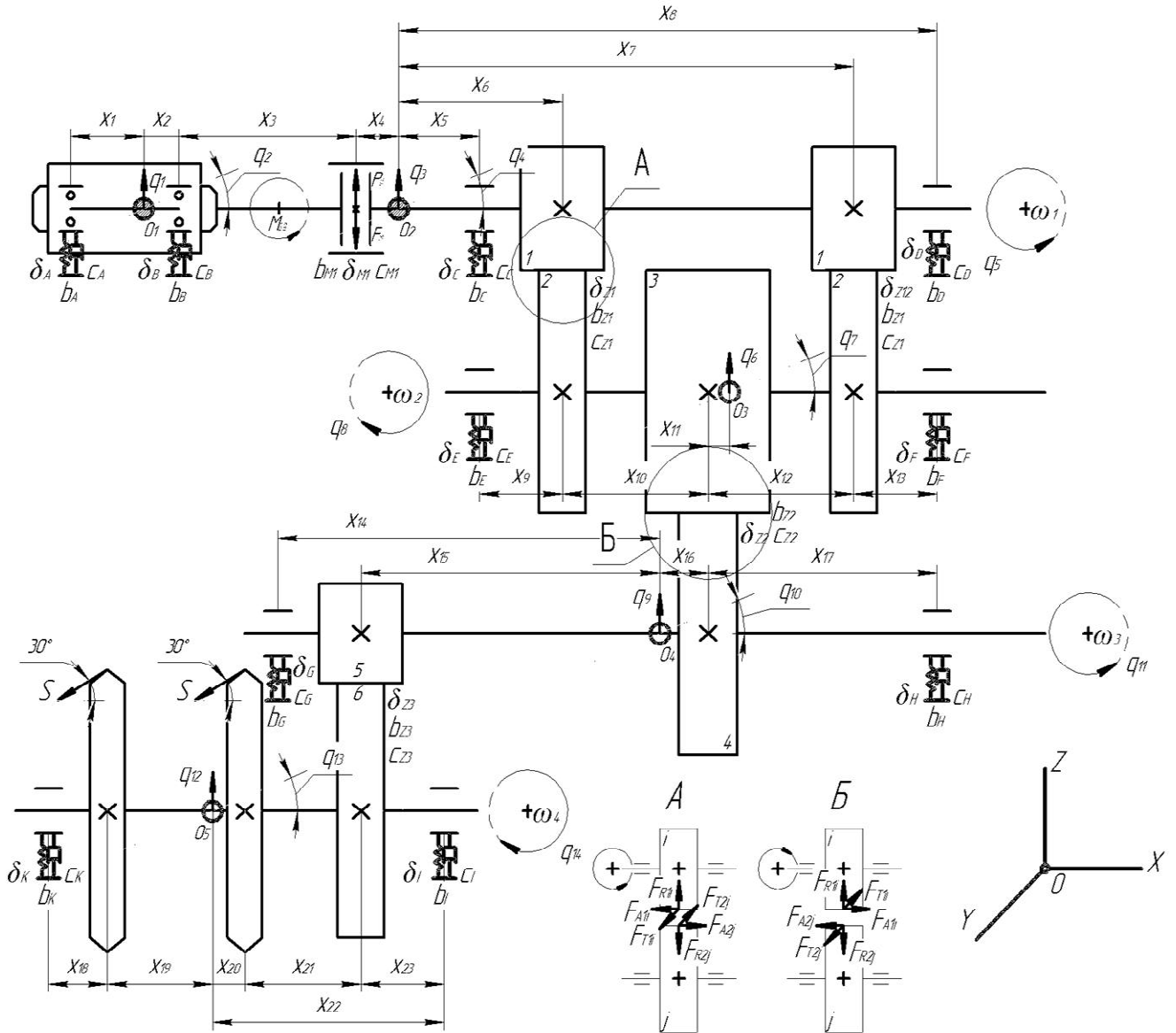


Рисунок 2.4. Расчетная динамическая схема нагружения

- Где: ω_k – угловая скорость k -ого вала ($k = 1 \dots 4$);
 $M_{дв}$ – крутящий момент электродвигателя;
 x_m – геометрические размеры ($m = 1 \dots 23$);
 S – сила натяжения тяговой цепи;
 O_n – координата центра тяжести валов ($n = 1 \dots 4$);
 δ_i – биение в упруго-диссипативном элементе;
 c_i – жесткость в упруго-диссипативном элементе;
 b_i – коэффициент рассеивания в упруго-диссипативном элементе;

Определим кинетическую энергию системы:

$$T = \frac{1}{2}(m_1\dot{q}_1^2 + m_2\dot{q}_3^2 + m_3\dot{q}_6^2 + m_4\dot{q}_9^2 + m_5\dot{q}_{12}^2 + J_{Y1}\dot{q}_2^2 + J_{Y2}\dot{q}_4^2 + J_{Y3}\dot{q}_7^2 + J_{Y4}\dot{q}_{10}^2 + J_{Y5}\dot{q}_{13}^2 + J_{X12}\dot{q}_5^2 + J_{X3}\dot{q}_8^2 + J_{X4}\dot{q}_{11}^2 + J_{X5}\dot{q}_{14}^2) \quad (2.9)$$

Где: m_i – масса вала, $i = 1, 2, \dots, 5$;

J_{Yi} (J_{Xi}) – осевые моменты инерции валов, $i = 1, 2, \dots, 5$.

Потенциальную энергию определим с учетом жесткостей подшипниковых опор, жесткости втулочно-пальцевой муфты и жесткостей в зацеплениях:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2}(c_A(q_1 - x_1q_2 - \delta_A(t))^2 + c_B(q_1 + x_2q_2 - \delta_B(t))^2 + c_M(-q_1 - (x_2 + x_3)q_2 - \delta_M(t))^2 + c_M(-q_3 + \\ & x_4q_4 + R_Mq_5 - \delta_M(t))^2 + c_C(q_3 + x_5q_4 - \delta_C(t))^2 + c_D(q_3 + x_8q_2 - \delta_D(t))^2 + c_{Z1}(-q_3 - x_6q_4 - \delta_{Z1}(t))^2 + \\ & c_{Z1}(-q_3 - x_7q_4 - \delta_{Z12}(t))^2 + c_E(q_6 - (x_{10} + x_9 + x_{11})q_7 - \delta_E(t))^2 + c_F(q_6 + (x_{12} + x_{13})q_7 - \delta_F(t))^2 + \\ & c_{Z1}(-q_6 + (x_{10} + x_{11})q_7 + R_1q_5 + R_2q_8 - \delta_{Z1}(t))^2 + c_{Z1}(-q_6 - (x_{12} - x_{11})q_7 + R_1q_5 + R_2q_8 - \delta_{Z12}(t))^2 + \\ & c_{Z2}(-q_6 + x_{11}q_7 - \delta_{Z2}(t))^2 + c_G(q_9 - x_{14}q_{10} - \delta_G(t))^2 + c_H(q_9 + (x_{16} + x_{17})q_{10} - \delta_H(t))^2 + c_{Z3}(-q_9 + \\ & x_{15}q_{10} - \delta_{Z3}(t))^2 + c_{Z2}(-q_9 - x_{16}q_{10} + R_4q_{11} + R_3q_8 - \delta_{Z2}(t))^2 + c_K(q_{12} - (x_{19} + x_{18})q_{13} - \delta_K(t))^2 + \\ & c_I(q_{12} + x_{22}q_{13} - \delta_I(t))^2 + c_{Z3}(-q_{12} - (x_{20} + x_{21})q_{13} + R_5q_{11} + R_6q_{14} - \delta_{Z2}(t))^2) \end{aligned} \quad (2.10)$$

Где: R_i – радиусы делительных окружностей шестерней и колес, $i = 1, 2, \dots, 6$.

Определим функцию рассеивания:

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2}(b_A(\dot{q}_1 - x_1\dot{q}_2)^2 + b_B(\dot{q}_1 + x_2\dot{q}_2)^2 + b_M(-\dot{q}_1 - (x_2 + x_3)\dot{q}_2)^2 + b_M(\dot{q}_3 - x_4\dot{q}_4 + R_M\dot{q}_5)^2 + \\ & b_C(\dot{q}_3 + x_5\dot{q}_4)^2 + b_D(\dot{q}_3 + x_8\dot{q}_2)^2 + b_{Z1}(-\dot{q}_3 - x_6\dot{q}_4)^2 + b_{Z1}(-\dot{q}_3 - x_7\dot{q}_4)^2 + b_E(\dot{q}_6 - (x_9 + x_{10} + \\ & x_{11})\dot{q}_7)^2 + b_F(\dot{q}_6 + (x_{12} + x_{13} - x_{11})\dot{q}_7)^2 + b_{Z1}(\dot{q}_6 - (x_{10} + x_{11})\dot{q}_7 + R_1\dot{q}_5 + R_2\dot{q}_8)^2 + b_{Z1}(-\dot{q}_6 - \\ & (x_{12} - x_{11})\dot{q}_7 + R_1\dot{q}_5 + R_2\dot{q}_8)^2 + b_{Z2}(\dot{q}_6 - x_{11}\dot{q}_7)^2 + b_G(\dot{q}_9 - x_{14}\dot{q}_{10})^2 + b_H(\dot{q}_9 + (x_{16} + x_{17})\dot{q}_{10})^2 + \\ & b_{Z2}(-\dot{q}_9 - x_{16}\dot{q}_{10} + R_3\dot{q}_8 + R_4\dot{q}_{11})^2 + b_{Z3}(\dot{q}_9 - x_{15}\dot{q}_{10})^2 + b_K(\dot{q}_{12} - (x_{18} + x_{19})\dot{q}_{13})^2 + b_I(\dot{q}_{12} + \\ & x_{22}\dot{q}_{13})^2 + b_{Z3}(-\dot{q}_{12} - x_{20}\dot{q}_{13} + R_5\dot{q}_{11} + R_6\dot{q}_{14})^2) \end{aligned} \quad (2.11)$$

Определим возмущающие силы по обобщенным координатам:

$$\left\{ \begin{aligned} Q_1^B(t) &= P_1 \sin(\omega_1 t) - F_M \\ Q_2^B(t) &= P_1 (x_2 + x_3) \sin(\omega_1 t) - F_M (x_2 + x_3) \\ Q_3^B(t) &= F_M + 2F_{R11} \\ Q_4^B(t) &= -F_M x_4 - 2F_{A11} R_1 + F_{R11} (x_6 + x_7) \\ Q_5^B(t) &= M_{ДВ} - 2F_{T11} R_1 \\ Q_6^B(t) &= -2F_{R22} + F_{R13} \\ Q_7^B(t) &= -2F_{A22} R_2 + F_{R22} (x_{10} + x_{11}) - F_{R22} (x_{12} - x_{11}) - F_{R13} x_{11} + F_{A13} R_3 \\ Q_8^B(t) &= 2F_{T22} R_2 - F_{T13} R_3 \\ Q_9^B(t) &= F_{R15} - F_{R24} \\ Q_{10}^B(t) &= F_{A24} R_4 - F_{A15} R_5 - F_{R15} x_{15} - F_{R24} x_{16} \\ Q_{11}^B(t) &= -F_{T15} R_5 + F_{T24} R_4 \\ Q_{12}^B(t) &= -S - F_{R26} \\ Q_{13}^B(t) &= \sin(30) x_{19} S - \sin(30) x_{20} S - F_{R26} (x_{20} + x_{21}) - F_{A26} R_6 \\ Q_{14}^B(t) &= F_{T26} R_6 - 2\cos(30) R_7 S \end{aligned} \right. \quad (2.12)$$

Далее подставим уравнения 2.9-2.12 в уравнение 2.8:

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{q}_1 &= c_A(q_1 - x_1 q_2 - \delta_A(t)) + c_B(q_1 + x_2 q_2 - \delta_B(t)) - c_M(-q_1 - (x_2 + x_3)q_2 - \delta_M(t)) - b_A(\dot{q}_1 - x_1 \dot{q}_2) - b_B(\dot{q}_1 + x_2 \dot{q}_2) + b_M(-\dot{q}_1 - (x_2 + x_3)\dot{q}_2) + P_1 \sin(\omega_1 t) - F_M; \\
J_{Y1} \ddot{q}_2 &= -x_1 c_A(q_1 - x_1 q_2 - \delta_A(t)) + x_2 c_B(q_1 + x_2 q_2 - \delta_B(t)) - (x_2 + x_3)c_M(-q_1 - (x_2 + x_3)q_2 - \delta_M(t)) + x_8 c_D(q_3 + x_8 q_2 - \delta_D(t)) + x_1 b_A(\dot{q}_1 - x_1 \dot{q}_2) - x_2 b_B(\dot{q}_1 + x_2 \dot{q}_2) + (x_2 + x_3)b_M(-\dot{q}_1 - (x_2 + x_3)\dot{q}_2) + P_1(x_2 + x_3)\sin(\omega_1 t) - F_M(x_2 + x_3); \\
m_2 \ddot{q}_3 &= -c_M(-q_3 + x_4 q_4 + R_M q_5 - \delta_M(t)) + c_C(q_3 + x_5 q_4 - \delta_C(t)) + c_D(q_3 + x_8 q_2 - \delta_D(t)) - c_{Z1}(-q_3 - x_6 q_4 - \delta_{Z1}(t)) - c_{Z1}(-q_3 - x_7 q_4 - \delta_{Z12}(t)) - b_M(\dot{q}_3 - x_4 \dot{q}_4 + R_M \dot{q}_5) - b_C(\dot{q}_3 + x_5 \dot{q}_4) - b_D(\dot{q}_3 + x_8 \dot{q}_4) + b_{Z1}(-\dot{q}_3 - x_6 \dot{q}_4) + b_{Z1}(-\dot{q}_3 - x_7 \dot{q}_4) + F_M + 2F_{R11} \\
J_{Y2} \ddot{q}_4 &= x_4 c_M(-q_3 + x_4 q_4 + R_M q_5 - \delta_M(t)) + x_5 c_C(q_3 + x_5 q_4 - \delta_C(t)) - x_6 c_{Z1}(-q_3 - x_6 q_4 - \delta_{Z1}(t)) - x_7 c_{Z1}(-q_3 - x_7 q_4 - \delta_{Z12}(t)) + x_4 b_M(\dot{q}_3 - x_4 \dot{q}_4 + R_M \dot{q}_5) - x_5 b_C(\dot{q}_3 + x_5 \dot{q}_4) - x_8 b_D(\dot{q}_3 + x_8 \dot{q}_4) + x_6(-\dot{q}_3 - x_6 \dot{q}_4) + x_7 b_{Z1}(-\dot{q}_3 - x_7 \dot{q}_4) - F_M x_4 - 2F_{A11} R_1 + F_{R11}(x_6 + x_7) \\
J_{X12} \ddot{q}_5 &= R_M c_M(-q_3 + x_4 q_4 + R_M q_5 - \delta_M(t)) + R_1 c_{Z1}(-q_6 + (x_{10} + x_{11})q_7 + R_1 q_5 + R_2 q_8 - \delta_{Z1}(t)) + R_1 c_{Z1}(-q_6 - (x_{12} - x_{11})q_7 + R_1 q_5 + R_2 q_8 - \delta_{Z12}(t)) - R_M b_M(\dot{q}_3 - x_4 \dot{q}_4 + R_M \dot{q}_5) - R_1 b_{Z1}(\dot{q}_6 - (x_{10} + x_{11})\dot{q}_7 + R_1 \dot{q}_5 + R_2 \dot{q}_8) - R_1 b_{Z1}(-\dot{q}_6 - (x_{12} - x_{11})\dot{q}_7 + R_1 \dot{q}_5 + R_2 \dot{q}_8) + M_{DB} - 2F_{T11} R_1 \\
m_3 \ddot{q}_6 &= c_E(q_6 - (x_{10} + x_9 + x_{11})q_7 - \delta_E(t)) + c_F(q_6 + (x_{12} + x_{13})q_7 - \delta_F(t)) - c_{Z1}(-q_6 + (x_{10} + x_{11})q_7 + R_1 q_5 + R_2 q_8 - \delta_{Z1}(t)) - c_{Z1}(-q_6 - (x_{12} - x_{11})q_7 + R_1 q_5 + R_2 q_8 - \delta_{Z12}(t)) - c_{Z2}(-q_6 + x_{11} q_7 - \delta_{Z2}(t)) - b_E(\dot{q}_6 - (x_9 + x_{10} + x_{11})\dot{q}_7) - b_F(\dot{q}_6 + (x_{12} + x_{13} - x_{11})\dot{q}_7) - b_{Z1}(\dot{q}_6 - (x_{10} + x_{11})\dot{q}_7 + R_1 \dot{q}_5 + R_2 \dot{q}_8) + b_{Z1}(-\dot{q}_6 - (x_{12} - x_{11})\dot{q}_7 + R_1 \dot{q}_5 + R_2 \dot{q}_8) - b_{Z2}(\dot{q}_6 - x_{11} \dot{q}_7) - 2F_{R22} + F_{R13} \\
J_{Y3} \ddot{q}_7 &= -(x_{10} + x_9 + x_{11})c_E(q_6 - (x_{10} + x_9 + x_{11})q_7 - \delta_E(t)) + (x_{12} + x_{13})c_F(q_6 + (x_{12} + x_{13})q_7 - \delta_F(t)) + (x_{10} + x_{11})c_{Z1}(-q_6 + (x_{10} + x_{11})q_7 + R_1 q_5 + R_2 q_8 - \delta_{Z1}(t)) - (x_{12} - x_{11})c_{Z1}(-q_6 - (x_{12} - x_{11})q_7 + R_1 q_5 + R_2 q_8 - \delta_{Z12}(t)) + x_{11} c_{Z2}(-q_6 + x_{11} q_7 - \delta_{Z2}(t)) + (x_9 + x_{10} + x_{11})b_E(\dot{q}_6 - (x_9 + x_{10} + x_{11})\dot{q}_7) - (x_{12} + x_{13} - x_{11})b_F(\dot{q}_6 + (x_{12} + x_{13} - x_{11})\dot{q}_7) + (x_{10} + x_{11})b_{Z1}(\dot{q}_6 - (x_{10} + x_{11})\dot{q}_7 + R_1 \dot{q}_5 + R_2 \dot{q}_8) + (x_{12} - x_{11})b_{Z1}(-\dot{q}_6 - (x_{12} - x_{11})\dot{q}_7 + R_1 \dot{q}_5 + R_2 \dot{q}_8) + x_{11} b_{Z2}(\dot{q}_6 - x_{11} \dot{q}_7) - 2F_{A22} R_2 + F_{R22}(x_{10} + x_{11}) - F_{R22}(x_{12} - x_{11}) - F_{R13} x_{11} + F_{A13} R_3 \\
J_{X3} \ddot{q}_8 &= R_2 c_{Z1}(-q_6 + (x_{10} + x_{11})q_7 + R_1 q_5 + R_2 q_8 - \delta_{Z1}(t)) + R_2 c_{Z1}(-q_6 - (x_{12} - x_{11})q_7 + R_1 q_5 + R_2 q_8 - \delta_{Z12}(t)) + R_3 c_{Z2}(-q_9 - x_{16} q_{10} + R_4 q_{11} + R_3 q_8 - \delta_{Z2}(t)) - R_2 b_{Z1}(\dot{q}_6 - (x_{10} + x_{11})\dot{q}_7 + R_1 \dot{q}_5 + R_2 \dot{q}_8) - R_2 b_{Z1}(-\dot{q}_6 - (x_{12} - x_{11})\dot{q}_7 + R_1 \dot{q}_5 + R_2 \dot{q}_8) - R_3 b_{Z2}(-\dot{q}_9 - x_{16} \dot{q}_{10} + R_3 \dot{q}_8 + R_4 \dot{q}_{11}) + 2F_{T22} R_2 - F_{T13} R_3 \\
m_4 \ddot{q}_9 &= c_G(q_9 - x_{14} q_{10} - \delta_G(t)) + c_H(q_9 + (x_{16} + x_{17})q_{10} - \delta_H(t)) - c_{Z3}(-q_9 + x_{15} q_{10} - \delta_{Z3}(t)) - c_{Z2}(-q_9 - x_{16} q_{10} + R_4 q_{11} + R_3 q_8 - \delta_{Z2}(t)) - b_G(\dot{q}_9 - x_{14} \dot{q}_{10}) - b_H(\dot{q}_9 + (x_{16} + x_{17})\dot{q}_{10}) + b_{Z2}(-\dot{q}_9 - x_{16} \dot{q}_{10} + R_4 \dot{q}_{11} + R_3 \dot{q}_8 + R_4 \dot{q}_{11}) - b_{Z3}(\dot{q}_9 - x_{15} \dot{q}_{10}) + F_{R15} - F_{R24} \\
J_{Y4} \ddot{q}_{10} &= -x_{14} c_G(q_9 - x_{14} q_{10} - \delta_G(t)) + (x_{16} + x_{17})c_H(q_9 + (x_{16} + x_{17})q_{10} - \delta_H(t)) + x_{15} c_{Z3}(-q_9 + x_{15} q_{10} - \delta_{Z3}(t)) - x_{16} c_{Z2}(-q_9 - x_{16} q_{10} + R_4 q_{11} + R_3 q_8 - \delta_{Z2}(t)) + x_{14} b_G(\dot{q}_9 - x_{14} \dot{q}_{10}) - (x_{16} + x_{17})b_H(\dot{q}_9 + (x_{16} + x_{17})\dot{q}_{10}) + x_{16} b_{Z2}(-\dot{q}_9 - x_{16} \dot{q}_{10} + R_4 \dot{q}_{11} + R_3 \dot{q}_8 + R_4 \dot{q}_{11}) + x_{15} b_{Z3}(\dot{q}_9 - x_{15} \dot{q}_{10}) + F_{A24} R_4 - F_{A15} R_5 - F_{R15} x_{15} - F_{R24} x_{16} \\
J_{X4} \ddot{q}_{11} &= R_4 c_{Z2}(-q_9 - x_{16} q_{10} + R_4 q_{11} + R_3 q_8 - \delta_{Z2}(t)) + R_5 c_{Z3}(-q_{12} - (x_{20} + x_{21})q_{13} + R_5 q_{11} + R_6 q_{14} - \delta_{Z2}(t)) - R_4 b_{Z2}(-\dot{q}_9 - x_{16} \dot{q}_{10} + R_4 \dot{q}_{11} + R_3 \dot{q}_8 + R_4 \dot{q}_{11}) - R_5 b_{Z3}(-\dot{q}_{12} - x_{20} \dot{q}_{13} + R_5 \dot{q}_{11} + R_6 \dot{q}_{14}) - F_{T15} R_5 + F_{T24} R_4 \\
m_5 \ddot{q}_{12} &= c_K(q_{12} - (x_{19} + x_{18})q_{13} - \delta_K(t)) + c_I(q_{12} + x_{22} q_{13} - \delta_I(t)) - c_{Z3}(-q_{12} - (x_{20} + x_{21})q_{13} + R_5 q_{11} + R_6 q_{14} - \delta_{Z2}(t)) - b_K(\dot{q}_{12} - (x_{18} + x_{19})\dot{q}_{13}) - b_I(\dot{q}_{12} + x_{22} \dot{q}_{13}) + b_{Z3}(-\dot{q}_{12} - x_{20} \dot{q}_{13} + R_5 \dot{q}_{11} + R_6 \dot{q}_{14}) - S - F_{R26} \\
J_{Y5} \ddot{q}_{13} &= -(x_{19} + x_{18})c_K(q_{12} - (x_{19} + x_{18})q_{13} - \delta_K(t)) + x_{22} c_I(q_{12} + x_{22} q_{13} - \delta_I(t)) - (x_{20} + x_{21})c_{Z3}(-q_{12} - (x_{20} + x_{21})q_{13} + R_5 q_{11} + R_6 q_{14} - \delta_{Z2}(t)) + (x_{18} + x_{19})b_K(\dot{q}_{12} - (x_{18} + x_{19})\dot{q}_{13}) - x_{22} b_I(\dot{q}_{12} + x_{22} \dot{q}_{13}) + x_{20} b_{Z3}(-\dot{q}_{12} - x_{20} \dot{q}_{13} + R_5 \dot{q}_{11} + R_6 \dot{q}_{14}) + \sin(30)x_{19} S - \sin(30)x_{20} S - F_{R26}(x_{20} + x_{21}) - F_{A26} R_6 \\
J_{X5} \ddot{q}_{14} &= R_6 c_{Z3}(-q_{12} - (x_{20} + x_{21})q_{13} + R_5 q_{11} + R_6 q_{14} - \delta_{Z2}(t)) - R_6 b_{Z3}(-\dot{q}_{12} - x_{20} \dot{q}_{13} + R_5 \dot{q}_{11} + R_6 \dot{q}_{14}) + F_{T26} R_6 - 2\cos(30)R_7 S
\end{aligned} \tag{2.13}$$

Таким образом, система 2.13, состоящая из четырнадцати уравнений второго порядка, описывает динамику колебательного процесса механизма привода тоннельного эскалатора ЭТ-2(М).

Следует добавить, тригонометрические функции от угловых обобщенных координат заменялись на их аргументы [49, 50].

Следующим этапом динамического моделирования является определение всех неизвестных коэффициентов, определяющих параметры колебательного процесса. Такими параметрами являются действующие на систему реактивные и активные моменты (силы), значения жесткостных и диссипативных коэффициентов: жесткости и коэффициенты сопротивлений зубчатых зацеплений, подшипниковых опор, втулочно-пальцевой муфты, крутильные коэффициенты сопротивлений валов, момент на валу электродвигателя, силы, возникающие в зубчатых зацеплениях и втулочно-пальцевой муфте, а также силы сопротивления от натяжения тяговой цепи эскалатора. Наиболее сложным является правильное определение продольных и поперечных жесткостей элементов приводной группы.

Для нахождения продольных жесткостей подшипниковых опор использовался апробированный метод, изложенный в [13, 93]. Расчет жесткостей подшипниковых опор проводился по формуле 2.14.

$$c_i = \frac{R_{ri}}{\delta_{ri}} \quad (2.14)$$

Где: i – номер подшипниковой опоры, $i = A, B, \dots, K$;

R_{ri} – радиальная нагрузка на i -тую опору, Н;

δ_{ri} – радиальная податливость подшипника под нагрузкой, м [13].

Радиальные нагрузки на i -тые подшипниковые опоры находятся из условий статического равновесия (Приложение А, таб. 2) [31, 127].

Жесткость в зубчатых зацеплениях определялась по формуле 2.15 [22]:

$$c_{zi}(t) = \frac{E}{18,7} \left(1 + 0,67 \sin \left(\pi \left(1 - \frac{t}{\varepsilon_i T_i} \right) \right) \right) \quad (2.15)$$

Где: i – номер зубчатой передачи, $i = 1, 2, \dots, 4$;

E – модуль упругости зубчатого колеса,

$E = 200 \cdot 10^3$ МПа;

ε_i – коэффициент перекрытия i -ой зубчатой передачи;

T_i – период i -ого зубчатого зацепления (формула 2.19), с.

Коэффициенты перекрытия зубчатых передач определены по формулам 2.16, 2.17, 2.18 [48].

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{\alpha i} + \varepsilon_{\beta i} \quad (2.16)$$

Где: i – номер зубчатой передачи, $i = 1, 2, \dots, 4$;
 $\varepsilon_{\alpha i}$ – осевой коэффициент перекрытия i -ой передачи;
 $\varepsilon_{\beta i}$ – торцевой коэффициент перекрытия i -ой передачи.

$$\varepsilon_{\alpha i} = \frac{B_i \cdot \sin(\beta_i)}{\pi \cdot m_i} \quad (2.17)$$

Где: B_i – ширина i -ой зубчатой передачи, м;
 β_i – угол i -ого зубчатого зацепления;
 m_i – модуль i -ого зубчатого зацепления.

$$\varepsilon_{\beta i} = \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{1i}} \pm \frac{1}{z_{2i}} \right) \right) \cos(\beta_i) \quad (2.18)$$

Где: z_{1i} – число зубьев ведущей шестерни i -ой передачи;
 z_{2i} – число зубьев ведомого колеса i -ой передачи.

$$T_i = \frac{2\pi}{z_{1i}\omega_{1i}} = \frac{2\pi}{z_{2i}\omega_{2i}} \quad (2.19)$$

Где: ω_{1i} – угловая скорость ведущего вала i -ой передачи;
 ω_{2i} – угловая скорость ведомого вала i -ой передачи.

Радиальная жесткость втулочно-пальцевой муфты при радиальном смещении валов определялась по формуле 2.20 [127]:

$$c_{M1} = 610^3 \sqrt{T_H} \quad (2.20)$$

Где: T_H – номинальный крутящий момент.

Значения всех искомых параметров сведены в таблицу 3, Приложения А, помимо неизвестных параметров таблица включает в себя исходные постоянные значения, характеризующие зубчатые зацепления, валы, подшипники [96, 118, 123].

2.3 Реализация математической модели на ЭВМ

Дальнейший процесс моделирования движения ПГТЭ сводится к решению полученной системы, состоящей из четырнадцати дифференциальных уравнений второго порядка (формула 2.13).

Поскольку одной из основных задач динамического моделирования является моделирование дефектов ПГТЭ с целью определения их влияния на виброакустический сигнал, необходимо найти опорное («эталонное») значение виброаку-

стического сигнала, с которым в дальнейшем будет происходить сравнение, другими словами определить движение механической системы при бездефектном состоянии ($\delta_i = 0$).

Для решения системы дифференциальных уравнений предлагается применить комплекс математического программного обеспечения PTC Mathcad Prime 3.0, который предназначен для ведения и документирования различных расчетов. Основное преимущество данного комплекса – наглядность, комплекс функционирует на основе принципа «What You See Is What You Get» («Что видишь, то и получишь»). Данный математический комплекс позволяет производить математические вычисления разной степени сложности, собирать и анализировать большое количество информации и представлять ее в удобном для инженера виде, автоматически оформляя расчетную документацию [52, 80, 83].

Основным, самым важным этапом при решении систем дифференциальных уравнений в среде Mathcad Prime является представление уравнений в виде, определяемом программным комплексом. Решение дифференциальных уравнений второго порядка проводится методом замены и представления исходных дифференциальных уравнений в виде системы дифференциальных уравнений первого порядка

Для этого были выполнены следующие замены (формула 2.21).

$$\begin{aligned}
 q_1 &= Q_0; & q_4 &= Q_7; & q_8 &= Q_{14} & q_{11} &= Q_{21}; \\
 \dot{q}_1 &= Q_1; & q_5 &= Q_8 & \dot{q}_8 &= Q_{15}; & q_{12} &= Q_{22} \\
 q_2 &= Q_2; & \dot{q}_5 &= Q_9; & q_9 &= Q_{16} & q_{12} &= Q_{23}; \\
 \dot{q}_2 &= Q_3; & q_6 &= Q_{10} & \dot{q}_9 &= Q_{17}; & q_{13} &= Q_{24} \\
 q_3 &= Q_4; & \dot{q}_6 &= Q_{11}; & q_{10} &= Q_{18} & q_{13} &= Q_{25}; \\
 \dot{q}_3 &= Q_5; & q_7 &= Q_{12} & \dot{q}_{10} &= Q_{19}; & q_{14} &= Q_{26} \\
 q_4 &= Q_6; & \dot{q}_7 &= Q_{13}; & q_{11} &= Q_{20} & q_{14} &= Q_{27};
 \end{aligned}
 \tag{2.21}$$

Далее исходная система дифференциальных уравнений второго порядка (формула 2.13) была представлена в виде системы, имеющей в два раза больше дифференциальных уравнений с выраженной второй производной, но первого порядка. Далее полученная система уравнений была зафиксирована в матрице элементов – векторе-столбце D, при этом каждый элемент соответствует правой час-

ти определенного дифференциального уравнений системы из двадцати восьми уравнений первого порядка (формула 2.22).

$$\begin{aligned}
 & \begin{aligned} & Q_1 \\ & (c_A(Q_0 - x_1 Q_2 - \delta_A(t)) + c_B(Q_0 + x_2 Q_2 - \delta_B(t)) - c_M(-Q_0 - (x_2 + x_3)Q_2 - \delta_M(t)) - \\ & b_A(Q_1 - x_1 Q_3) - b_B(Q_1 + x_2 Q_3) + b_M(-Q_1 - (x_2 + x_3)Q_3) + P_1 \sin(\omega_1 t) - F_M)/m_1; \\ & Q_3 \\ & (-x_1 c_A(Q_0 - x_1 Q_2 - \delta_A(t)) + x_2 c_B(Q_0 + x_2 Q_2 - \delta_B(t)) - (x_2 + x_3)c_M(-Q_0 - (x_2 + x_3)Q_2 - \\ & \delta_M(t)) + x_8 c_D(Q_4 + x_8 Q_2 - \delta_D(t)) + x_1 b_A(Q_1 - x_1 Q_3) - x_2 b_B(Q_1 + x_2 Q_3) + (x_2 + \\ & x_3)b_M(-Q_1 - (x_2 + x_3)Q_3) + P_1(x_2 + x_3)\sin(\omega_1 t) - F_M(x_2 + x_3))/J_{Y1}; \\ & Q_5 \\ & (-c_M(-Q_4 + x_4 Q_6 + R_M Q_8 - \delta_M(t)) + c_C(Q_4 + x_5 Q_6 - \delta_C(t)) + c_D(Q_4 + x_8 Q_6 - \delta_D(t)) - \\ & c_{Z1}(t)(-Q_4 - x_6 Q_6 - \delta_{Z1}(t)) - c_{Z1}(t)(-Q_4 - x_7 Q_6 - \delta_{Z12}(t)) - b_M(Q_5 - x_4 Q_7 + R_M Q_9) - \\ & b_C(Q_5 + x_5 Q_7) - b_D(Q_5 + x_8 Q_7) + b_{Z1}(-Q_5 - x_6 Q_7) + b_{Z1}(-Q_5 - x_7 Q_7) + F_M + 2F_{R11})/m_2 \\ & Q_7 \\ & (x_4 c_M(-Q_4 + x_4 Q_6 + R_M Q_8 - \delta_M(t)) + x_5 c_C(Q_4 + x_5 Q_6 - \delta_C(t)) - x_6 c_{Z1}(-Q_4 - x_6 Q_6 - \\ & \delta_{Z1}(t)) - x_7 c_{Z1}(-Q_4 - x_7 Q_6 - \delta_{Z12}(t)) + x_4 b_M(Q_5 - x_4 Q_7 + R_M Q_9) - x_5 b_C(Q_5 + x_5 Q_7) - \\ & x_8 b_D(Q_5 + x_8 Q_7) + x_6(-Q_5 - x_6 Q_7) + x_7 b_{Z1}(-Q_5 - x_7 Q_7) - F_M x_4 - 2F_{A11} R_1 + F_{R11}(x_6 + \\ & x_7))/J_{Y2} \\ & Q_9 \\ & (R_M c_M(-Q_4 + x_4 Q_6 + R_M Q_8 - \delta_M(t)) + R_1 c_{Z1}(t)(-Q_{10} + (x_{10} + x_{11})Q_{12} + R_1 Q_8 + R_2 Q_{14} - \\ & \delta_{Z1}(t)) + R_1 c_{Z1}(t)(-Q_{10} - (x_{12} - x_{11})Q_{12} + R_1 Q_8 + R_2 Q_{14} - \delta_{Z12}(t)) - R_1 b_{Z1}(Q_{11} - (x_{10} + \\ & x_{11})Q_{13} + R_1 Q_9 + R_2 Q_{15}) - R_1 b_{Z1}(-Q_{11} - (x_{12} - x_{11})Q_{13} + R_1 Q_9 + R_2 Q_{15}) + M_{ДБ} - \\ & 2F_{T11} R_1)/J_{X12} \\ & Q_{11} \\ & (c_E(Q_{10} - (x_{10} + x_9 + x_{11})Q_{12} - \delta_E(t)) + c_F(Q_{10} + (x_{12} + x_{13})Q_{12} - \delta_F(t)) - c_{Z1}(t)(-Q_{10} + \\ & (x_{10} + x_{11})Q_{12} + R_1 Q_8 + R_2 Q_{14} - \delta_{Z1}(t)) - c_{Z1}(t)(-Q_{10} - (x_{12} - x_{11})Q_{12} + R_1 Q_8 + R_2 Q_{14} - \\ & \delta_{Z12}(t)) - c_{Z2}(t)(-Q_{10} + x_{11}Q_{12} - \delta_{Z2}(t)) - b_E(Q_{11} - (x_9 + x_{10} + x_{11})Q_{13}) - b_F(Q_{11} + \\ & (x_{12} + x_{13} - x_{11})Q_{13}) - b_{Z1}(Q_{11} - (x_{10} + x_{11})Q_{13} + R_1 Q_9 + R_2 Q_{15}) + b_{Z1}(-Q_{11} - (x_{12} - \\ & x_{11})Q_{13} + R_1 Q_9 + R_2 Q_{15}) - b_{Z2}(Q_{11} - x_{11}Q_{13}) - 2F_{R22} + F_{R13})/m_3 \\ & Q_{13} \\ & (-(x_{10} + x_9 + x_{11})c_E(Q_{10} - (x_{10} + x_9 + x_{11})Q_{12} - \delta_E(t)) + (x_{12} + x_{13})c_F(Q_{10} + (x_{12} + \\ & x_{13})Q_{12} - \delta_F(t)) + (x_{10} + x_{11})c_{Z1}(t)(-Q_{10} + (x_{10} + x_{11})Q_{12} + R_1 Q_8 + R_2 Q_{14} - \delta_{Z1}(t)) - \\ & (x_{12} - x_{11})c_{Z1}(t)(-Q_{10} - (x_{12} - x_{11})Q_{12} + R_1 Q_8 + R_2 Q_{14} - \delta_{Z12}(t)) + x_{11}c_{Z2}(t)(-Q_{10} + \\ & x_{11}Q_{12} - \delta_{Z2}(t)) + (x_9 + x_{10} + x_{11})b_E(Q_{11} - (x_9 + x_{10} + x_{11})Q_{13}) - (x_{12} + x_{13} - \\ & x_{11})b_F(Q_{11} + (x_{12} + x_{13} - x_{11})Q_{13}) + (x_{10} + x_{11})b_{Z1}(Q_{11} - (x_{10} + x_{11})Q_{13} + R_1 Q_9 + \\ & R_2 Q_{15}) + (x_{12} - x_{11})b_{Z1}(-Q_{11} - (x_{12} - x_{11})Q_{13} + R_1 Q_9 + R_2 Q_{15}) + x_{11}b_{Z2}(Q_{11} - x_{11}Q_{13}) - \\ & 2F_{A22} R_2 + F_{R22}(x_{10} + x_{11}) - F_{R22}(x_{12} - x_{11}) - F_{R13} x_{11} + F_{A13} R_3)/J_{Y3} \\ & Q_{15} \\ & (R_2 c_{Z1}(t)(-Q_{10} + (x_{10} + x_{11})Q_{12} + R_1 Q_8 + R_2 Q_{14} - \delta_{Z1}(t)) + R_2 c_{Z1}(t)(-Q_{10} - (x_{12} - \\ & x_{11})Q_{12} + R_1 Q_8 + R_2 Q_{14} - \delta_{Z12}(t)) + R_3 c_{Z2}(t)(-Q_{16} - x_{16}Q_{18} + R_4 Q_{20} + R_3 Q_{14} - \delta_{Z2}(t)) - \\ & R_2 b_{Z1}(Q_{11} - (x_{10} + x_{11})Q_{13} + R_1 Q_9 + R_2 Q_{15}) - R_2 b_{Z1}(-Q_{11} - (x_{12} - x_{11})Q_{13} + R_1 Q_9 + \\ & R_2 Q_{15}) - R_3 b_{Z2}(-Q_{17} - x_{16}Q_{19} + R_3 Q_{15} + R_4 Q_{21}) + 2F_{T22} R_2 - F_{T13} R_3)/J_{X3} \\ & Q_{17} \\ & (c_G(Q_{16} - x_{14}Q_{18} - \delta_G(t)) + c_H(Q_{16} + (x_{16} + x_{17})Q_{18} - \delta_H(t)) - c_{Z3}(t)(-Q_{16} + x_{15}Q_{18} - \\ & \delta_{Z3}(t)) - c_{Z2}(t)(-Q_{16} - x_{16}Q_{18} + R_4 Q_{20} + R_3 Q_{14} - \delta_{Z2}(t)) - b_G(Q_{17} - x_{14}Q_{19}) - \\ & b_H(Q_{17} + (x_{16} + x_{17})Q_{19}) + b_{Z2}(-Q_{17} - x_{16}Q_{19} + R_3 Q_{15} + R_4 Q_{21}) - b_{Z3}(Q_{17} - x_{15}Q_{19}) + \\ & F_{R15} - F_{R24})/m_4 \\ & Q_{19} \end{aligned} \end{aligned}
 \end{aligned}
 \tag{2.22}$$

$$\begin{aligned}
& (-x_{14}c_G(Q_{16} - x_{14}Q_{18} - \delta_G(t)) + (x_{16} + x_{17})c_H(Q_{16} + (x_{16} + x_{17})Q_{18} - \delta_H(t)) + \\
& x_{15}c_{Z3}(t)(-Q_{16} + x_{15}Q_{18} - \delta_{Z3}(t)) - x_{16}c_{Z2}(t)(-Q_{16} - x_{16}Q_{18} + R_4Q_{20} + R_3Q_{14} - \delta_{Z2}(t)) + \\
& x_{14}b_G(Q_{17} - x_{14}Q_{19}) - (x_{16} + x_{17})b_H(Q_{17} + (x_{16} + x_{17})Q_{19}) + x_{16}b_{Z2}(-Q_{17} - x_{16}Q_{19} + \\
& R_3Q_{15} + R_4Q_{21}) + x_{15}b_{Z3}(Q_{17} - x_{15}Q_{19}) + F_{A24}R_4 - F_{A15}R_5 - F_{R15}x_{15} - F_{R24}x_{16})/J_{Y4} \\
& \quad Q_{21} \\
& (R_4c_{Z2}(t)(-Q_{16} - x_{16}Q_{18} + R_4Q_{20} + R_3Q_{14} - \delta_{Z2}(t)) + R_5c_{Z3}(t)(-Q_{22} - (x_{20} + x_{21})Q_{24} + \\
& R_5Q_{20} + R_6Q_{26} - \delta_{Z2}(t)) - R_4b_{Z2}(-Q_{17} - x_{16}Q_{19} + R_3Q_{15} + R_4Q_{21}) - R_5b_{Z3}(-Q_{23} - \\
& x_{20}Q_{25} + R_5Q_{21} + R_6Q_{27}) - F_{T15}R_5 + F_{T24}R_4)/J_{X4} \\
& \quad Q_{23} \\
& (c_K(Q_{22} - (x_{19} + x_{18})Q_{24} - \delta_K(t)) + c_I(Q_{22} + x_{22}Q_{24} - \delta_I(t)) - c_{Z3}(t)(-Q_{22} - \\
& (x_{20} + x_{21})Q_{24} + R_5Q_{20} + R_6Q_{26} - \delta_{Z2}(t)) - b_K(Q_{23} - (x_{18} + x_{19})Q_{25}) - b_I(Q_{23} + x_{22}Q_{25}) + \\
& b_{Z3}(-Q_{23} - x_{20}Q_{25} + R_5Q_{21} + R_6Q_{27}) - S - F_{R26})/m_5 \\
& \quad Q_{25} \\
& (-x_{19} + x_{18})c_K(Q_{22} - (x_{19} + x_{18})Q_{24} - \delta_K(t)) + x_{22}c_I(Q_{22} + x_{22}Q_{24} - \delta_I(t)) - \\
& (x_{20} + x_{21})c_{Z3}(t)(-Q_{22} - (x_{20} + x_{21})Q_{24} + R_5Q_{20} + R_6Q_{26} - \delta_{Z2}(t)) + (x_{18} + x_{19})b_K(Q_{23} - \\
& (x_{18} + x_{19})Q_{25}) - x_{22}b_I(Q_{23} + x_{22}Q_{25}) + x_{20}b_{Z3}(-Q_{23} - x_{20}Q_{25} + R_5Q_{21} + R_6Q_{27}) + \\
& \sin(\pi/6)x_{19}S - \sin(30)x_{20}S - F_{R26}(x_{20} + x_{21}) - F_{A26}R_6)/J_{Y5} \\
& \quad Q_{27} \\
& (R_6c_{Z3}(t)(-Q_{22} - (x_{20} + x_{21})Q_{24} + R_5Q_{20} + R_6Q_{26} - \delta_{Z2}(t)) - R_6b_{Z3}(-Q_{23} - x_{20}Q_{25} + \\
& R_5Q_{21} + R_6Q_{27}) + F_{T26}R_6 - 2 \cos(30)R_7S)/J_{X5}
\end{aligned}$$

Следующим этапом решения системы уравнений в среде Mathcad Prime являлось определение вектора начальных приближений (Q, формула 2.23). Поскольку начальные значения перемещений и углов поворота (начальных координат) зависят только от действующей на приводную группу статической нагрузки, они были определены путем составления системы статического равновесия. Значения начальных координат сведены в таблицу 2.2.

Таблица 2.2

№ n/n	Обобщенная координата	Начальное значение	Единица измерения	№ n/n	Обобщенная координата	Начальное значение	Единица измерения
1	q_1	$5,648 \cdot 10^{-5}$	м	15	\dot{q}_1	0	м/с
2	q_2	$-3,276 \cdot 10^{-5}$	рад	16	\dot{q}_2	0	рад/с
3	q_3	$4,391 \cdot 10^{-6}$	м	17	\dot{q}_3	0	м/с
4	q_4	$2,348 \cdot 10^{-5}$	рад	18	\dot{q}_4	0	рад/с
5	q_5	0	рад	19	\dot{q}_5	73,03	рад/с
6	q_6	$9,763 \cdot 10^{-6}$	м	20	\dot{q}_6	0	м/с
7	q_7	$-1,06 \cdot 10^{-5}$	рад	21	\dot{q}_7	0	рад/с
8	q_8	0	рад	22	\dot{q}_8	13,4	рад/с
9	q_9	$3,149 \cdot 10^{-6}$	м	23	\dot{q}_9	0	м/с
10	q_{10}	$-3,244 \cdot 10^{-5}$	рад	24	\dot{q}_{10}	0	рад/с
11	q_{11}	0	рад	25	\dot{q}_{11}	3,1	рад/с
12	q_{12}	$5,817 \cdot 10^{-6}$	м	26	\dot{q}_{12}	0	м/с
13	q_{13}	$1,574 \cdot 10^{-5}$	рад	27	\dot{q}_{13}	0	рад/с
14	q_{14}	0	рад	28	\dot{q}_{14}	0,95	рад/с

Затем, используя встроенную в Mathcad Prime функцию решения дифференциальных уравнений $Rkadapt$ и синтаксис этой функции (формула 2.23), происходило решение исходной системы уравнений.

$$Z = Rkadapt(Q, t_1, t_2, n, D) \quad (2.23)$$

- Где: Z – имя матрицы-решения исходной системы дифференциальных уравнений;
 Q – имя вектора начальных приближений;
 t_1, t_2 – граничные точки временного интервала, на котором ищется решение системы дифференциальных уравнений ($t_1 = 0$ с, t_2 - время пяти полных оборотов каждого вала);
 n – число точек, в которых ищется приближенное решение (число шагов интегрирования), $n = 1024$;
 D – имя вектора правых частей исходной системы уравнений, записанных в символьном виде.

В результате была получена матрица, являющаяся решением исходной системы дифференциальных уравнений, содержащая изменения обобщенных координат, скорость и ускорение этого изменения на временном интервале от t_1 до t_2 , которые были преобразованы в параметры колебаний валов в подшипниковых опорах.

Эталонная (опорная) динамическая модель приводной группы даже при отсутствии моделируемых дефектов обладает весьма заметной виброактивностью, поскольку в рассматриваемой системе приводной группы действуют периодически изменяющиеся по фазе жесткости в зацеплениях, а также приложенные к системе нагрузки, из-за которых по обобщенным координатам возникают перемещения. Ниже, для примера, приведены графики временной реализации колебаний в некоторых подшипниковых опорах (рисунок 2.4).

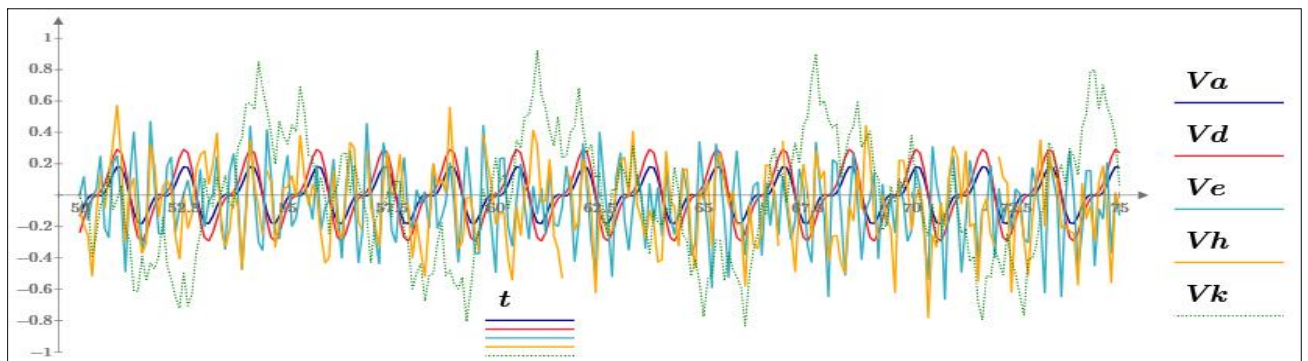


Рисунок 2.4. Временная реализация вибросигнала, исходящего от подшипниковых опор А, D, Е, Н, К

Для дальнейшего анализа результатов моделирования, с целью определения диагностических признаков дефектов ПГТЭ, необходимо убедиться в том, что полученная модель является устойчивой и адекватно отражающей изменения вибрационного сигнала. В данном случае для этого достаточно было определить фазовые траектории колебаний подшипниковых опор приводной группы (зависимость между виброскоростью и виброперемещением). Фазовые траектории колебаний в опорах А, D, E, H, K, представленные на рисунке 2.5, подтверждают устойчивость и сходимость результатов моделирования, проведя их анализ, можно прийти к выводу, что полученные колебания являются вынужденными, установившимися. Фазовые траектории построены для пяти оборотов каждого вала привода эскалатора при режиме установившегося движения (поэтому на многих фазовых траекториях отсутствует точка равновесия фазовой плоскости).

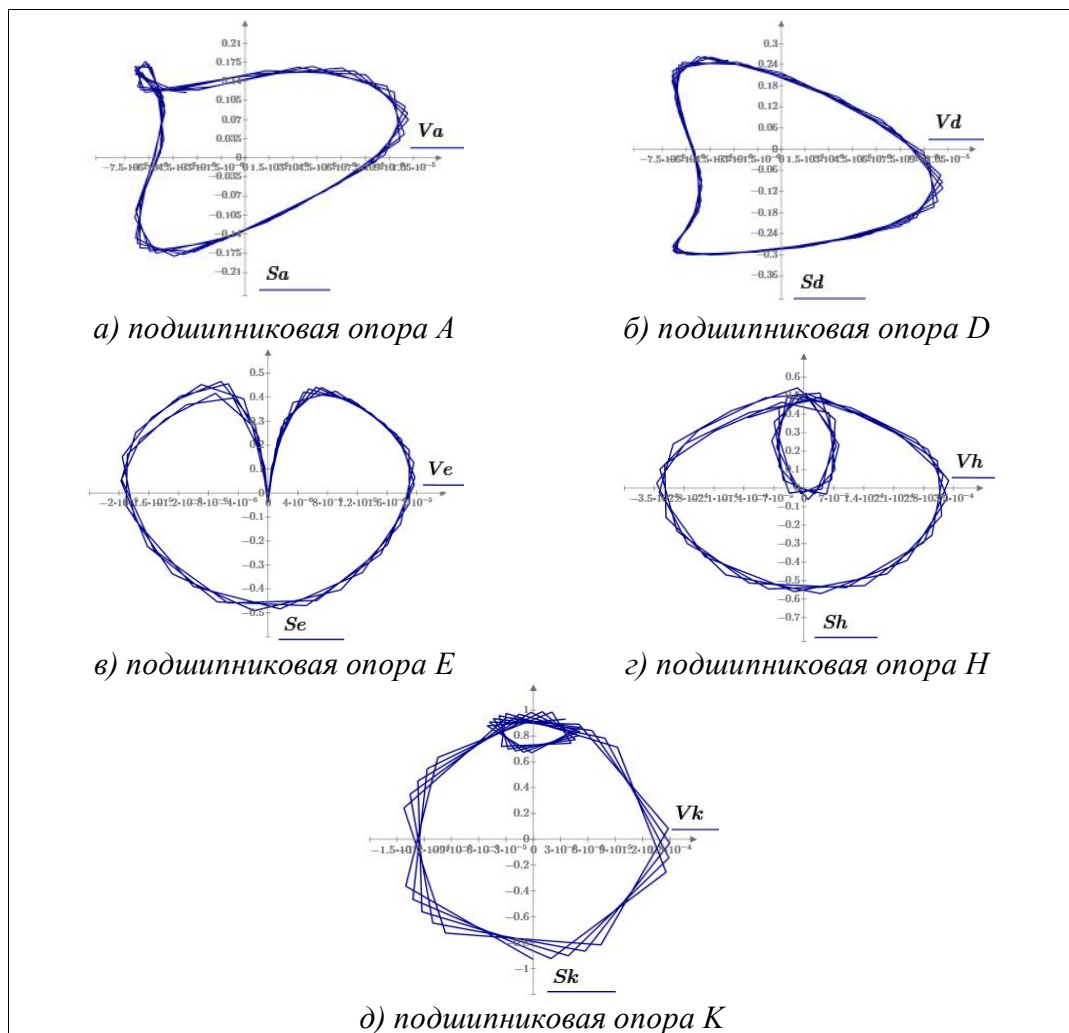


Рисунок 2.5. Фазовые портреты колебаний в опорах А, D, E, H, K

Как уже было отмечено в разделе 1.2, временная реализация вибросигнала трудно применима для оценки технического состояния объекта контроля, поэтому необходимо перейти к спектральному составу вибросигнала по его частотным составляющим. Для этого в среде Mathcad Prime был применен алгоритм, называемый быстрым преобразованием Фурье (БПФ) [83], реализованный за счет функции $\text{fft}(v)$, возвращающей дискретное преобразование Фурье вещественнозначного вектора V . Элементы вектора V , возвращаемого fft , вычисляются по формуле 2.24.

$$C_j = \frac{1}{\sqrt{n}} \sum_{k=0}^{n-1} v_k e^{2\pi i \left(\frac{j}{n}\right)k} \quad (2.24)$$

Где: n – число элементов вектора V , $n = 1024$;
 i – мнимая единица;
 k – индекс суммирования;
 j – номер гармоники (от 0 до $n/2$).

Элементы вектора V возвращенного функцией $\text{fft}(V)$, соответствуют различным частотам. Чтобы восстановить фактическую частоту, необходимо знать частоту измерения исходного сигнала f_s , тогда элементы вектора V соответствуют следующим частотам:

$$f_j = \frac{j}{n} f_s \quad (2.25)$$

Таким образом, были получены амплитудно-частотные спектры от временных реализаций вибрационного сигнала. Ниже приведены опорные (бездефектные) спектры сигнала вибрации от подшипниковых опор А, D, Е, Н, К (рисунок 2.6).

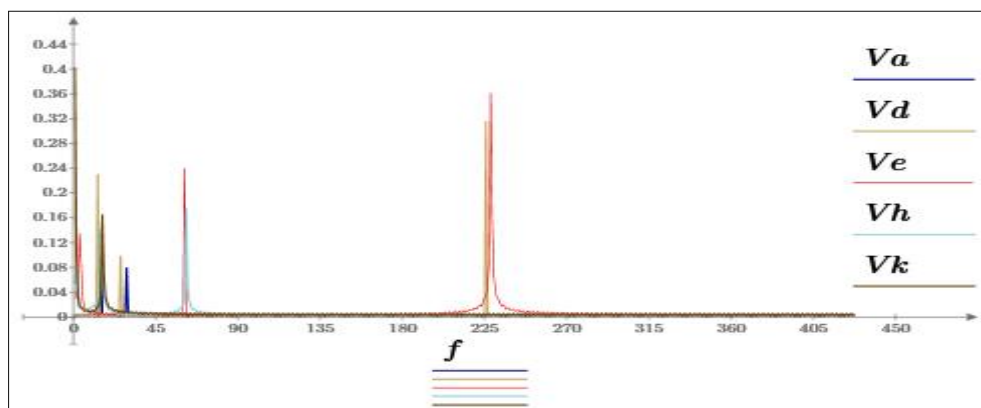


Рисунок 2.6. Опорные спектры сигнала вибрации от подшипниковых опор А, D, Е, Н, К

2.4 Частотная модель возможных дефектов элементов приводной группы

Для анализа спектральных составляющих вибрационного сигнала, полученных в результате моделирования, а также полученных экспериментально, необходима точная идентификация вибросоставляющих (гармоник) исходного сигнала. Основным идентифицирующим параметром является частота вращения, от которой возникает искомая гармоника, в соответствии с этим необходимо иметь представление о частотах вращения элементов объекта контроля, соответственно о частотах проявления возможных дефектов этих элементов [116]. С этой целью очень важно проведение кинематического анализа ПГТЭ.

Кинематический анализ приводной группы заключается в исследовании движения звеньев механизма независимо от сил, вызывающих это движение [61]. Одной из задач, решение которых предусматривается кинематическим анализом механизмов, является определение скоростей, угловых скоростей, а следовательно и частот вращения звеньев, образующих механизм [76]. Для этого для механизма привода тоннельного эскалатора предлагается применить метод частотного моделирования, основанный на разложении сложного полигармонического колебания на простые гармоники, частота которых коррелирована с частотой проявления дефектов элементов приводной группы [93], в целях определения частот вращения всех подвижных элементов.

Частотное моделирование, как и динамическое моделирование ПГТЭ, проводилось для эскалатора типа ЭТ-2(М). Кинематическая схема привода эскалатора ЭТ-2(М) представлена в подразделе 2.2, рисунок 2.1, спецификация элементов привода приведена в таблице 2.1, кинематические параметры элементов привода приведены в таблице 2.3.

Все частоты вращения (частоты вращения валов, подшипниковые частоты, зубчатые частоты) определены с учетом привязки к скорости движения лестничного полотна, как одного из основных параметров, характеризующих процесс работы эскалатора, определяемых на эскалаторах Петербургского метрополитена, и сведены в таблицы 2.4 (для валов), 2.5 (для подшипников качения), 2.6 (для зубчатых зацеплений), при расчете частот использовались формулы 2.26, 2.27, 2.28.

Подшипники							
Место установки	Номер	Число тел качения (z_{rol})	Диаметр тел качения, мм (d_{rol})	Диаметр сепаратора, мм (d_{cg})	Угол контакта тел и дорожек качения (α)	Модуль упругости, ГПа (E)	Удельная плотность шариков, кг/м ³ (ρ)
Ротор ЭД	42624	13	36	164,5	0	211	7812
Быстроходный вал	42624	13	36	164,5	0	211	7812
Промежуточный вал	3624	28	38	190	3	211	7812
Тихоходный вал	3634	32	46	265	7	211	7812
Главный вал	3003160	56	36	380	7	211	7812
Зубчатые зацепления							
Вал	Элемент	Число зубьев	Передаточное отношение		Угол наклона зубьев, °		
Быстроходный вал	Шестерня	24 (z_{11})	4,4 (u_1)		35		
Промежуточный вал	Колесо	106 (z_{12})			35		
Промежуточный вал	Шестерня	27 (z_{21})	4,3 (u_2)		6		
Тихоходный вал	Колесо	116 (z_{22})			6		
Тихоходный вал	Шестерня	22 (z_{31})	3,3 (u_3)		8		
Главный вал	Колесо	72 (z_{32})			8		
Лестничное полотно эскалатора							
Вал	Элемент	Делительный диаметр, м		Скорость движения, м/с			
Главный вал	Тяговая звездочка	1,58 (d_E)		0,75 ($V_{лп}$)			

$$\omega_i = 2\pi f_i \quad (2.26)$$

Где: ω_i – угловая скорость i -ого элемента;
 f_i – частота вращения i -ого элемента.

$$V_i = 0.5\omega_i d_i \quad (2.27)$$

Где: V_i – окружная скорость i -ого элемента на расстоянии $0.5 \cdot d_i$ от центра;
 d_i – диаметр i -ого элемента.

$$u_{ij} = \frac{z_j}{z_i} = \frac{f_i}{f_j} \quad (2.28)$$

Где: u_{ij} – передаточное отношение зубчатой передачи;
 i – ведущая шестерня;
 j – ведомое зубчатое колесо.

Частота	Расчетная формула	Значение, Гц
Валы		
Частота вращения главного вала	$f_{ГВ} = V_{ЛП} / (d_E \pi)$	$f_{ГВ} = 0,2 \cdot V_{ЛП}$
Частота вращения тихоходного вала	$f_{ТВ} = V_{ЛП} u_3 / (d_E \pi)$	$f_{ТВ} = 0,66 \cdot V_{ЛП}$
Частота вращения промежуточного вала	$f_{ПВ} = V_{ЛП} u_3 u_2 / (d_E \pi)$	$f_{ПВ} = 2,84 \cdot V_{ЛП}$
Частота вращения быстроходного вала и частота вращения ротора ЭД	$f_{БВ} = V_{ЛП} u_3 u_2 u_1 / (d_E \pi)$	$f_{БВ} = 12,5 \cdot V_{ЛП}$

Частоты подшипников качения определены по формулам 2.29-2.36 [136].

$$f_{c g i} = 0,5 f_{r j} \left(1 - \frac{d_{r o l i}}{d_{c g i}} \cos \alpha_i\right) \quad (2.29)$$

Где: i – наименование подшипника;
 j – наименование вала;
 $f_{c g i}$ – частота вращения i -ого сепаратора;
 $f_{r j}$ – частота вращения j -ого вала.

$$f_{0 i} = 0,5 f_{r j} z_{r o l i} \left(1 - \frac{d_{r o l i}}{d_{c g i}} \cos \alpha_i\right) \quad (2.30)$$

Где: $f_{0 i}$ – частота перекачивания тел качения по наружному кольцу i -того подшипника.

$$f_{i i} = 0,5 f_{r j} z_{r o l i} \left(1 + \frac{d_{r o l i}}{d_{c g i}} \cos \alpha_i\right) \quad (2.31)$$

Где: $f_{i i}$ – частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу i -того подшипника.

$$f_{r o l i} = 0,5 f_{r j} \frac{d_{c g i}}{d_{r o l i}} \left(1 - \left(\frac{d_{r o l i}}{d_{c g i}}\right)^2 (\cos \alpha_i)^2\right) \quad (2.32)$$

Где: $f_{r o l i}$ – частота вращения тел качения i -того подшипника.

$$f_{f r o l i} = 2 f_{r j} \left(\frac{d_{c g i} - d_{r o l i}}{d_{r o l i}}\right) \left(\frac{d_{c g i} + d_{r o l i}}{d_{r o l i}}\right) \quad (2.33)$$

Где: $f_{f r o l i}$ – частота возбуждения при дефекте формы тел качения i -того подшипника.

$$f_{f i i} = 0,5 f_{r j} z_{r o l i} \left(\frac{d_{c g i} + d_{r o l i}}{d_{c g i}}\right) \quad (2.34)$$

Где: $f_{f i i}$ – частота возбуждения при изменении формы внутренней дорожки i -того подшипника.

$$f_{f 0 i} = 0,5 f_{r j} z_{r o l i} \left(\frac{d_{c g i} - d_{r o l i}}{d_{c g i}}\right) \quad (2.35)$$

Где: $f_{f 0 i}$ – частота возбуждения при изменении формы внешней дорожки i -того подшипника.

$$f_{r r o l i} = \frac{0,848 E_i}{d_{r o l i} \rho_i} \quad (2.36)$$

Где: $f_{r r o l i}$ – резонансная частота тел качения i -того подшипника.

Таблица 2.5

Частота	Значение, Гц			
	(подшипники № 42624)	(подшипники № 3624)	(подшипники № 3634)	(подшипники № 3003160)
f_{cgi}	$0,2 \cdot V_{лп}$	$0,88 \cdot V_{лп}$	$3,66 \cdot V_{лп}$	$11,04 \cdot V_{лп}$
f_{0i}	$63,47 \cdot V_{лп}$	$31,82 \cdot V_{лп}$	$8,74 \cdot V_{лп}$	$5,07 \cdot V_{лп}$
f_{ii}	$99,03 \cdot V_{лп}$	$47,7 \cdot V_{лп}$	$12,38 \cdot V_{лп}$	$6,13 \cdot V_{лп}$
f_{roli}	$27,19 \cdot V_{лп}$	$6,82 \cdot V_{лп}$	$1,84 \cdot V_{лп}$	$1,05 \cdot V_{лп}$
f_{froi}	$248,5 \cdot V_{лп}$	$68,16 \cdot V_{лп}$	$21,24 \cdot V_{лп}$	$22,08 \cdot V_{лп}$
f_{fi}	$99,03 \cdot V_{лп}$	$47,71 \cdot V_{лп}$	$12,39 \cdot V_{лп}$	$6,13 \cdot V_{лп}$
f_{foi}	$63,47 \cdot V_{лп}$	$31,81 \cdot V_{лп}$	$8,73 \cdot V_{лп}$	$5,07 \cdot V_{лп}$
f_{rroli}	$848,31 \cdot V_{лп}$	$803,66 \cdot V_{лп}$	$663,89 \cdot V_{лп}$	$848,31 \cdot V_{лп}$

Частоты вращения сопряженных зубчатых колес и зубцовые частоты зубчатых зацеплений (зубцовые частоты определены по формуле 2.33 [136]) сведены в таблицу 2.6.

$$f_{zi} = z_j f_{rj} = z_k f_{rk} \quad (2.37)$$

Где: f_{zi} – зубцовая частота i -ой зубчатой передачи;
 $f_{rj,k}$ – частота вращения j -ого (k -ого) зубчатого колеса (вала, на котором установлено зубчатое колесо);
 $z_{j,k}$ – число зубьев j -ого (k -ого) зубчатого колеса.

Таблица 2.6

Частота	Значение, Гц					
	Шестерни быстходного вала	Колеса промежуточного вала	Шестерня промежуточного вала	Колесо тихоходного вала	Шестерня тихоходного вала	Колесо главного вала
f_r	$12,5V_{лп}$	$2,84V_{лп}$	$2,84V_{лп}$	$0,66V_{лп}$	$0,66V_{лп}$	$0,2V_{лп}$
f_z	$300V_{лп}$		$76,68V_{лп}$		$14,52V_{лп}$	

Таким образом, таблицы 2.4, 2.5, 2.6 образуют частотную модель приводной группы с привязкой к скорости движения лестничного полотна тоннельного эскалатора. В случае возникновения дефекта одного из элементов механизма привода, вибросигнал будет содержать гармонику с частотой, равной или кратной частоте вращения этого элемента, определяемой при использовании частотной модели.

На основе полученной модели в интегрированной среде разработки Microsoft Visual Studio на языке программирования Visual Basic for Applications была разработана «Программа расчета частот вращающихся элементов в редукторах моделей Т00167(м), Т00168(м), установленных на тоннельных эскалаторах», зарегистрированная в Федеральной службе по интеллектуальной собственности (свидетельство № 2015619973 от 18.09.2015). Программа позволяет выбрать типораз-

мер установленных на валах редуктора подшипников, указать характеристики зубчатых зацеплений и, в итоге, в зависимости от указанных входных параметров, получить значения частот вращающихся элементов редуктора. Программа также позволяет отправлять полученные частоты в отчет, созданный в MS Excel, и необходимый для дальнейшего проведения прямого спектрального виброанализа валов редуктора.

2.5 Диагностические признаки дефектов приводных групп

Моделирование дефектов элементов приводной группы с целью формирования их диагностических признаков выполняется путем задания законов изменения биений в упруго-диссипативных элементах. В качестве возможных дефектов рассматриваются дефекты, указанные в разделе 1.5. Для успешного формулирования указанных законов необходимо иметь представление о сущности дефектов и об условиях, при которых они возникают, кроме этого необходимо знать значения максимально возможных биений при моделируемых дефектах, а также частоты их возникновения (раздел 2.4).

Формирование диагностических признаков достигается путем сравнения опорных («бездефектных») спектров вибрационного сигнала (рис. 2.6), снятых с различных подшипниковых опор, со спектрами вибрационного сигнала при заданных дефектах.

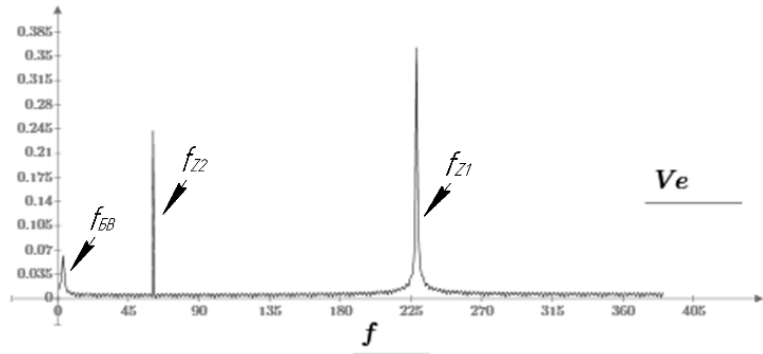
Установлено, что наиболее информационно-емкими подшипниковыми опорами (опорами, на которых достигается наиболее сильный и четкий сигнал вибрации), являются подшипниковые опоры, лежащие на наименьшем расстоянии от моделируемого дефекта по причине наименьшей диссипации энергии, исходящей от места возбуждения. В соответствии с этим и происходил выбор подшипниковых опор для измерения временной реализации вибрационного сигнала с последующим построением её спектра.

Рассмотрим ряд наиболее характерных дефектов согласно разделу 1.5.

Ниже представлен опорный спектр (рис. 2.7), который является признаком дефектов – радиальные биения вала, перекос вала. Поскольку, как говорилось в

разделе 2.3, в бездефектном состоянии к системе приложены различные нагрузки, которые возмущают перемещения по обобщенным координатам (таблица 2.7).

Таблица 2.7

Тип дефекта	Радиальные биения вала, перекос вала
Элемент приводной группы	Промежуточный вал редуктора
Частота проявления дефекта	Частота вращения вала $f_{ПВ} = 2,84 \cdot V_{ЛП} = 2,13$ Гц (в данном случае $V_{ЛП} = 0,75$ м/с)
Спектр вибрационного сигнала	 <p>Рисунок 2.7. Спектр вибрации от подшипниковой опоры E</p>
Диагностические признаки	На спектре наблюдается наличие оборотных гармоник частоты вращения вала ($f_{БВ}$), а также гармоник частот зубозацепления (f_{Z1} , f_{Z2})

Для дальнейшего моделирования возможных дефектов элементов приводной группы (зубчатых зацеплений, подшипников качения) очень важно сформулировать закон изменения биений, главным образом зависящий от типа моделируемого дефекта. Рассматривая приведенные в разделе 1.5 дефекты, можно прийти к выводу, что применительно к приводной группе возможны три вида законов биений, описываемых простейшей гармонической функцией (формула 2.38), линейной функцией (формула 2.39) и периодической несимметричной прямоугольной функцией.

$$\delta_i(t) = \delta_i \sin(2\pi f_i t) \quad (2.38)$$

Где: $\delta_i t$ – синусоидальная функция изменения биения в i -ом упруго-диссипативном элементе;

δ_i – амплитуда изменения функции;

f_i – частота изменения функции, частота возбуждения дефекта.

$$\delta_i(t) = kt + \delta_i \quad (2.39)$$

Где: $\delta_i t$ – линейная функция изменения биения в i -ом упруго-диссипативном элементе;

k – угловой коэффициент функции;

δ_i – показатель ординаты функции, точки пересечения с осью ординат.

Сложность представляет задание периодической несимметричной прямоугольной функции. Для её реализации использовался оператор «if» («если») среды MathCad (формула 2.40).

$$\delta_i(t) := \begin{cases} \delta_i & \text{if } f(t) \geq x \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (2.40)$$

Где: $f(t)$ – синусоидальная функция с нулевой начальной фазой и частотой, равной частоте вращений вала (формула 2.40);
 δ_i – значение ординаты функции в ее положительной части;
 x – переменная.

Использование синусоидальной функции $f(t)$ позволяет добиться периодичности искомой прямоугольной функции.

$$f(t) = \sin(2\pi f_i t) \quad (2.41)$$

Где: f_i – частота изменения функции, частота вращения вала, на элементе которого моделируется i -ый дефект.

Для изменения положительной части искомой функции используется переменная x . Переменная x задает, какую часть от периода функции $f(t)$ составляет время действия моделируемого дефекта.

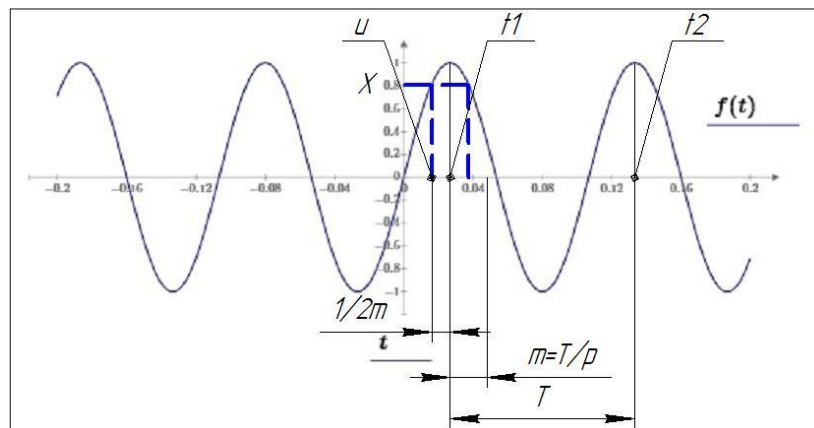


Рисунок 2.8. Функция $f(t)$

Где: T – период функции $f(t)$ (формула 2.42);
 m – часть периода функции, составляющая время действия моделируемого дефекта;
 t_1, t_2 – значения абсцисс двух первых максимумов функции $f(t)$ от точки $(0;0)$ (формулы 2.43, 2.44);
 x – значение абсциссы функции $f(t)$, лежащее от первого макси-

муна $t1$ на расстоянии $\frac{1}{2}m$ (формула 2.45);;

x – значение ординаты функции $f(t)$ при $t = u$ (формула 2.46);

$$T = 1 / f_i \quad (2.42)$$

$$t1 = \frac{\pi}{2} f_i \quad (2.43)$$

$$t2 = \left(\frac{\pi}{2} + 2\pi\right) f_i \quad (2.44)$$

$$u = t1 - (t2 - t1) / (2 \cdot p) \quad (2.45)$$

$$x = \sin (T \cdot u) \quad (2.46)$$

Таким образом, получаем прямоугольную периодическую несимметричную функцию $\delta_i(t)$ (рисунок 2.9).

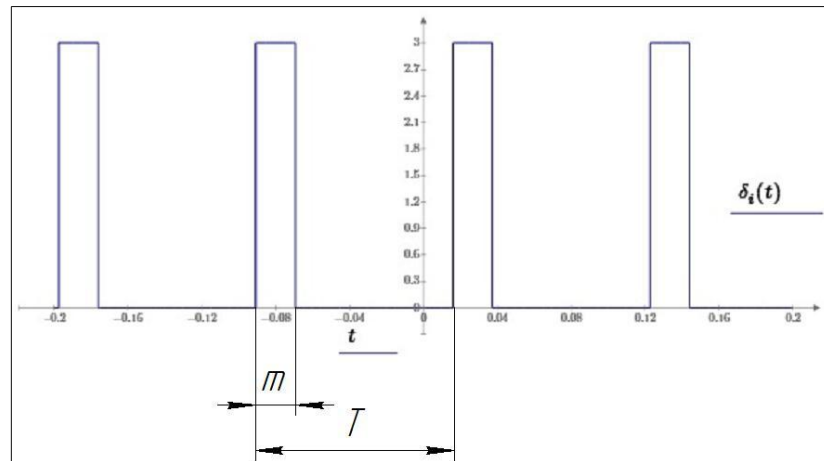


Рисунок 2.9. Прямоугольная периодическая несимметричная функция $\delta_i(t)$

Переменной δ_i , входящей в формулу 2.40, можно присваивать значения периодической функции, тем самым получая вогнутые или выпуклые площадки прямоугольной периодической несимметричной функции $\delta_i(t)$.

1) Диагностические признаки дефектов зубчатых зацеплений

Поскольку в приводной группе тоннельного эскалатора ЭТ-2(М), выбранного в разделе 2.2 для разработки математической модели, присутствует достаточно большое количество зубчатых зацеплений, схожих по своим конструктивным признакам, формирование диагностических признаков дефектов зубчатых зацеплений будет происходить на примере быстроходного, промежуточного и тихоходного валов редуктора, установленных в подшипниковых опорах С, D, E, F, G, H. Моделируемые дефекты и их диагностические признаки приведены ниже.

– Абразивный износ зубьев

Элемент приводной группы: шестерня промежуточного вала.

Закон изменения биения в зубчатом зацеплении: $\delta_{z24}(t) = \delta_{z24} \sin (2\pi z_4 f_{TB} t)$.

Максимальная амплитуда биения в зубчатом зацеплении: для эскалаторов типа ЭТ-2(М) равна предельно-допустимому износу толщины зуба, $\delta_{z23} = 1,5$ мм [105].

Частота проявления дефекта: частота зубозацепления $f_{z2} = 76,68 \cdot V_{лп} = 57,5$ Гц (в данном случае $V_{лп} = 0,75$ м/с).

Вибрационный сигнал: рисунок 2.10.

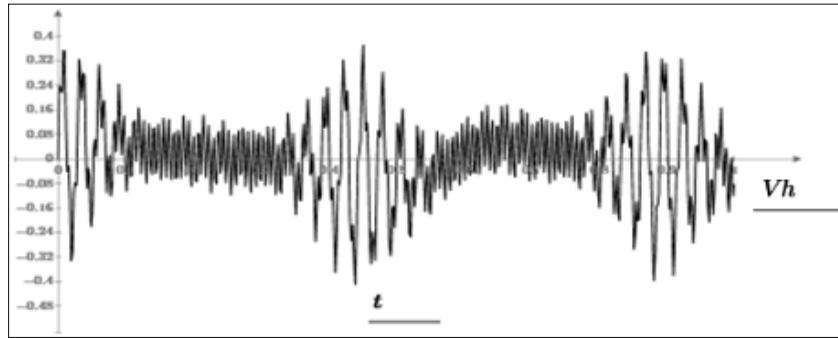


Рисунок 2.10 (а). Временная реализация сигнала от подшипниковой опоры Н

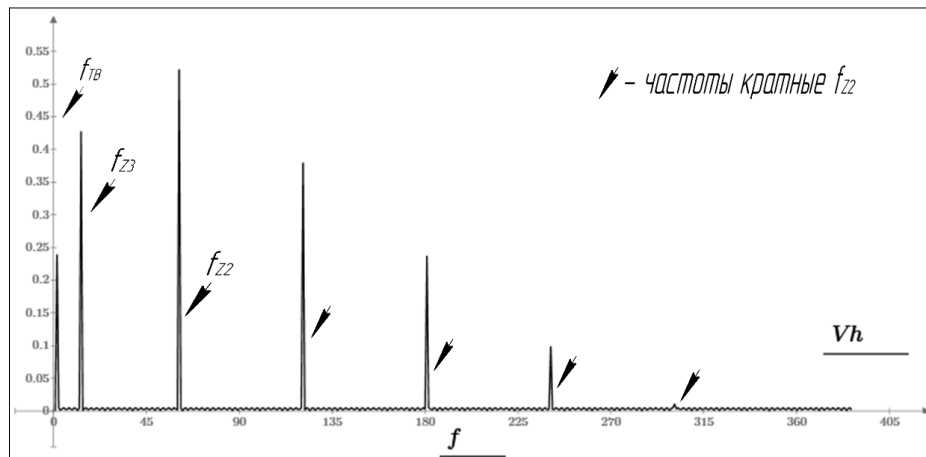


Рисунок 2.10 (б). Спектр вибрации от подшипниковой опоры Н

Диагностические признаки: при моделировании приведенного дефекта наблюдается значительное увеличение амплитуды гармоники на частоте зубозацепления (f_{z2}), а также появление на всем частотном диапазоне составляющих кратных этой гармонике ($n \cdot f_{z2}$, где $n \in (1..5)$).

– **Разрушение зуба колеса**

Элемент приводной группы: колесо промежуточного вала.

Закон изменения биения в зубчатом зацеплении: прямоугольная периодическая несимметричная функция с максимальной амплитудой положительной части δ_{z122} .

Максимальная амплитуда биения в зубчатом зацеплении: предельно-допустимый износ толщины зуба составляет 3,5 мм, для моделирования разрушения зуба примем изменение толщины зуба $\delta_{z122} = 10$ мм [105].

Частота проявления дефекта: частота вращения тихоходного вала $f_{ПВ} = 2,84 \cdot V_{ЛП} = 2,13$ Гц (в данном случае $V_{ЛП} = 0,75$ м/с).

Вибрационный сигнал: рисунок 2.11.

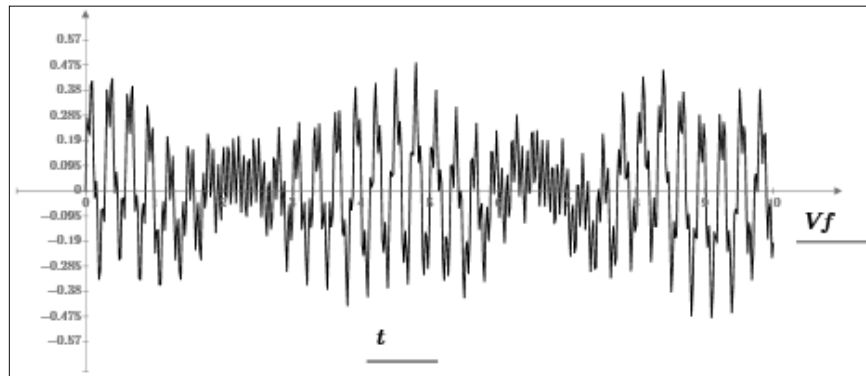


Рисунок 2.11 (а). Временная реализация сигнала от подшипниковой опоры F

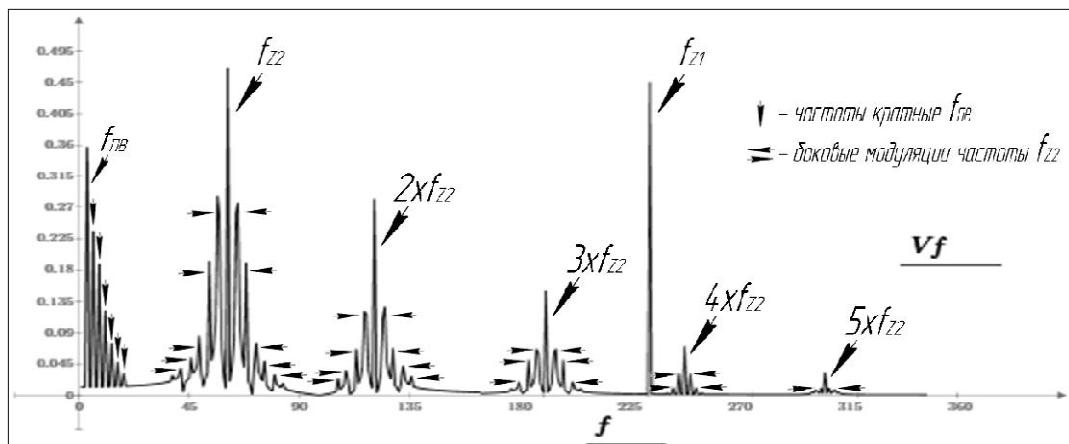


Рисунок 2.11 (б). Спектр вибрации от подшипниковой опоры F

Диагностические признаки: моделируемый дефект проявляется в виде увеличения амплитуды гармоники на частоте пересопряжения зубьев (f_{z2}), появление вокруг неё боковых частотных составляющих с шагом в частоту вращения промежуточного вала, а также кратных гармоник ($k \cdot f_{z2} \pm n \cdot f_{ПВ}$, где $k \in (1 \dots 5)$, $n \in (1 \dots 4)$), кроме этого наблюдается увеличение гармоники вращения промежуточного вала ($f_{ПВ}$) и появление от нее кратных частотных составляющих ($l \cdot f_{ПВ}$, где $l \in (1 \dots 7)$).

– Питтинг зуба шестерни

Элемент приводной группы: шестерня промежуточного вала.

Закон изменения биения в зубчатом зацеплении: прямоугольная периодическая несимметричная функция с максимальной амплитудой положительной части δ_{z23} .

Максимальная амплитуда биения в зубчатом зацеплении: для эскалаторов типа ЭТ-2(М) равна предельно-допустимому питтингу зубьев $\delta_{z23} = 0,5$ мм [105].

Частота проявления дефекта: частота вращения промежуточного вала $f_{пв} = 2,84 \cdot V_{лп} = 2,13$ Гц (в данном случае $V_{лп} = 0,75$ м/с).

Вибрационный сигнал: рисунок 2.12.

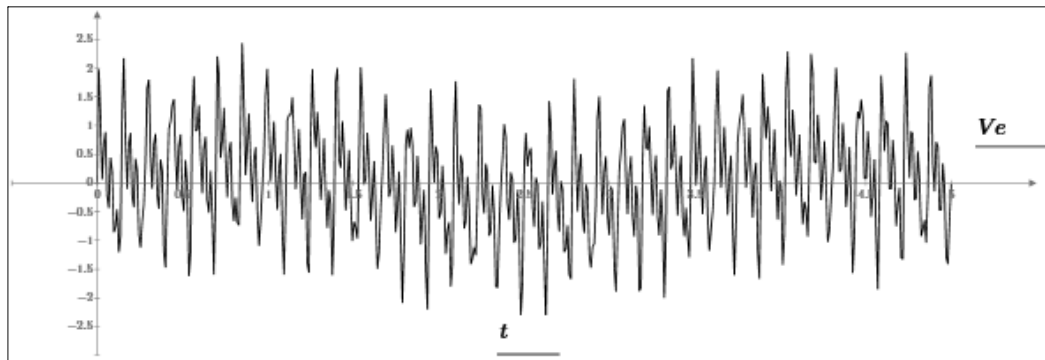


Рисунок 2.12 (а). Временная реализация сигнала от подшипниковой опоры E

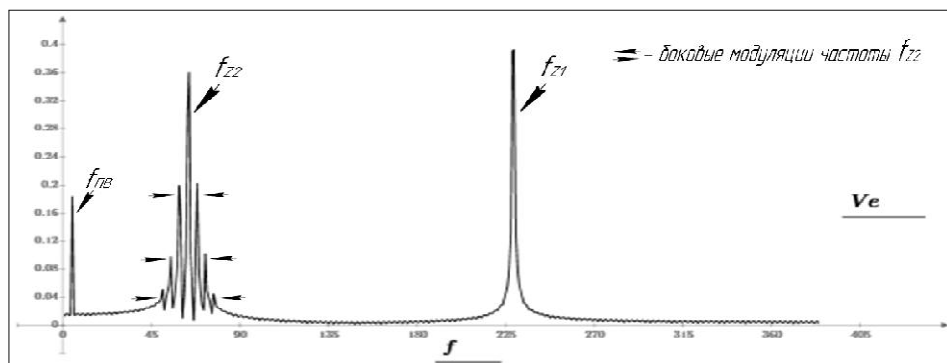


Рисунок 2.12 (б). Спектр вибрации от подшипниковой опоры E

Диагностические признаки: основным признаком является увеличение амплитуды гармоники на частоте зубозацепления (f_{z2}) и на оборотной частоте вала ($f_{пв}$), кроме этого вокруг гармоники на частоте зубозацепления (f_{z2}), наблюдается появление боковых составляющих, сдвинутых от основной гармоники на интервал, равный оборотной частоте вращения промежуточного вала ($f_{z2} \pm n \cdot f_{пв}$, где $n \in (1 \dots 3)$).

– **Боковой зазор зубчатой передачи**

Элемент приводной группы: зацепление, соединяющее быстроходный вал с промежуточным валом редуктора.

Закон изменения биения в зубчатом зацеплении: $\delta_{z12}(t) = \delta_{z12} \sin(2\pi f_{\text{БВ}} t)$.

Максимальная амплитуда биения в зубчатом зацеплении: согласно ГОСТ 1643-81, устанавливающего степень точности для зубчатых цилиндрических зацеплений, максимальный допустимый боковой зазор для рассматриваемого зубчатого зацепления со степенью точности 8-А равен 0,8 мм, в качестве дефекта примем $\delta_{z3} = 8 \text{ мм}$ [33].

Частота проявления дефекта: частота вращения быстроходного вала, $f_{\text{БВ}} = 14,52 \cdot V_{\text{ЛП}} = 10,89 \text{ Гц}$ (в данном случае $V_{\text{ЛП}} = 0,75 \text{ м/с}$).

Вибрационный сигнал: рисунок 2.13.

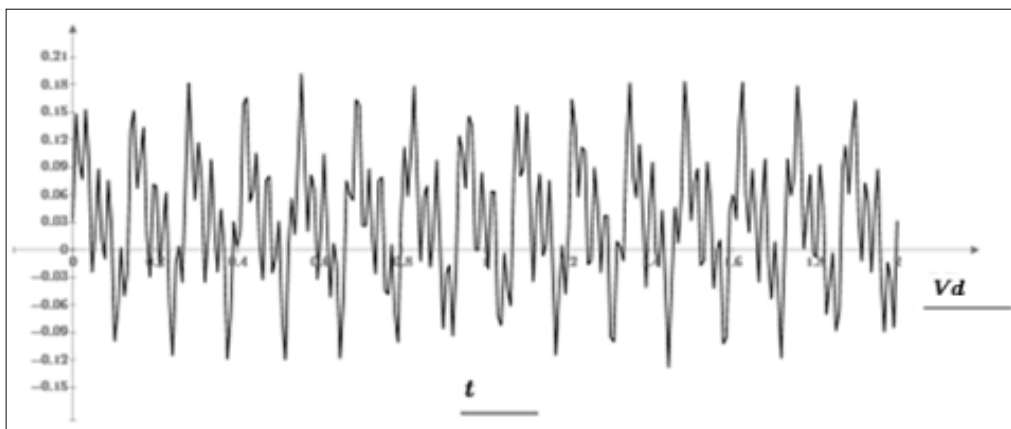


Рисунок 2.13 (а). Временная реализация сигнала от подшипниковой опоры G

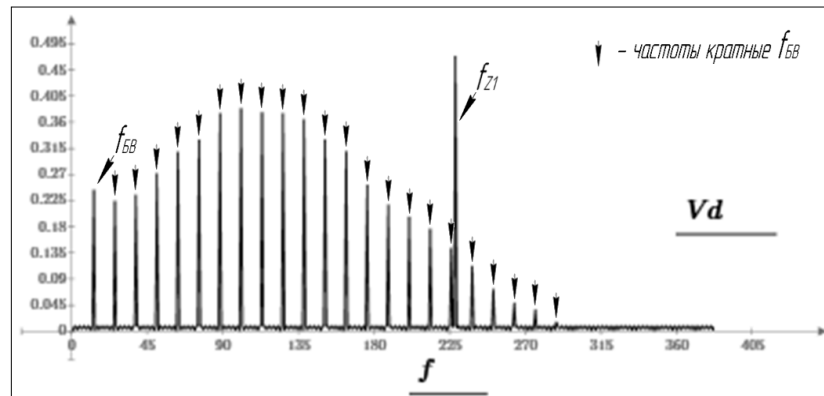


Рисунок 2.13 (б). Спектр вибрации от подшипниковой опоры G

Диагностические признаки: моделируемый дефект проявляется в виде возрастающей амплитуды гармоники с частотой зубозацепления (f_{z1}) и частоте вращения быстроходного вала ($f_{\text{БВ}}$), кроме того, на спектре виброакустического сигнала наблюдается возрастающий натуральный ряд гармоник, кратных частоте вращения быстроходного вала ($n \cdot f_{\text{БВ}}$, где $n \in (1 \dots 20)$).

2) Диагностические признаки дефектов подшипников качения

– Износ наружного кольца подшипника

Элемент приводной группы: подшипниковая опора А главного электродвигателя.

Закон изменения биения в подшипнике качения: прямоугольная периодическая несимметричная функция с максимальной амплитудой положительной части δ_A (является периодической функцией, за счет чего площадка прямоугольной функции является вогнутой).

Максимальная амплитуда биения в подшипнике качения: согласно ГОСТ 520-2011, устанавливающего технические условия эксплуатации подшипников качения, максимальное допустимое радиальное биение для наружного кольца подшипника с наружным диаметром от 215 до 350 равно 0,06 мм, в качестве дефекта примем $\delta_A = 0,06$ мм [37].

Частота проявления дефекта: частота перекатывания тел качения по наружному кольцу $f_{oi} = 63,47 \cdot V_{лп} = 47,6$ Гц (в данном случае $V_{лп} = 0,75$ м/с).

Вибрационный сигнал: рисунок 2.14.

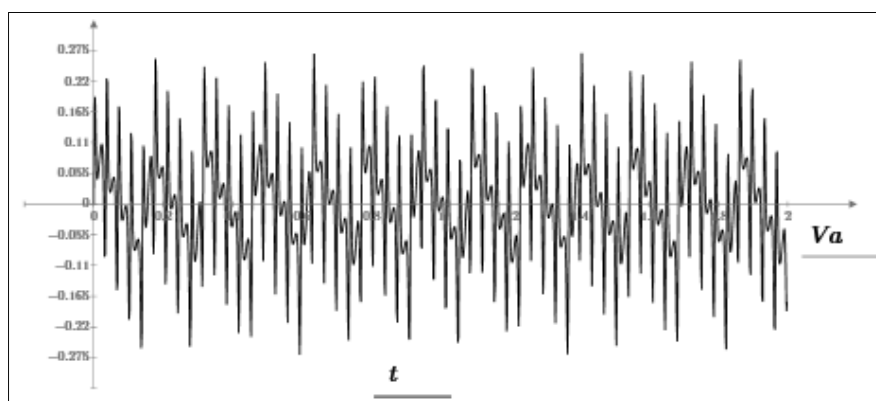


Рисунок 2.14 (а). Временная реализация сигнала от подшипниковой опоры А

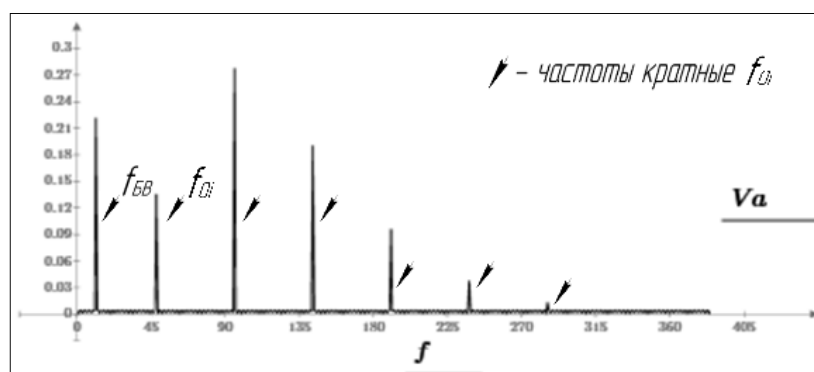


Рисунок 2.14 (б). Спектр вибрации от подшипниковой опоры А

Диагностические признаки: при моделировании приведенного дефекта на спектре виброакустического сигнала появляются гармоники вибрации различных амплитуд на частотах, кратных частоте перекачивания тел качения по наружному кольцу подшипника качения ($n \cdot f_{oi}$, где $n \in (1 \dots 6)$), причем вторая гармоника обладает максимальной амплитудой.

– **Износ внутреннего кольца подшипниковой опоры**

Элемент приводной группы: подшипниковая опора В главного электродвигателя.

Закон изменения биения в подшипнике качения: прямоугольная периодическая несимметричная функция с максимальной амплитудой δ_B (является периодической функцией, за счет чего площадка прямоугольной функции является вогнутой).

Максимальная амплитуда биения в подшипнике качения: согласно ГОСТ 520-2011, устанавливающего технические условия эксплуатации подшипников качения, максимальное допустимое радиальное биение для внутреннего кольца подшипника с наружным диаметром от 215 до 350 равно 0,05 мм, в качестве дефекта примем $\delta_B = 0,05$ мм [37].

Частота проявления дефекта: частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу $f_{ii} = 99,03 \cdot V_{лп} = 74,3$ Гц (в данном случае $V_{лп} = 0,75$ м/с).

Вибрационный сигнал: рисунок 2.15.

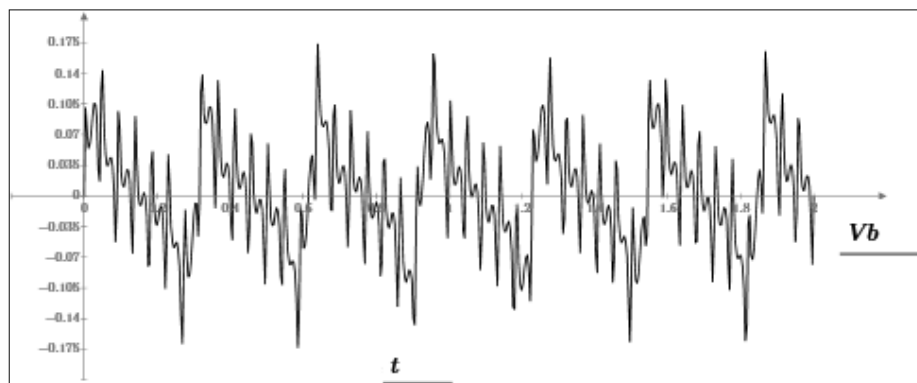


Рисунок 2.15 (а). Временная реализация сигнала от подшипниковой опоры В

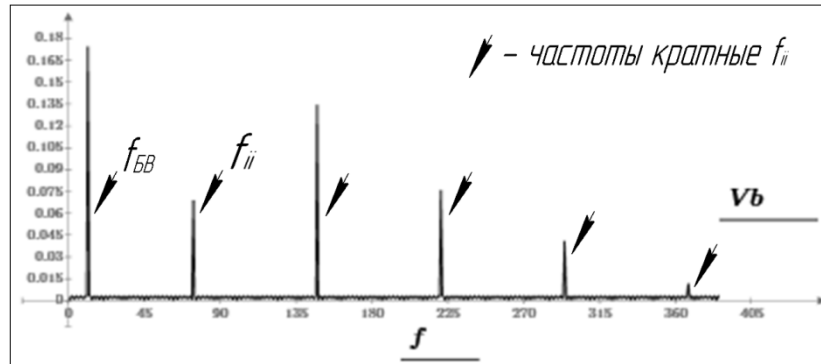


Рисунок 2.15 (б). Спектр вибрации от подшипниковой опоры В

Диагностические признаки: при моделировании приведенного дефекта на спектре виброакустического сигнала появляются гармоники вибрации различных амплитуд на частотах, кратных частоте перекачивания тел качения по внутреннему кольцу подшипника качения ($n \cdot f_{ii}$, где $n \in (1 \dots 5)$). Признаки рассматриваемого дефекта схожи с признаками дефекта подшипника качения, приведенного ранее. Главным отличием является значения частот, на которых определяются гармоники вибраций.

Исходя из полученных результатов, для подшипников качения был сделан вывод – при дефектах элементов подшипников возникают пики со значительными амплитудами в зонах частот дефектного элемента (а также зонах кратных этим частотам).

– Дисбаланс тормозного шкива

Элемент приводной группы: втулочно-пальцевая муфта.

Закон изменения центробежной силы от дисбаланса тормозного шкива:

$P_1(t) = D \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{БВ})^2 \cdot \sin(2\pi f_{БВ}t)$, где D – дисбаланс тормозного шкива (формула 2.42).

$$D = G \cdot e / g \quad (2.42)$$

Где: G – сила тяжести, Н;
 e – смещение центра тяжести от оси вращения, м;
 g – ускорение свободного падения, м/с².

Максимальное значение дисбаланса: для эскалаторов типа ЭТ-2(М) дисбаланс тормозного шкива не допускается, но в тоже время не регламентируется, в связи с этим смоделировано лишь наличие дисбаланса, принят равным $D = 0,050$ кг/м [105].

Частота проявления дефекта: частота вращения быстроходного вала $f_{БВ} = 12,5 \cdot V_{ЛП} = 9,375$ Гц (в данном случае $V_{ЛП} = 0,75$ м/с).

Вибрационный сигнал: рисунок 2.18.

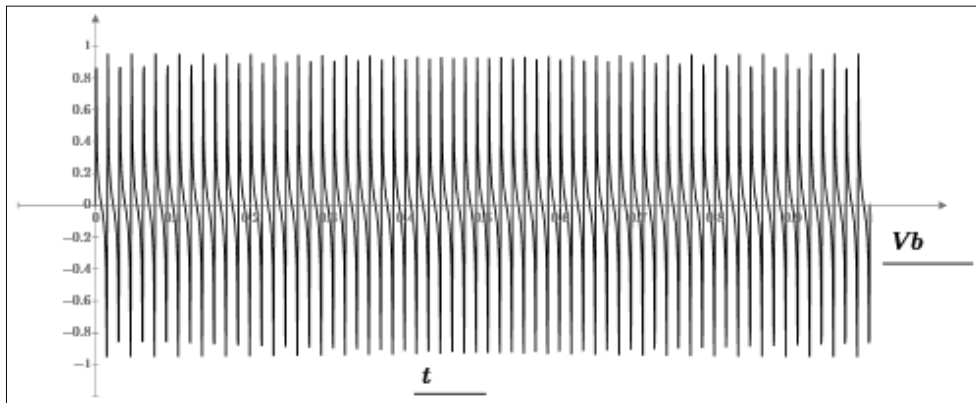


Рисунок 2.18 (а). Временная реализация сигнала от подшипниковой опоры В

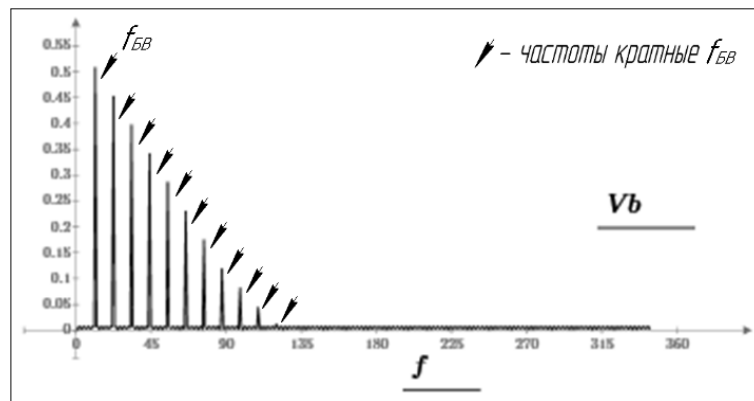


Рисунок 2.18 (б). Спектр вибрации от подшипниковой опоры В

Диагностические признаки: при моделировании дисбаланса тормозного шкива наблюдается увеличение амплитуды гармоник вибрации на частоте вращения быстроходного вала ($f_{БВ}$), а также кратные ей ее составляющие, с равномерным падением амплитуды ($n \cdot f_{БВ}$, где $n \in (1 \dots 10)$).

2.6 Выводы по главе

В итоге проведенных теоретических исследований колебательных процессов элементов ПГТЭ получены следующие результаты:

1. Для проведения динамического моделирования приводной группы тоннельного эскалатора, разработана твердотельная конечно-элементная модель ПГТЭ ЭТ-2(М), обеспечивающая наиболее точное определение инерционно-массовых характеристик, координат центров тяжести, размеров различных элементов, входящих в состав ПГТЭ.

2. Составлена расчетная динамическая схема нагружения всех элементов ПГТЭ ЭТ-2(М).

3. Проведен кинематический анализ ПГТЭ ЭТ-2(М), в результате чего получена частотная (детерминированная) модель ПГТЭ ЭТ-2М, предложен способ расчета и выражения для расчета детерминированных частот дефектов ПГТЭ в зависимости от скорости движения лестничного полотна эскалатора.

4. Разработана детерминированная динамическая модель формирования и изменения виброакустического сигнала при появлении и развитии дефектов элементов ПГТЭ ЭТ-2(М), описывающая динамику колебательных процессов механизма привода эскалатора, представленных периодическими функциями, связанными с вращением и периодическим соударением элементов ПГТЭ.

5. В среде Mathcad Prime проведено моделирование работы ПГТЭ ЭТ-2(М) в исправном состоянии и при допущении различных дефектов. Определено – в работоспособном состоянии возбудителями колебаний в элементах ПГТЭ являются изменения жесткости по фазе зацеплений в зубчатых передачах, а также допускаемые неточности при сборке ПГТЭ. Получены – опорные спектры вибрационного сигнала различных подшипниковых опор при бездефектном состоянии элементов ПГТЭ, спектры вибрационного сигнала при заданных дефектах. Путем сравнения полученных спектров определены диагностические признаки основных возможных дефектов элементов ПГТЭ: дефекты подшипников качения, дефекты зубчатых зацеплений, дисбаланс тормозного шкива.

Таким образом, полученные результаты позволяют:

1. Используя методы теории проведения эксперимента, перейти к практическому применению – идентификации дефектов при выполнении замеров виброакустического сигнала на элементах ПГТЭ.

2. Использовать в качестве объектов контроля не только ПГТЭ типа ЭТ-2(М), но и привода других типов роторных машин, обладающие схожими конструктивными сопряжениями и элементами, в частности приводные группы других типов тоннельных эскалаторов.

ГЛАВА 3 ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИВОДНЫХ ГРУПП ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВ

Экспериментальное исследование было проведено на основании методов теории эксперимента, в соответствии с которыми, была составлена программа проведения экспериментального исследования, включающая в себя [113, 125, 152]:

- 1) постановку целевой задачи и выбор объекта эксперимента;
- 2) обоснование приборной базы для проведения исследования:
 - формулирование требований, предъявляемых к приборам;
 - выбор типа прибора;
 - определение установочных параметров прибора;
- 3) подготовку объекта контроля к проведению эксперимента:
 - выбор способа установки измерительной аппаратуры;
 - выбор контрольных точек для установки измерительной аппаратуры;
- 4) натурное диагностирование объектов контроля методом спектрального анализа виброакустического сигнала, обработка результатов диагностирования;
- 5) разработка алгоритма безразборной диагностики.

3.1 Постановка целевой задачи и выбор объекта эксперимента

Целевая задача – установление корреляционных зависимостей изменения виброакустического сигнала в частотной области, соответствующего дефектному и бездефектному состоянию объекта контроля, с дальнейшей проверкой и дополнением результатов теоретического моделирования, полученных в предыдущем разделе.

Исходя из целей, поставленных в текущей работе, с учетом выполненного расчета необходимой численности выборочной совокупности (Приложение Б), основными объектами экспериментального исследования стали:

- приводные группы 35 тоннельных эскалаторов ЭТ-2, отработавших установленный изготовителем срок службы, станций Петербургского метрополитена

«Площадь Александра Невского-2», «Новочеркасская», «Ладожская», «Проспект Большевиков», «Озерки», «Гражданский проспект», «Черная речка», «Пионерская», «Удельная», «Обухово»;

– приводные группы тоннельных эскалаторов, эксплуатируемых ГУП «Петербургский метрополитен»: ЛТ-1 «Площадь Ленина 1», ЛТ-2 «Площадь Ленина-2», ЕТК-265М «Пушкинская», ЭМ-4 «Балтийская», Е55Т «Спасская», ЛТ-3 «Сенная», ЭТ-5 «Пролетарская» (по 3 эскалатора каждого типа); ЭТ-12 «Маяковская-2», ЭТ-12П «Невский проспект», Е75Т и Е25Т «Адмиралтейская», ЭТ-2М и ЭТ-4БС «Садовая» (по 4 эскалатора каждого типа).

Кроме того, для подтверждения гипотезы, изложенной в предыдущей главе, о тождественности полученных диагностических признаков дефектов ПГТЭ диагностическим признакам дефектов других роторных машин, обладающих схожими с главным приводом эскалатора конструктивными сопряжениями и элементами, дополнительно были выбраны:

– приводные группы аспирационных установок, в состав которых входят электродвигатели (типов 4А180М4, 355М10) и дутьевые вентиляторы (типов ВДН-10, ВД-15,5), а также приводные группы в составе воздушных компрессорных установок К-500, в которые входят электродвигатели (СТД 3150-2344; СТД 1250-23У4) и редуктора (РЦОТ 350-2,55-1К), эксплуатируемые на АО «Кольская горно-металлургическая компания» (по 6 единиц каждого типа);

– зубчатые зацепления валковых машин СП/ПД 800 для смешивания и подогрева резиновых смесей при производстве резинотканевых конвейерных лент различного назначения на ГСК «Красный треугольник» (4 единицы).

3.2 Подготовка приборной базы для проведения исследования

Существует много различных технических средств, предназначенных для измерения и анализа вибрации. В зависимости от целей проведения контроля вибрации очень важно правильно выбрать виброизмерительную аппаратуру. Лучшим образом, исходя из целей настоящего исследования, подходят мобильные портативные виброанализаторы, основным назначением которых являются измерение и

обработка вибрационных сигналов, исходящих от объекта контроля, с последующим сохранением полученных данных в памяти прибора для дальнейшего проведения диагностического анализа. Достоинством приборов данного типа являются универсальность, малые габариты, высокая надежность, а также автономность. Благодаря встроенным аккумуляторам, обеспечивается возможность длительной работы без подзарядки, в связи с незначительным потреблением энергии при сборе данных.

3.2.1 Требования, предъявляемые к виброизмерительной аппаратуре

Результаты анализа, приведенные в предыдущих главах, позволяют сформулировать основные требования, предъявляемые к современным виброанализаторам:

- должен отображать в реальном времени и сохранять временные реализации сигнала вибрации;
- должен обладать возможностью рассчитывать общий уровень вибрации в заданной полосе частот;
- должен выполнять спектральный анализ измеряемого вибросигнала;
- должен иметь несколько каналов измерения и обеспечивать проведение синхронного накопления данных со всех каналов измерения, при этом выполняя замеры с низкой погрешностью;
- верхняя граница спектра вибросигнала должна быть не менее 1000 Гц, нижняя должна начинаться от 2 Гц;
- для повышения помехоустойчивости виброанализатора должны быть выбраны следующие измерительные преобразователи вибрации – дифференциальные измерительные преобразователи или преобразователи с встроенными усилителями;
- для повышения помехоустойчивости в виброанализаторах должны быть предусмотрены различные программные фильтры, необходимые для уменьшения шумовых составляющих, а также повышения точности постановки диагноза.

Под программными фильтрами понимаются:

- выбор числа линий при быстром преобразовании Фурье (БПФ) для построения спектра вибросигнала;
- выбор типа усреднения измеряемого вибросигнала;
- выбор функции обработки сигнала вибрации (оконной функции БПФ), используемой для подавления краевых эффектов разрывности реальных сигналов вибрации (поскольку ни один сигнал не является идеально периодическим), путем введения весовых коэффициентов для выборки данных в окне, обеспечивающих снижение амплитуд краевых точек (старта и стопа) и, в результате, улучшение результатов БПФ.

Требования по эргономичности операционной системы, установленной в приборе для измерения вибрации:

- после проведения измерений вибросигнала на месте должна обеспечиваться возможность оперативного просмотра визуализаций данных измерений вибрации, с целью исследования временных и частотных характеристик вибросигнала и тенденций их изменения;
- должна быть предусмотрена функция управления базой данных, содержащей несколько иерархически связанных уровней (для быстроты доступа) организации хранения данных;
- должна быть реализована возможность обмена данными между прибором и ЭВМ, с целью обновления операционной системы прибора, а также разгрузки баз данных прибора в ЭВМ.

3.2.2 Выбор виброизмерительной аппаратуры

В связи с изложенными требованиями для проведения исследования по анализу вибрационных сигналов, исходящих от ПГТЭ, был выполнен сравнительный анализ ряда современных диагностических виброанализаторов, удовлетворяющих изложенным выше требованиям (таблица 3.1).

Таблица 3.1

Наименование прибора, производитель	АГАТ-М, Диа-мех, Россия	КОН.ТЕСТ С9000, ЦНИИ МФ, Россия	СД-21, ВАСТ, Россия	ВИБРАН-3.2, Интерприбор, Россия
Стоимость, т.руб.	236	180	540	187,6
Частотный диапазон, Гц	2-10000	0-10000	0-25600	0,5-10000
Число входов	2	3	2	4
Погрешность измерений, %	5	5	5	5
Автономность, ч	6	15	10	8
Габариты, мм	220x110x38	165x105x40	210x110x35	190x110x32
Масса, кг	0,9	1,1	1,0	0,46
Защита корпуса	Пыле- влагозащищенный	Пыле- влагозащищенный	Пыле- влагозащищенный	Пыле- влагозащищенный
Функции и виды обработки сигнала	Общий уровень, спектр	Общий уровень, спектр	Общий уровень, спектр	Общий уровень, спектр
Разрешающая способность спектрального анализа	100-800	100-6400	400-1600	200-800
Виды усреднения	Без усреднений, линейные	Без усреднений, линейные, экспоненциальные	Линейные	Без усреднений, линейные
Виды окон взвешивания	-	Ханнинга, прямоугольная	Ханнинга, прямоугольная	Прямоугольная, Ханнинга, Блэкмена
Длина выборки	256-2048	256-16384	1024-16384	-

Для выбора наилучшего виброанализатора был применен наиболее простой метод принятия решений – построение матрицы принятия решения. Каждой из представленных в таблице 3.1 характеристик было присвоено собственное значение весового коэффициента, исходя из того, что наилучший вариант имеет значение весового коэффициента равный 1, а для других вариантов значения найдены методом интерполирования. Значения весовых коэффициентов сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2

Наименование прибора, производитель	АГАТ-М, Диамех, Россия	КОН.ТЕСТ С9000, ЦНИИ МФ, Россия	СД-21, ВАСТ, Россия	ВИБРАН-3.2, Ин-терприбор, Россия
Стоимость	0,76	1	0,33	0,96
Частотный диапазон	0,4	0,4	1,0	0,4
Число входов	0,5	0,7	0,5	1,0
Погрешность измерений	1,0	1,0	1,0	1,0
Автономность	0,4	1,0	0,7	0,5
Защита корпуса	1,0	1,0	1,0	1,0
Функции и виды обработки сигнала	1,0	1,0	1,0	1,0
Разрешающая способность спектрального анализа	0,1	1,0	0,2	0,1
Виды усреднения	0,7	1,0	0,3	0,7
Виды окон взвешивания	0	1,0	1,0	1,0
Длина выборки	0,1	1,0	0,96	0,1
<i>Сумма</i>	<i>5,96</i>	<i>10,1</i>	<i>7,99</i>	<i>7,76</i>

Исходя из результатов применения матрицы принятия решений в качестве наилучшего прибора был выбран двухканальный диагностический виброанализатор КОН.ТЕСТ С9000 с пьезоэлектрическими датчиками вибрации СТС АС102-1А (рисунок 3.1) и программным обеспечением «Конспект», технические характеристики приведены ниже (таблица 3.3).



Рис. 3.1. Виброанализатор КОН.ТЕСТ С9000 с датчиками вибрации СТС АС102-1А

Виброанализатор КОН.ТЕСТ С9000 представляет собой малогабаритный двухканальный автономный микропроцессорный виброизмерительный прибор с питанием от внутренних аккумуляторов или от сетевого блока питания. Виброанализатор позволяет измерять вибрационные и другие динамические сигналы с

последующей их записью в энергонезависимую память, просматривать, анализировать (проводить спектральный анализ вибросигнала, БПФ) и передавать их в базу данных на ЭВМ. Виброанализатор состоит из двух пьезоэлектрических вибропреобразователей и блока электронного измерительного (БЭИ), который обеспечивает управление измерениями, цифровую обработку сигналов и отображение информации на дисплее. Внутри БЭИ вибропреобразователи подключаются к измерительным усилителям заряда с программируемой чувствительностью. Принцип действия основан на преобразовании электрического сигнала от вибропреобразователей в цифровую форму, их анализа, отображения и вычисления параметров вибрации.

Таблица 3.3

<i>Технические характеристики виброанализатора КОН.ТЕСТ С9000</i>	
Количество каналов измерения вибрации	2
Диапазоны частот при измерении:	
- виброускорения, Гц	от 0 до 10000
- виброскорости, Гц	от 0 до 1000
- виброперемещения, Гц	от 0 до 1000
Диапазоны измерения среднеквадратических значений:	
- виброускорения, м/с ²	0,01-500
- виброскорости, мм/с	0,1-5000
- виброперемещения, мм	0,003-50
Пределы допускаемой относительной погрешности виброанализатора в рабочих диапазонах амплитуд и частот, %	-15 - +10
Режимы усреднения	без усреднения, линейный, экспоненциальный (в частотной и временной областях)
Варианты выбора функции обработки сигнала вибрации (оконной функции БПФ)	ханнинга, прямоугольная
Разрешающая способность анализатора, линий	100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400
Диапазон установки значений коэффициента преобразования акселерометров, пКл*с ² /м	0,1-500
Производитель	ООО «Техприборсервис», ЦНИИИ МФ

Пьезоэлектрические вибропреобразователи, поставляемые в комплекте с виброанализатором, типа АС102-1А, фирмы СТС, США обладают следующими техническими характеристиками:

- чувствительность, mV/g: 100;
- частотный диапазон, Гц: 0,5 – 15000;
- сопротивление изоляции, Ом: $> 10^8$;
- чувствительный элемент: PZT Ceramic;
- резонансная частота, Гц: 23000;
- тип установки на объект контроля: шпилька или магнит.

Также, для целей, поставленных в текущем исследовании, применительно к редуктору тоннельного эскалатора, была разработана стационарная виброизмерительная система мониторинга и контроля текущего уровня вибрационных сигналов – устройство контроля вибрации редуктора. Данное устройство позволяет вести контроль уровней вибраций всех вращающихся элементов редуктора в процессе их работы, позволяет заранее идентифицировать зарождающиеся дефекты, предотвратить повреждения редуктора, предупредить внеплановые отказы, в том числе аварийные. Анализ вибрационных процессов позволяет определить фактическое техническое состояние редуктора и его элементов. Устройство может быть использовано в системах сбора данных, контроля и диагностики технического состояния редукторов различных модификаций. На приведенное устройство в 2016 году был получен патент № 167483, кроме того было запатентовано несколько аналогов данного устройства [84, 85].

3.2.3 Определение установочных параметров виброизмерительной аппаратуры

Поскольку основной функцией современных виброизмерительных приборов является преобразование аналогового сигнала в цифровой, крайне важно добиться минимального искажения исходного вибрационного сигнала. Для уменьшения возможных шумов, ошибок квантования и дискретизации применяются различные программные фильтры, также называемые антиалайзинговыми системами, являющиеся установочными параметрами виброизмерительной аппаратуры. В соответствии с этим, существенное значение при выполнении замеров виброакустического сигнала имеет правильный выбор программных фильтров.

В виброанализаторе КОН.ТЕСТ С9000 предусмотрены следующие параметры фильтрации:

- 1) число линий и точек БПФ (диапазон выборки, число проб), устанавливающее длину дискретного преобразования Фурье, определяющее ограничения в использовании БПФ;
- 2) варианты применяемых фильтров низких и высоких частот: фильтры, устанавливающие соответственно верхнюю и нижнюю границы частотного диапазона, в котором проводится построение спектра вибрационного сигнала;
- 3) разрешающая по частоте способность для БПФ, под которой понимается наименьшее приращение частоты для анализа исходного сигнала в частотной области;
- 4) выбор варианта усреднения вибрационного сигнала – выбор варианта обработки исходного сигнала за принятую длительность измерения для вычисления среднего значения [104];
- 5) выбор вида оконной функции взвешивания спектра, который определяет получаемые характеристики применяемого программного фильтра – ширину полосы пропускания, неравномерность амплитуды в полосе пропускания и уровень подавления помех относительно полезного сигнала [95].

В качестве объекта съема вибрационного сигнала, для подбора установочных параметров виброанализатора, выступил главный привод подъемного эскалатора ЭТ-2М, введенный в эксплуатацию после капитального ремонта. При капитальном ремонте на главном приводе данного эскалатора был проведен неразрушающий контроль всех валов и колес, в результате чего дефектные валы и колеса были заменены, либо отремонтированы. Также при капитальном ремонте была выполнена замена подшипников редуктора эскалатора. В соответствии с этим, вибросигнал, возбуждаемый элементами приведенной приводной группы, был принят за опорный (бездефектный).

Ниже представлены результаты, получаемые при применении тех или иных установочных настроек виброанализатора (рис. 3.2 – рис. 3.8) на примере быстро-

ходного вала редуктора эскалатора ЭТ-2М. Датчики вибрации устанавливались на подшипниковый щит вала в вертикальном положении.

Определение разрешения спектра измеряемого вибрационного сигнала

Проведены замеры на всех возможных значениях числа линий и точек, а также зависимой от них разрешающей по частоте способности БПФ виброанализатора.

Ниже представлены результаты, достигаемые при минимальных и максимальных значениях разрешения прибора:

- 1) $l = 200, N = 512, dF = 5,01$ Гц (рис.3.2);
- 2) $l = 6400, N = 16384, dF = 0,157$ Гц (рис. 3.3).

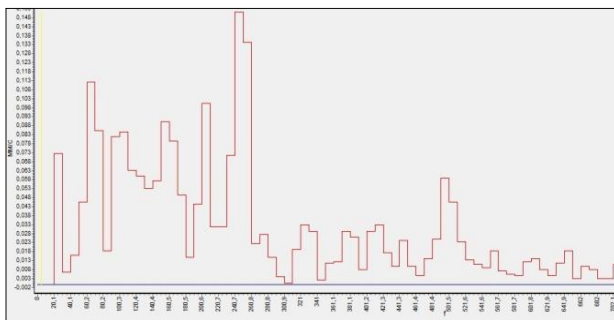


Рис. 3.2. Спектр вибрационного сигнала при $l = 200, N = 512, dF = 5,01$ Гц

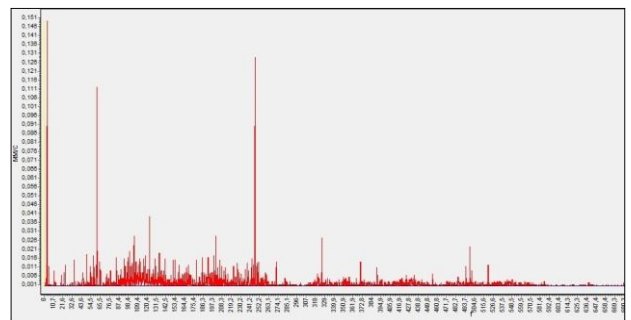


Рис. 3.3. Спектр вибрационного сигнала при $l = 6400, N = 16384, dF = 0,157$ Гц

Установлено – наилучшим разрешением прибора, для текущего объекта контроля (ПГТЭ), являются следующие параметры: $l = 1600, N = 4096, dF = 0,627$ Гц.

Определение вида оконной функции взвешивания спектра вибросигнала

Прибор КОН.ТЕСТ С9000 предусматривает выбор между двумя вариантами: прямоугольная оконная функция или функция Ханнинга.

Для дальнейшего проведения исследования, исходя из опыта специалистов в области цифровой обработки сигналов, выбрана функция Ханнинга, поскольку при ее применении достигается наименьшее искажение исходного сигнала при использовании БПФ [154].

Выбор типа усреднения

Виброанализатор КОН.ТЕСТ С9000 предусматривает следующие типы усреднения: без усреднения, линейное и экспоненциальное во временной и частотной областях.

При линейном усреднении во временной области (усредняются сигналы вибрации во временной области, которые в дальнейшем раскладываются на частотные спектры) наблюдается сильная фильтрация во всем частотном диапазоне (рис. 3.4), приводящая к потере необходимых модуляционных, комбинационных, боковых, разностных составляющих вибросигнала, имеющих большое значение при диагностировании.

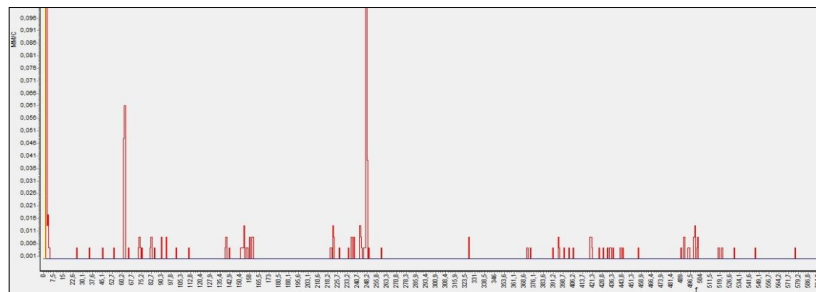


Рис. 3.4. Спектр вибрационного сигнала при $l = 1600$, $N = 4096$, $dF = 0,627$ Гц, линейное усреднение во временной области, оконная функция Ханнинга

Похожая ситуация замечена при экспоненциальном усреднении во временной области (рис. 3.5), при котором усреднение происходит непрерывно во время измерения, но, в отличие от линейного, усреднению подвергаются последние измеренные и предыдущие уже усредненные параметры по формуле экспоненциального сглаживания.

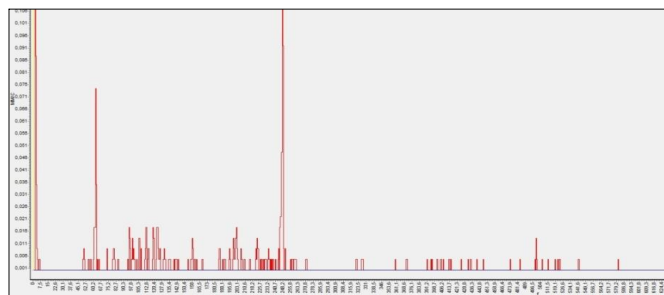


Рис. 3.5. Спектр вибрационного сигнала при $l = 1600$, $N = 4096$, $dF = 0,627$ Гц, экспоненциальное усреднение во временной области, оконная функция Ханнинга

Измерения спектров вибрационного сигнала, проведенные без усреднения (рис. 3.6 - а) и с экспоненциальным усреднением в частотной области (рис. 3.6 - б), показали схожие результаты.

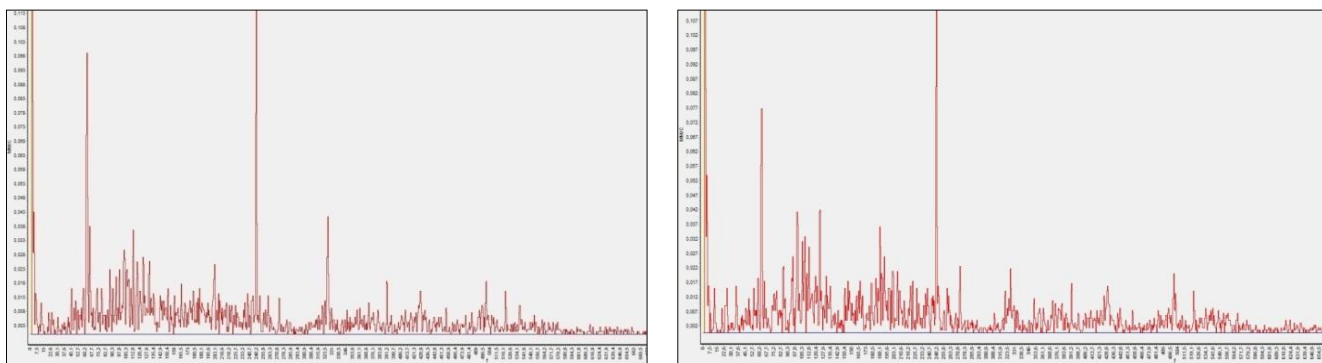


Рисунок 3.6: а) спектр вибрационного сигнала при $l = 1600$, $N = 4096$, $dF = 0,627$ Гц, без усреднения, оконная функция Ханнинга; б) спектр вибрационного сигнала при $l = 1600$, $N = 4096$, $dF = 0,627$ Гц, экспоненциальное усреднение в частотной области, оконная функция Ханнинга

В итоге было определено, что оптимальными настройками прибора являются следующие значения установочных параметров: количество линий спектра $l = 1600$; количество точек спектра $N = 4096$; фильтр низких частот ФНЧ = 1002 Гц; фильтр высоких частот ФВЧ = 2 Гц; разрешающая по частоте способности $dF = 0,627$ Гц; линейное усреднение в частотной области (ЛУЧ); оконная функция Ханнинга.

Спектр вибросигнала, полученный при установке приведенных параметров, являющийся опорным спектром бездефектного состояния быстроходного вала редуктора подъемного эскалатора ЭТ-2М, показан на рисунке 3.7.

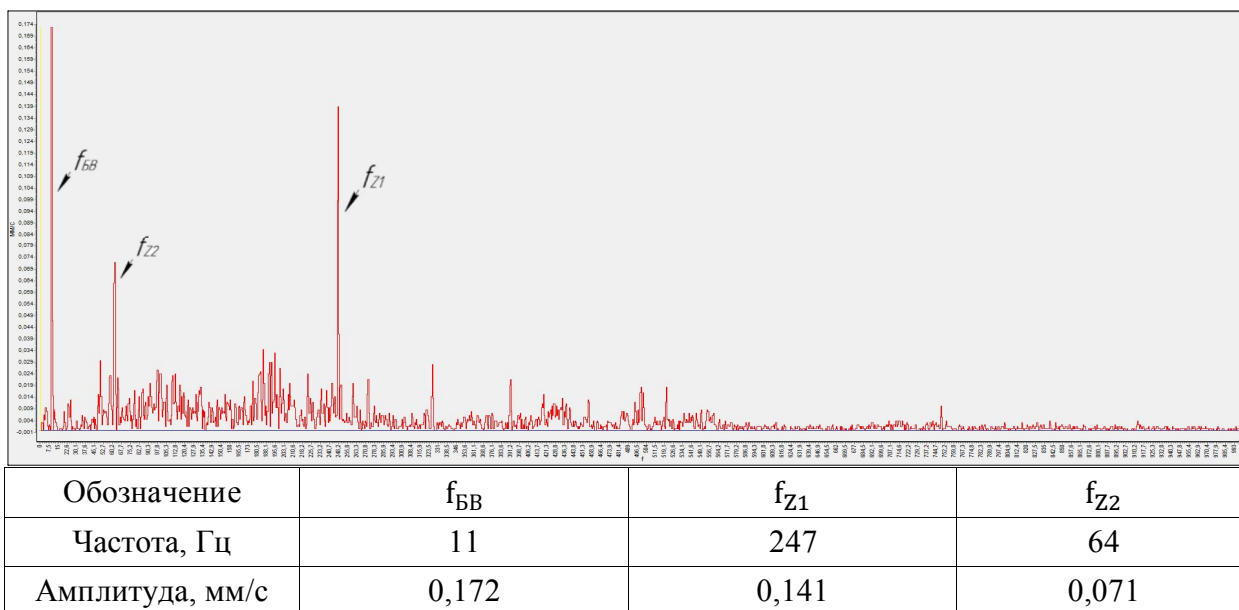


Рис. 3.7. Опорный спектр вибрационного сигнала, при $l = 1600$, $N = 4096$, $dF = 0,627$ Гц, линейное усреднение в частотной области, оконная функция Ханнинга

На опорном спектре быстроходного вала редуктора эскалатора ЭТ-2М (рис. 3.7), установленного на станции метро «Садовая», как и на опорном спектре под-

шипниковой опоры D (рисунок 2.6), полученного благодаря математическому моделированию, хорошо прослеживаются гармоники на частоте вращения быстроходного вала ($f_{БВ}$) и частоте зубозацепления зубчатой передачи (f_{Z1}). Также, с незначительной амплитудой, прослеживается гармоника на частоте зубозацепления колеса промежуточного вала с шестерней тихоходного вала (f_{Z2}), что указывает на значительное распространение колебаний в упругих средах. Данное наблюдение говорит о сходимости результатов эксперимента с результатами теоретического моделирования колебаний элементов приводной группы для бездефектного состояния.

3.3 Подготовка объекта контроля к проведению эксперимента

Наряду с выбором установочных параметров виброанализатора, очень важно правильно сформировать требования к контрольным точкам измерения вибрации. Контрольными точками называют определенные участки на элементах ПГТЭ, которые в максимальной степени испытывают воздействие динамических сил, возбуждающих колебания в элементах привода, и в которых выполняются установка пьезоэлектрических датчиков вибрации и проведение замеров виброакустических сигналов.

3.3.1 Выбор способа установки пьезоэлектрических датчиков виброизмерительной аппаратуры

При выборе контрольных точек, закономерно возникает проблема определения возможного способа крепления датчиков вибрации.

Качественное и надежное крепление вибродатчика на поверхности исследуемого объекта является одним из самых важных условий достижения точных и надежных результатов при измерениях вибрации и распознавании состояния оборудования. ненадежное крепление датчика приводит к уменьшению области линейности амплитудной характеристики датчика, и, следовательно, значительному уменьшению диапазона измерений акселерометра [136].

Согласно ГОСТ Р ИСО 5348-2002 существует множество вариантов выполнения механического крепления датчиков вибрации. Среди них наиболее часто применимыми являются крепление на резьбовое соединение (шпильку), на постоянный магнит и ведение измерений при помощи ручного щупа [44].

Виброанализатор КОН.ТЕСТ С9000 предусматривает крепление пьезоэлектрических датчиков с помощью шпильки, либо магнита. Соответственно, для элементов привода эскалатора из приведенных вариантов был выбран наиболее подходящий тип крепления, используя который наблюдалось наименьшее искажение измеряемого виброакустического сигнала с минимальной потерей диагностической ценности. Исходя из этого, выполнен ряд замеров вибрации с креплением датчиков при помощи постоянного магнита (рис. 3.8), а позднее на установленную шпильку (рис. 3.9).



Рис. 3.8. Установка датчика с помощью постоянного магнита



Рис. 3.9. Установка датчика с помощью переходной шпильки

В качестве точки снятия сигнала выступала крышка промежуточного вала редуктора, конструкция которой предусматривает резьбовые отверстия М16 под установку отжимных болтов крышки. В отверстие была вкручена предварительно изготовленная переходная шпилька М6/М16х20, на торце гаечного конца которой

выполнено шестигранное углубление, и на конец которой был установлен пьезоэлектрический датчик вибрации (рис. 3.10).

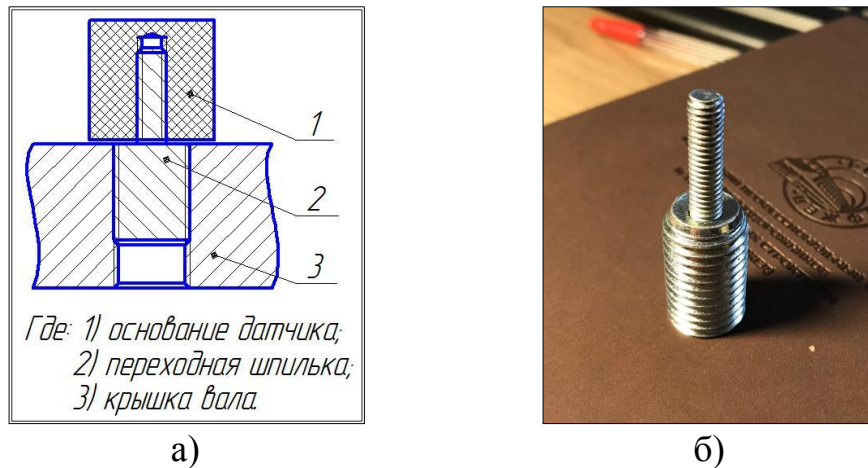


Рис. 3.10. а) схема установки датчиков вибрации на переходную шпильку;
б) переходная шпилька М6/М16х20

В результате замеров вибрации были получены спектры виброакустического сигнала, приведенные на рисунке 3.11.

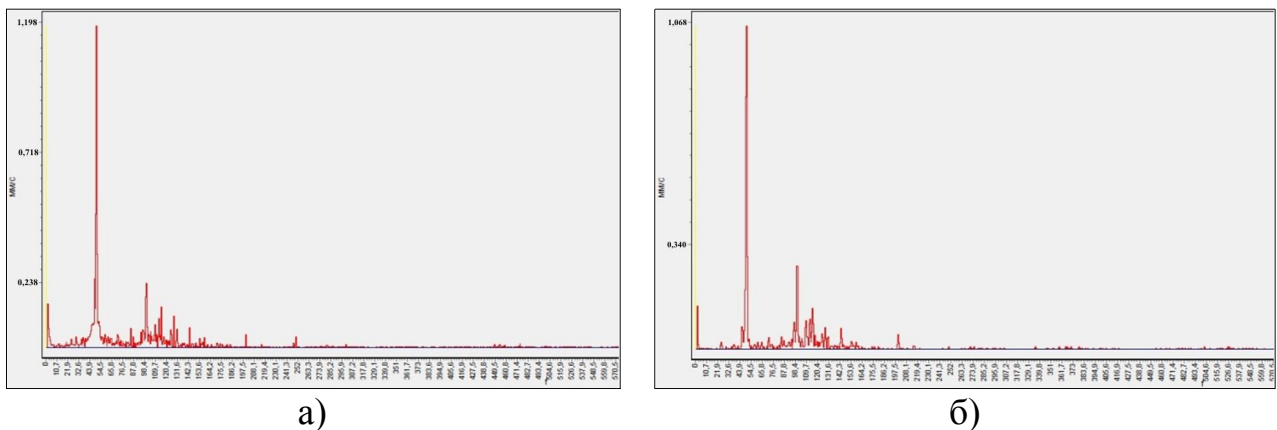


Рис. 3.11. Спектры вибрационного сигнала:
а) при установке датчика с помощью магнита;
б) при установке датчика с помощью переходной шпильки

При оценке приведенных спектров, определено: в диапазоне частот от 0 до 1000 Гц отсутствует искажение вибрационного сигнала, спектры вибрации не зависят от способа установки пьезоэлектрического датчика. Вывод – при вибродиагностике ПГТЭ допустима установка датчиков вибрации как на постоянный магнит, так и на резьбовое соединение. Кроме того, данное наблюдение доказывает отсутствие необходимости в механической обработке поверхности (зачистка, шлифовка). Требования к качеству поверхности элементов ПГТЭ, изложенных в технической документации на эскалаторы, вполне достаточно для установки дат-

чиков на постоянные магниты [96]. Сделанные выводы подтверждаются литературой по вибрационному контролю. Согласно которой, установка датчиков вибрации с помощью магнитов рекомендована для оборудования с частотами до 11000 Гц [44, 67, 90, 136].

Дальнейшее исследование вибрационных параметров ПГТЭ проводилось с использованием механического крепления пьезоэлектрических датчиков на постоянных магнитах.

3.3.2 Выбор контрольных точек для установки пьезоэлектрических датчиков

Основываясь на стандартах в области вибродиагностики, а также на опыте специалистов в этой области, для определения контрольных точек измерения вибрации элементов ПГТЭ сформирован ряд требований [7-9, 40-43, 67, 104, 136]:

- 1) контрольные точки выбираются на максимально близком расстоянии от диагностируемого узла;
- 2) расположение контрольных точек выбирается с учетом жесткости мест установки на объекте контроля;
- 3) количество стыков деталей объекта контроля на пути прохождения виброакустического сигнала от диагностируемого элемента до мест установки должно быть минимальным;
- 4) измерение вибросигнала для дальнейшего спектрального анализа рекомендуется проводить в трех взаимно перпендикулярных направлениях: вертикальном, горизонтально-поперечном, осевом;
- 5) направления установки датчиков вибрации выбираются таким образом, чтобы их измерительные оси совпадали с направлениями измерений.

Исходя из конструктивных особенностей элементов ПГТЭ, установлено – контрольные точки замеров вибрации следует располагать на подшипниковых щитах опорных подшипников валов приводной группы, причем точка установки датчика должна лежать в таком месте, чтобы рабочая поверхность датчика воспринимала механические колебания подшипника (рис. 3.12).

В результате: контрольные точки размещаются на щитах подшипников качения валов главного привода (рис. 3.13) – подшипниках качения электродвигателя (рис. 3.14), редуктора (рис. 3.15), а также главного вала (рис. 3.15) тоннельного эскалатора.

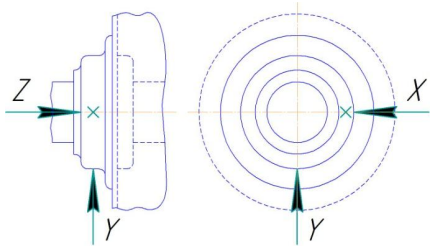


Рис. 3.12. Расположение контрольных точек на объекте контроля

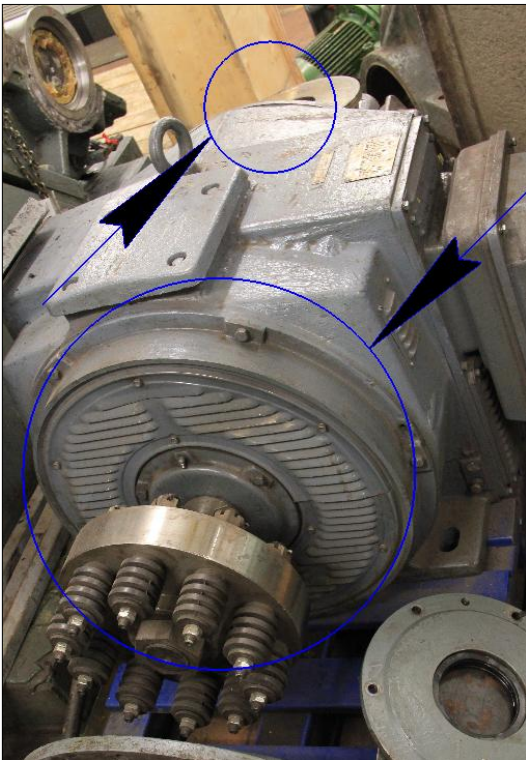


Рис. 3.14. Подшипниковые щиты электродвигателя



Рис. 3.13. Щиты подшипников качения главного привода

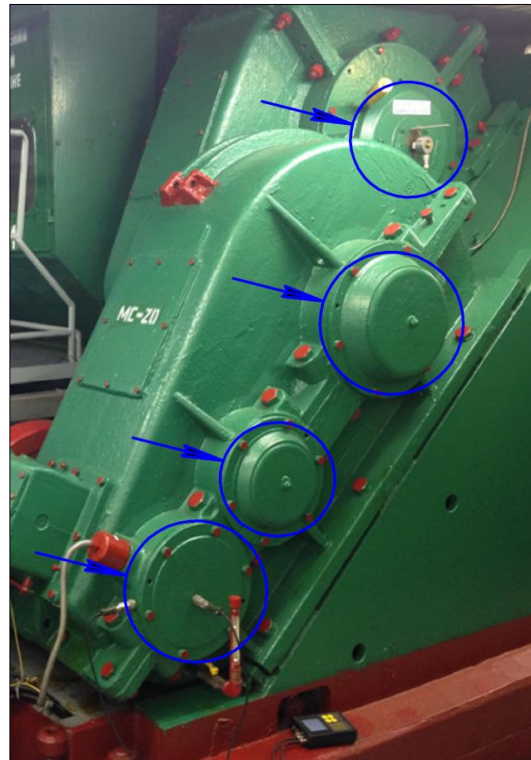


Рис. 3.15. Подшипниковые щиты редуктора и главного вала

Пьезоэлектрические датчики крепятся:

- 1) для измерения горизонтально-поперечной составляющей вибросигнала – на уровне оси вала, над серединой длины внутреннего/наружного кольца подшипника качения [100];
- 2) для измерения осевой составляющей – в максимально приближенной к оси вала точке на корпусе опоры подшипника (для редуктора – вблизи линии разъема крышки и корпуса);
- 3) для измерения вертикальной составляющей – на верхней части подшипникового щита, над серединой длины внутреннего/наружного кольца подшипника качения [100].

3.4 Натурное диагностирование методом спектрального анализа виброакустического сигнала

Для проверки адекватности частотной и диагностической динамической моделей ПГТЭ проведен ряд экспериментов по диагностированию различных механических дефектов при работе объектов контроля, указанных в подразделе 3.1, на холостом ходу.

Процесс натурного диагностирования был разделен на два этапа:

- 1) на первом этапе рассматриваемые объекты контроля, исходя из их технического состояния, были разделены на два класса – дефектные и бездефектные;
- 2) на втором этапа были созданы спектральные вибрационные портреты бездефектных объектов контроля, с которыми далее сравнивались вибрационные портреты объектов с дефектами.

3.4.1 Определение зон вибрационного состояния приводных групп тоннельных эскалаторов

С одной стороны метод спектрального анализа виброакустического сигнала выполняет качественную оценку сигнала вибрации, измеряемого на ПГТЭ. С другой стороны из-за непрерывного изменения технического состояния ПГТЭ во времени, существует бесконечное множество возможных состояний [28-29]. По-

этому, для объективности проводимого экспериментального исследования, а также дальнейшего применения формулируемого метода безразборной диагностики ПГТЭ, было выполнено разграничение множества состояний на подмножества в соответствии с запасом работоспособности рассматриваемой ПГТЭ, путем количественной оценки измеряемого сигнала вибрации. В результате чего виды технического состояния были пронормированы числовыми значениями, это позволило определить наличие дефектов и их степень без вывода из эксплуатации, демонтажа и разборки элементов ПГТЭ.

Для этих целей был применен метод контроля состояния вращающихся машин по результатам замеров общих уровней вибраций, соответствующих различным зонам вибрационных состояний, изложенный в ГОСТ Р ИСО 10816-1 [27-29, 40, 42].

Указанный стандарт является обобщающим нормативным документом по оценке вибрации для различных типов машин. Стандарт устанавливает нормы средних квадратичных значений (СКЗ) виброскорости для определения зон четырех вибрационных состояний А, В, С, D (неограниченная, допустимая, ограниченно допустимая, недопустимая эксплуатации соответственно) в зависимости от класса машины. Приведенные зоны вибрационных состояний соответствуют видам технических состояний: неограниченно-работоспособное (зона А); работоспособное (зона В); ограниченно-работоспособное (зона С); предельно-работоспособное (зона D).

Для различных типов ПГТЭ, применяемых в Петербургском метрополитене, значения границ зон вибрационных состояний, изложенных в ГОСТ Р ИСО 10816, слишком сильно обобщены из-за широких диапазонов классификации данных машин.

Как уже было сказано в первом разделе, на сегодняшний день в Петербургском метрополитене эксплуатируется 263 эскалатора 18 типов. Соответственно, практически для каждого типа эскалаторов используется своя ПГТЭ, определяемая типом используемого главного электродвигателя (таблица 3.4). Указанные ПГТЭ, согласно первой части ГОСТ Р ИСО 10816, исходя из их мощности, отно-

сятся к классу 2, машин средней величины с мощностью от 15 до 875 кВт, с соответствующими СКЗ виброскорости для каждой зоны вибрационного состояния (таблица 3.5).

Таблица 3.4

<i>№ п/п</i>	<i>Тип эскалатора</i>	<i>Тип главного электродвигателя</i>	<i>Номинальная мощность глав. ЭД, кВт</i>	<i>Кол-во эскалаторов ГУП «Петербургский метрополи- тен»</i>
1	ЛТ-1	АК9200-038-600-УХЛЧ	200	12
2	ЛТ-2	АК9180-038-500	180	44
3	ЛТ-3	АИНКЭМ355В12	110	30
4	ЭМ-4	АИНКЭМ355А10	110	12
5	ЭТ-2	АИНКЭМ355В8	160	40
6	ЭТ-2М	АИНКЭМ355В8	160	31
7	ЭТ-4БС	4АМНК280М8	90	4
8	ЭТ-5	АОП2-91-8	40	3
9	ЭТ-5М	АОП2-91-8	40	14
10	ЭТ-12	5А200М8Ш	18,5	4
11	ЭТ-12П	5А200М8	18,5	8
12	Е25Т	5АИ250ШМС6	45	4
13	Е55Т	АИНКЭМ355А8	132	15
14	Е75Т	АИНКЭМ355А8	132	16
15	ЕТК-265М	АИНКЭМ3558-10СТ	160	3

Как уже было сказано, на практике, значения границ зон вибрационных состояний для ПГТЭ, указанные в приведенном стандарте, слишком сильно обобщены. Необходимо различные ПГТЭ одного класса разграничить по основным признакам, тем самым индивидуализировать для них нормируемые значения параметров вибрации, или, иными словами, необходимо классифицировать имеющиеся на балансе приводные группы по категориям.

Категории ПГТЭ – это единицы классификации, которые определяют тип эскалаторов на которых они устанавливаются, и рекомендации по значениям уровня вибрации для зон вибрационных состояний в зависимости от номинальной мощности главного электродвигателя.

Для этого были установлены СКЗ виброскорости, определяющие границы зон вибрационных состояний (А, В, С, D) для каждого типа ПГТЭ. Граничные зоны допустимой виброскорости для представленного в таблице 3.4 оборудования определялись по критерию 2 ГОСТ Р ИСО 10816-1-97 [40].

Критерий 2 основан на оценке изменения значения параметра вибрации (виброскорости) по сравнению с предварительно установленным эталонным значением в установившемся режиме работы машины [40].

Анализ уровней вибрации (замеры СКЗ виброскорости) значительного числа различных типов ПГТЭ проводился с использованием виброанализатора КОН.ТЕСТ С9000, при установке пьезоэлектрических датчиков вибрации на подшипниковых щитах элементов приводных групп в трех направлениях (осевом, вертикальном, горизонтальном) при номинальных режимах работы тоннельных эскалаторов.

В результате, полученные в ходе замеров значения уровней вибрации были использованы для расчета средних арифметических значений уровней вибрации ПГТЭ в соответствии с формулой 3.1.

$$\bar{v} = \frac{\sum_{i=1}^n v_i}{n} \quad (3.1)$$

Где: v_i – значение i -того измерения;
 n – количество выполненных замеров.

Поскольку параметры вибрации, подчиняются нормальному закону распределения, по формуле 3.2 был вычислен корень квадратный из дисперсии [104].

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(v_i - \bar{v})^2}{n-1}} \quad (3.2)$$

Далее были определены границы верхних зон вибрационных состояний А/В, В/С, С/Д в соответствии с методикой ЦНИИ МФ установления норм вибрации (формулы 3.3, 3.4, 3.5), полученные значения сведены в таблицу 3.5 [104].

$$v_A = \bar{v} + (1 \div 1,5)\sigma \quad (3.3)$$

$$v_B = \bar{v} + 3\sigma \quad (3.4)$$

$$v_C = 4,4v_A \quad (3.5)$$

Таблица 3.5

№ п/п	Тип эскалаторов	Тип гл. ЭД	Номинал. мощность, кВт	Классиф. по ГОСТ 10816-1-99			Сред. арифм. знач. V, мм/с	Сред. квадр. откл. σ, мм/с	Зоны вибросостояний			
				Класс механизма	Зоны вибросостояний							
					Зона A/B, мм/с	Зона B/C, мм/с			Зона C/D, мм/с	Зона A/B, мм/с	Зона B/C, мм/с	Зона C/D, мм/с
1	ЛТ-1	АК9200-038-600-УХЛЧ	200	Класс 2 (от 15 до 875 кВт)	1,12	2,8	7,1	1,46	0,67	2,13	3,47	9,37
2	ЛТ-2	АК9180-038-500	180					1,23	0,60	1,83	3,03	8,05
3	ЭТ-2, ЭТ-2М	АИНКЭМ355В8	160					1,00	0,36	1,36	2,08	5,98
4	ЕТК-265М	АИНКЭМ3558-10СТ	160					0,99	0,33	1,32	1,98	5,81
5	Е55Т, Е75Т	АИНКЭМ355А8	132					0,94	0,33	1,27	1,93	5,59
6	ЛТ-3	АИНКЭМ355В12	110					0,89	0,31	1,2	1,82	5,28
7	ЭМ-4	АИНКЭМ355А10	110					0,88	0,27	1,15	1,69	5,06
8	ЭТ-4БС	4АМНК280М8	90					0,78	0,36	1,14	1,86	5,02
9	Е25Т	5АИ250ШМС6	45					0,71	0,29	1	1,58	4,4
10	ЭТ-5, ЭТ-5М	АОП2-91-8	40					0,64	0,35	0,99	1,69	4,36
11	ЭТ-12	5А200М8Ш	18,5					0,59	0,23	0,82	1,28	3,61
12	ЭТ-12П	5А200М8	18,5					0,59	0,20	0,79	1,19	3,48

Полученные значения позволили установить зависимость СКЗ виброскорости для границ четырех зон вибрационных состояний ПГТЭ имеющих на балан-

се в ГУП «Петербургский метрополитен», от приведенного мощностного диапазона главных электродвигателей (рис. 3.16).

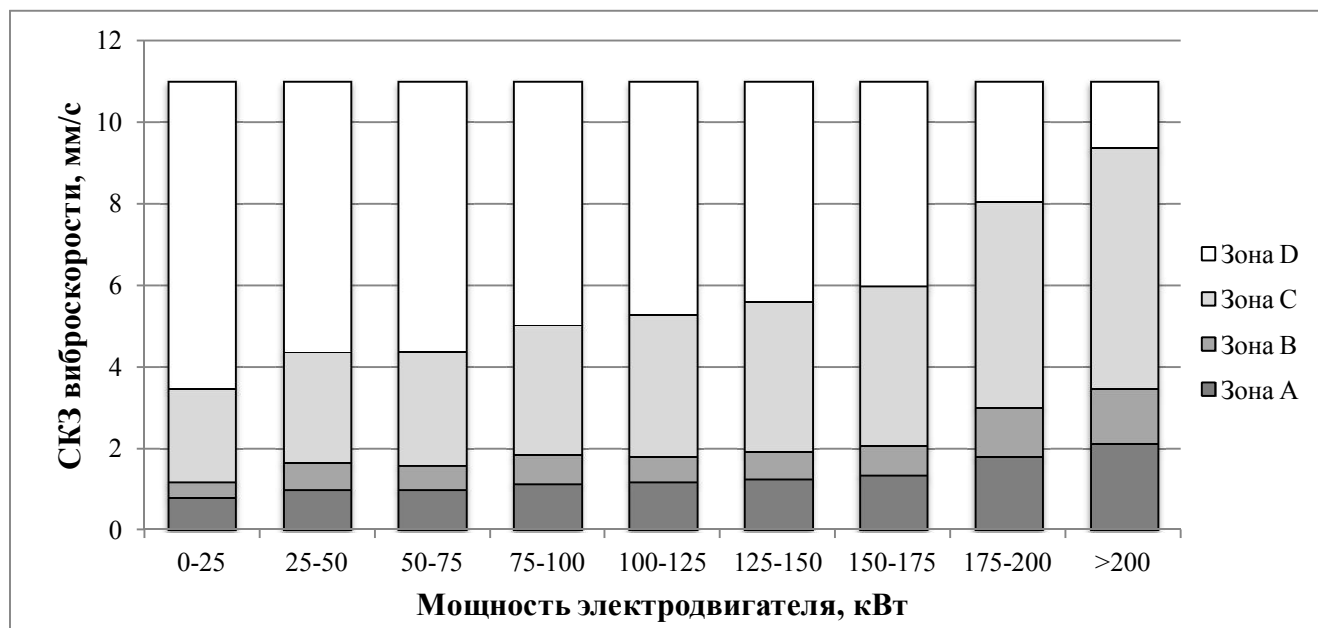


Рисунок 3.16. Гистограмма определения зоны вибрационного состояния приводной группы в зависимости от мощности главного электродвигателя

Приведенный мощностной диапазон, позволяет определить значения границ зон вибрационных состояний для приводных групп других типов тоннельных эскалаторов, отличных от приведенных в таблице 3.5, в зависимости от подходящего мощностного диапазона главного электродвигателя.

Таким образом, используя полученные значения СКЗ виброскорости для границ четырех зон вибрационных состояний, появилась возможность определять техническое состояния рассматриваемой ПГТЭ.

Далее, были определены зоны вибрационных состояний и выполнены замеры спектров вибрации всех объектов контроля, указанных в разделе 3.1.

Зоны вибрационных состояний валковых машин СП/ПД 800, эксплуатируемых на ГСК «Красный треугольник», а также приводных групп аспирационных установок и компрессорных установок, эксплуатируемых на АО «Кольская горно-металлургическая компания», установлены в соответствии с ГОСТ Р ИСО 10816-1-99, ГОСТ Р ИСО 10816-3-2002, ГОСТ 31350-2007 [36, 40, 41].

Спектры вибрации объектов, вибрационное состояние которых находилось в зоне А, приняты за эталонные – бездефектные, с ними происходило сравнение спектров вибрации объектов, вибрационное состояние которых находилось в зо-

нах В, С, D. После проведенных замеров вибрации, объекты, вибрационное состояние которых находилось в зонах В, С, D, подлежали разборке с последующей дефектацией, направленной на выявление причин изменения виброакустического сигнала, в результате был сформирован ряд информативных диагностических признаков различных дефектов, примеры которых приведены ниже.

3.4.2 Диагностические признаки дефектов подшипников качения

Объект: эскалатор ЭТ-2 (при проведении экспертизы промышленной безопасности (ЭПБ), межремонтный пробег эскалатора к моменту ЭПБ приближался к 150000 км).

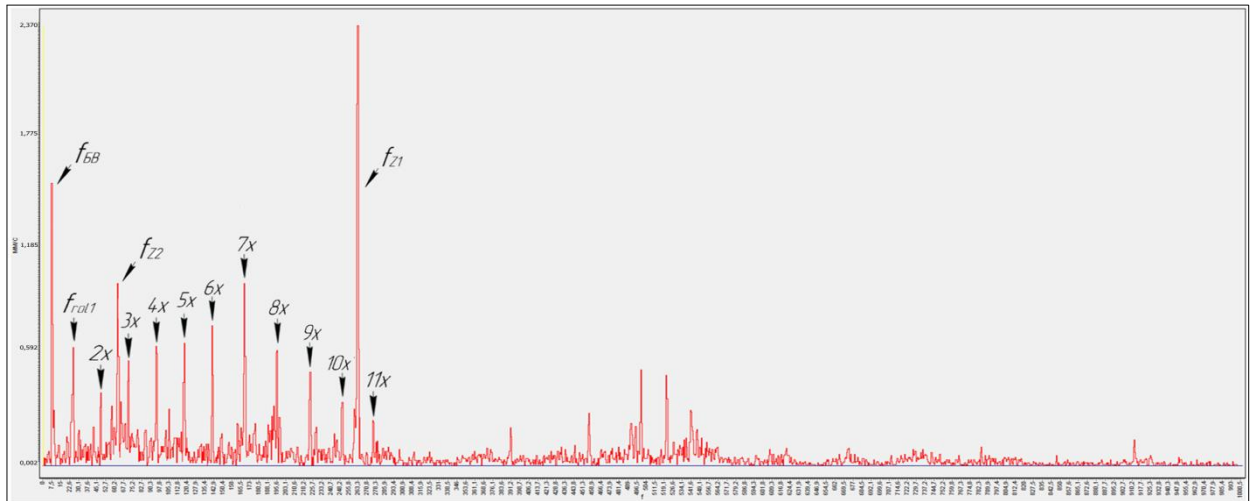
Результаты визуально-измерительного контроля: проведен ряд работ по демонтажу крышек подшипниковых щитов корпуса редуктора и по визуально-измерительному контролю подшипников. При визуально-измерительном контроле на некоторых подшипниках были обнаружены:

- 1) радужные цвета (цвета побежалости), свидетельствующие о перегреве;
- 2) отклонения от номинальных размеров внутренних и наружных колец подшипников, свидетельствующие о деформации элементов подшипников;
- 3) смещения рисок, подтверждающие провороты элементов подшипников, находящихся статично относительно друг друга.

Максимальное СКЗ виброскорости: 4,159 мм/с.

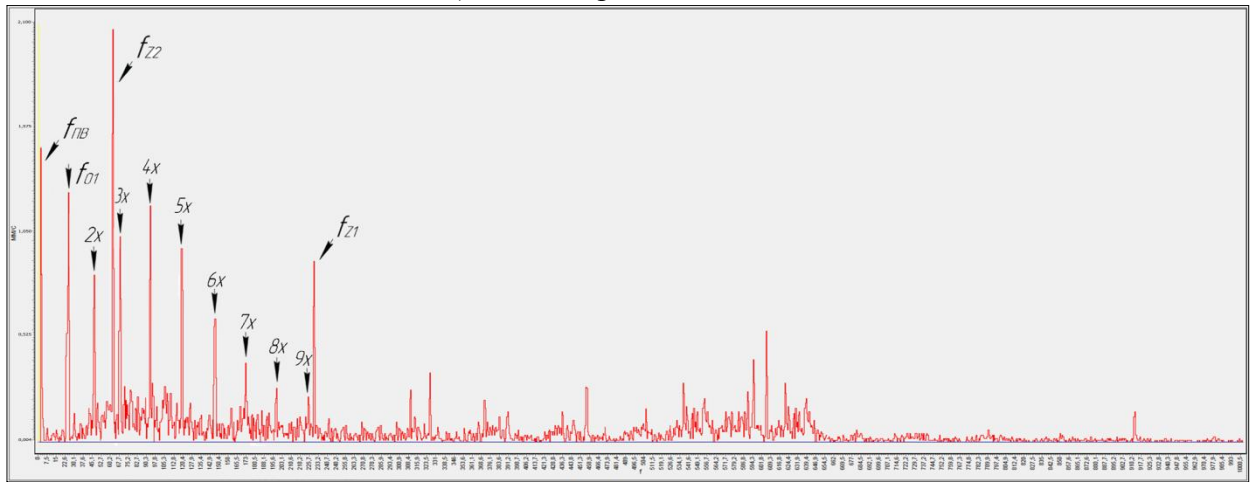
Зона вибрационного состояния: зона С.

Спектры вибрационного сигнала при рассматриваемом дефекте: приведены спектры для быстроходного, а также промежуточного валов редуктора (рис. 3.17), при установке датчиков вибрации в вертикальном положении.



Обозначение	f_{BB}	f_{Z1}	f_{Z2}	f_{rot1}	Частоты, кратные f_{rot1} ($2x - 11x$)
Частота, Гц	11	260	65	25	$n \cdot 25, n \in Z$
Амплитуда, мм/с	1,662	2,338	1,113	0,882	от 0,4 до 1,154

а) для быстроходного вала

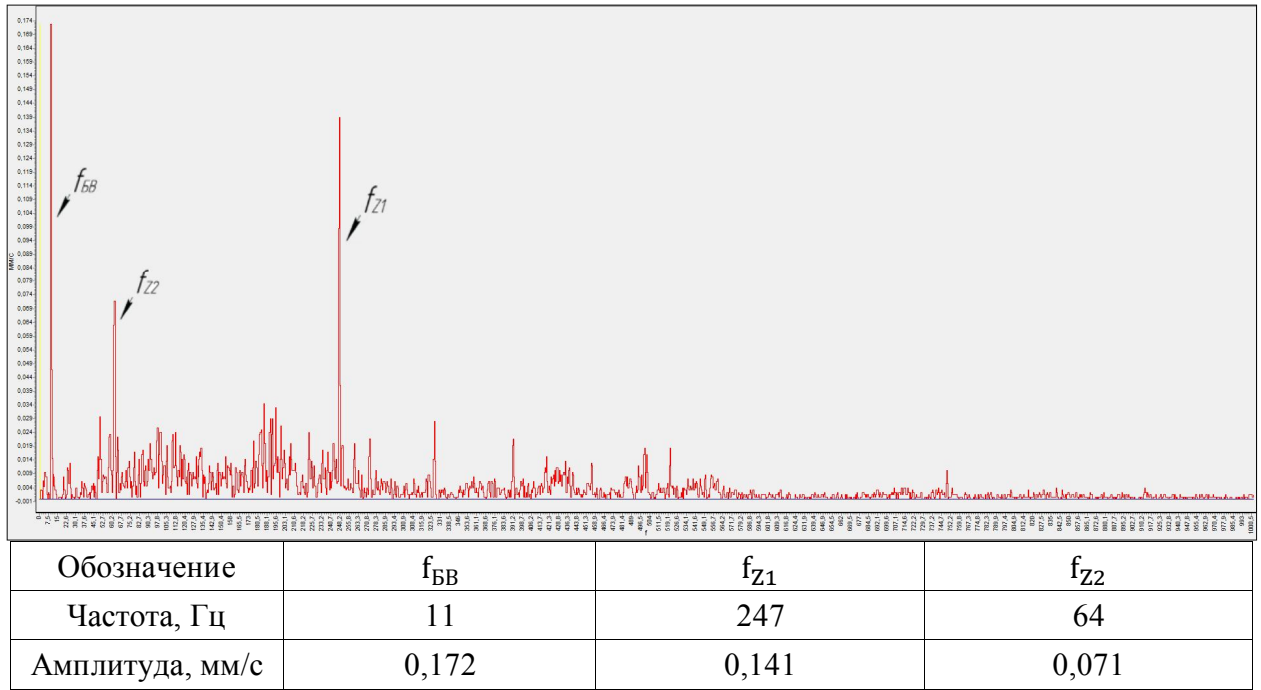


Обозначение	$f_{ПВ}$	f_{Z1}	f_{Z2}	f_{01}	Частоты, кратные f_{01}
Частота, Гц	2	233	65	27	$n \cdot 27, n \in Z$
Амплитуда, мм/с	1,672	0,917	2,064	1,214	от 0,25 до 0,121

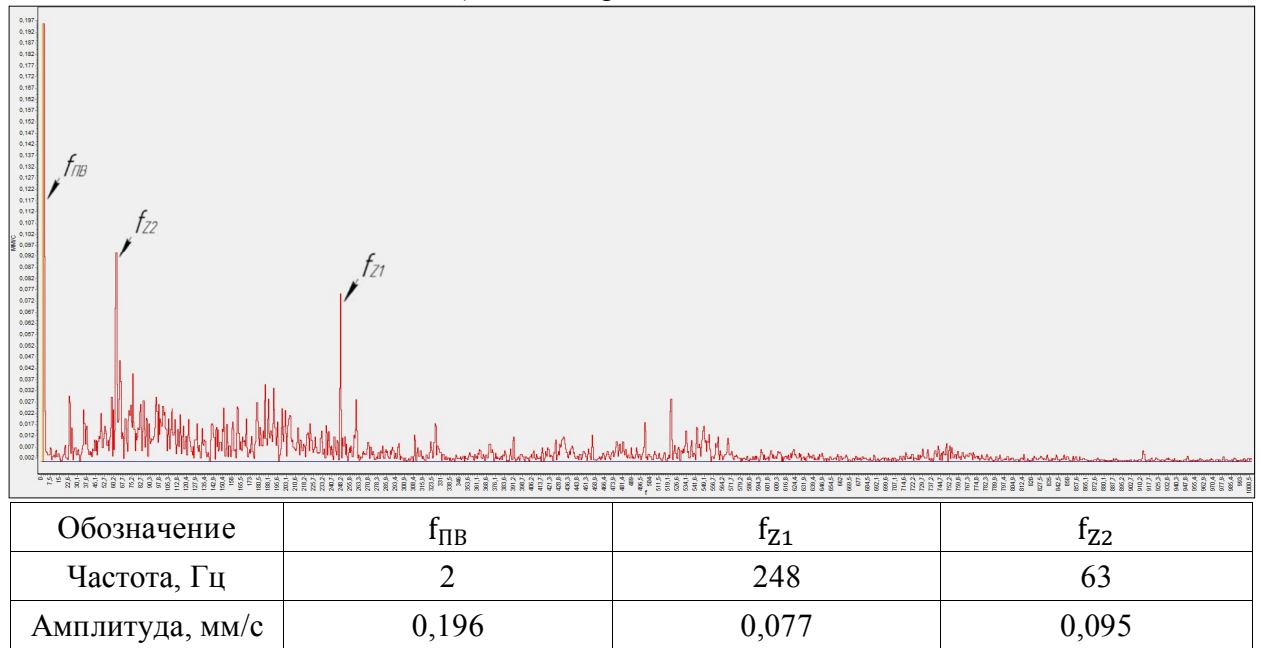
б) для промежуточного вала

Рис. 3.17. Амплитудные спектры вибросигнала эскалатора ЭТ-2

Нормированный опорный спектр: приведены спектры для быстроходного, а также промежуточного валов редуктора (рис. 3.18) эскалатора ЭТ-2М (подраздел 3.2.3).



а) для быстроходного вала



б) для промежуточного вала

Рис. 3.18. Амплитудные спектры вибросигнала эскалатора ЭТ-2М

Существенные отличия: при визуальной оценке спектров выявлен существенный рост амплитуд гармоник на частотах зубозацепления (f_{Z1} , f_{Z2}) и вращения вала (f_{BB} , f_{PB}), кроме того наблюдаются множественные ярко выраженные узкие пики со значительными амплитудами в зонах характерных частот того или иного элемента подшипников:

– для быстроходного вала – на частотах, кратных частоте вращения тел качения ($n \cdot f_{\text{rot1}}$, $n \in \mathbb{Z}$);

– для промежуточного вала – на частотах, кратных частоте перекачивания тел качения по наружному кольцу подшипника ($n \cdot f_{01}$, $n \in \mathbb{Z}$).

Вывод о техническом состоянии: подшипники привода в неудовлетворительном состоянии, нуждаются в ремонте, либо замене. Выявленные дефекты были занесены в ведомость дефектов и согласованы технологическим отделом эскалаторной службы. При капитальном ремонте была выполнена полная замена всех подшипниковых узлов главного привода эскалатора ЭТ-2 (рис. 3.19).

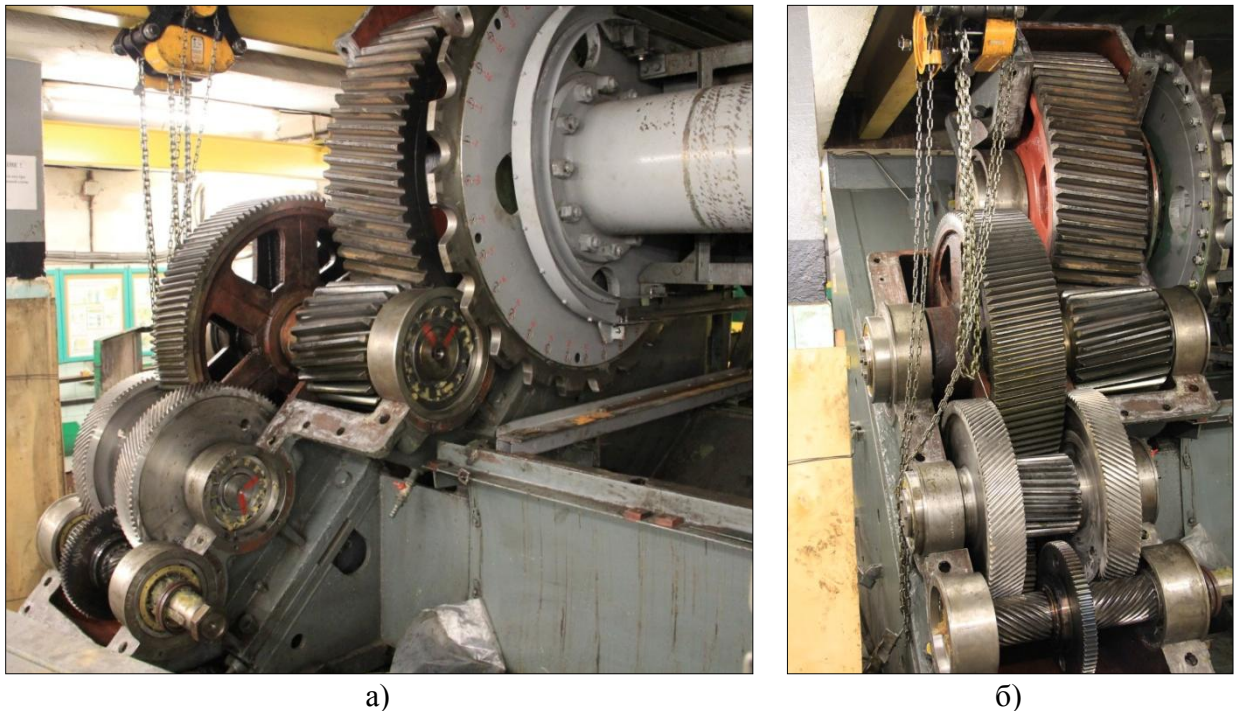


Рис. 3.19. Установленные валы главного привода эскалатора ЭТ-2

Диагностические признаки дефектов элементов подшипников качения: появление в спектре вибрационного сигнала гармоник со значительными амплитудами на частотах дефектных элементов подшипника качения (а также на кратных им частотам, $n \cdot f_{\text{подш}}$, $n \in \mathbb{Z}$), по величине близкими к амплитуде гармоник на частоте вращения вала (f_r), рост амплитуд гармоник на частоте вращения вала (f_r), а также гармоник на частотах пересопряжения зубьев (при их наличии, f_z).

Подобные дефекты подшипников качения, с теми же диагностическими признаками виброакустического метода диагностики, были обнаружены и на других эскалаторах Петербургского метрополитена, а также на многих электродвигателях аспирационных и компрессорных установок АО «Кольская горно-металлургическая компания», эксплуатация которых была запрещена по резуль-

татам проведенной ЭПБ, по причине несоответствия требованиям промышленной безопасности.

3.4.3 Диагностические признаки дефектов зубчатых зацеплений

Обязательным требованием при проведении ЭПБ тоннельных эскалаторов, используемых в метрополитенах, в соответствии с Федеральными нормами и правилами в области промышленной безопасности «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах», а также СТО ПГУПС-10-112-ЭС-2014 «Методические рекомендации по обследованию технического состояния и расчету остаточного ресурса с целью определения возможности продления срока безопасной эксплуатации эскалаторов Петербургского метрополитена» является определение технического состояния основных элементов эскалатора – элементов главного привода, в частности редуктора [117, 123]. Ввиду того, что зубчатые зацепления редуктора обеспечивают работоспособность и безопасность движения лестничного полотна, при ЭПБ им уделяется особое внимание с оформлением отдельного протокола осмотра и замера.

В ходе эксперимента, совмещенного с ЭПБ, был выполнен визуально-измерительный контроль зубчатых зацеплений, отработавших нормативный срок службы эскалаторов серии ЭТ-2. Были измерены расстояния между разноименными боковыми поверхностями (толщины) зубьев передач с применением штангензубомера ШЗН-40.

– Износ зубьев зубчатого зацеплений

Объект: зубчатые зацепления приводов двух подъемных эскалаторов серии ЭТ-2, при проведении ЭПБ.

Результаты визуально-измерительного контроля: диагностировано разной степени равномерное утонение зубьев шестерен и колес, не превышающее предельно-допустимого значения, вызванное износом (таб. 3.6)

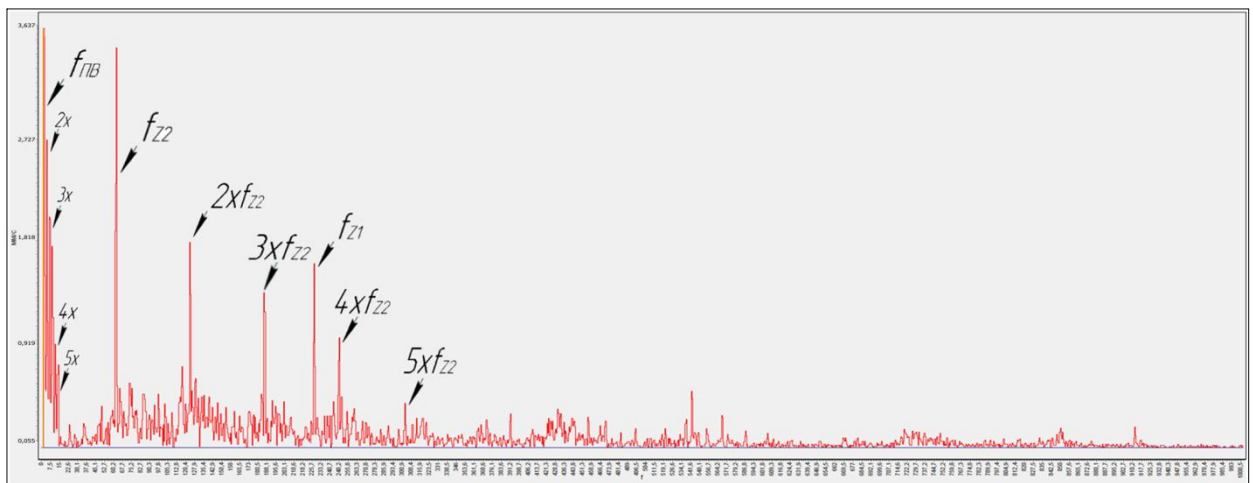
Таблица 3.6

Обозначение редуктора	Параметры зубчатых зацеплений		Контроль зубомером		
	Ступень	Количество зубьев	Высота установки	Минимальная толщина зуба, мм	
				1 эскалатор	2 эскалатор
М-1900	1	24	3,74	5,51	5,48
		106		5,47	5,50
	2	27	6,33	10,18	10,19
		116		10,15	10,21
	3	22	13,45	19,86	19,54
		72		19,75	19,81

Максимальное СКЗ виброскорости: 3,784 мм/с.

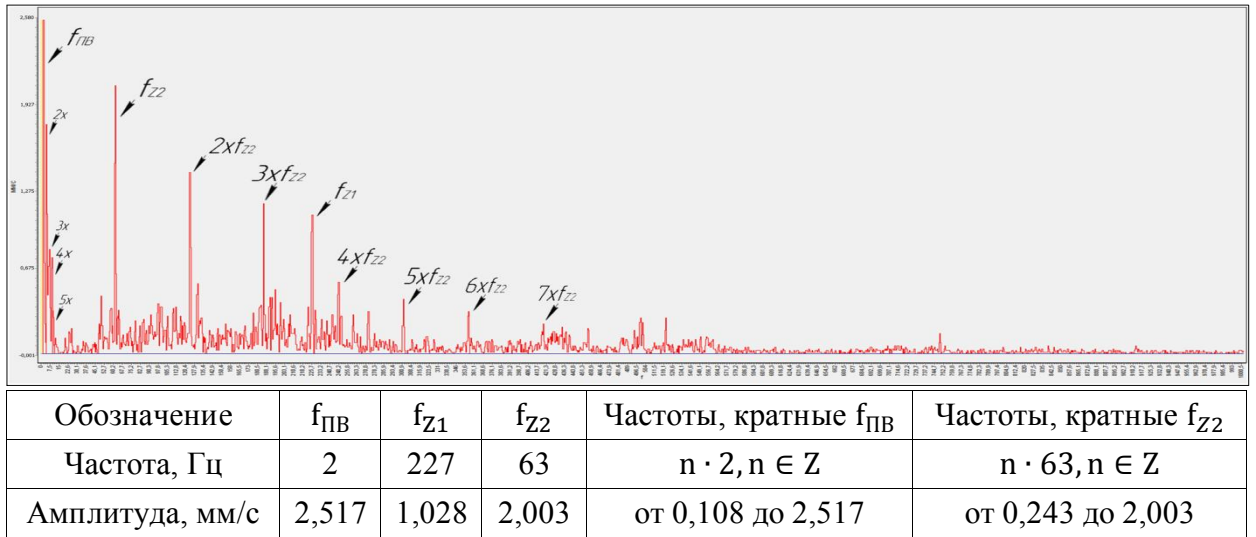
Зона вибрационного состояния: зона С.

Спектры вибрационного сигнала при рассматриваемом дефекте: приведены результаты замеров виброакустического сигнала в частотной области для подъемных эскалаторов серии ЭТ-2, при установке датчиков на подшипниковые щиты промежуточных валов редуктора, поскольку на них было диагностировано наибольшее утонение зубьев (рис. 3.20).



Обозначение	$f_{ПВ}$	f_{z1}	f_{z2}	Частоты, кратные $f_{ПВ}$ ($2x - 5x$)	Частоты, кратные f_{z2} ($2xf_{z2} - 5xf_{z2}$)
Частота, Гц	2	227	63	$n \cdot 2, n \in Z$	$n \cdot 63, n \in Z$
Амплитуда, мм/с	3,572	1,536	3,336	от 0,287 до 3,572	от 0,304 до 1,536

а)



б)

Рис. 3.20. Амплитудные спектры вибросигнала эскалатора ЭТ-2:
а) 1 эскалатор; б) 2 эскалатор

Нормированный опорный спектр: приведен спектр для промежуточного вала редуктора (рис. 3.21) эскалатора ЭТ-2М (подраздел 3.2.3).

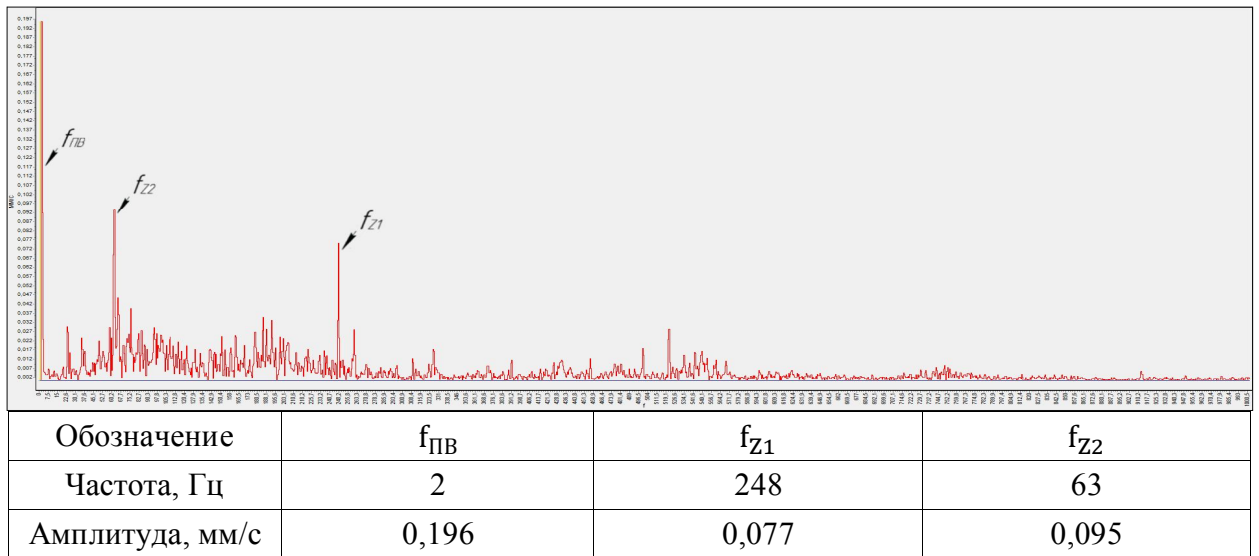


Рис. 3.21. Амплитудный спектр вибросигнала эскалатора ЭТ-2М

Существенные отличия: следствием износа зубьев является увеличение относительно номинальной толщины зубьев, бокового зазора между зубьями шестерни и входящими с ними в зацепление зубьями колеса, в результате чего происходит ударный режим возбуждения колебательных процессов. При визуальной оценке спектров выявлен существенный рост амплитуд гармоник на частотах зубозацепления (f_{Z1} , f_{Z2}) и вращения вала ($f_{ПВ}$), усиление шумовых составляющих на всем частотном диапазоне (от 0 до 1000 Гц), кроме того наблюдаются множе-

ственные гармоники кратные частоте зубозацепления дефектной зубчатой передачи (f_{z2}), а также частоте вращения вала ($f_{ПВ}$).

Диагностические признаки равномерного износа зубьев зубчатого зацепления:

- рост амплитуд всех основных гармоник, возбуждаемых элементами зубчатого зацепления (f_z, f_r);
- появление в спектре виброакустического сигнала множества гармоник, кратных частоте пересопряжения зубьев ($n \cdot f_z, n \in Z$);
- в связи с ростом бокового зазора, наличие в спектре узких пиков на частотах, кратных оборотной частоте вала ($k \cdot f_r, k \in Z$).

– Питтинг зубьев зубчатого зацеплений

Объект: зубчатое зацепление третьей ступени редуктора М-1900 привода эскалатора серии ЭТ-2.

Результаты визуально-измерительного контроля: обнаружена сильная язвенная коррозия (питтинг - выкрашивание) некоторых зубьев шестерни тихоходного вала, глубиной около 0,5 мм, длиной до 4 мм в местах перехода ножек зубьев в головки (рис. 3.22).



Рис. 3.22. Питтинг зубьев шестерни тихоходного вала редуктора эскалатора ЭТ-2

Максимальное СКЗ виброскорости: 1,913 мм/с.

Зона вибрационного состояния: зона В.

Спектры вибрационного сигнала при рассматриваемом дефекте: приведены результаты замеров вибрации в частотной области до обнаружения рассматриваемого дефекта (рис. 3.23).

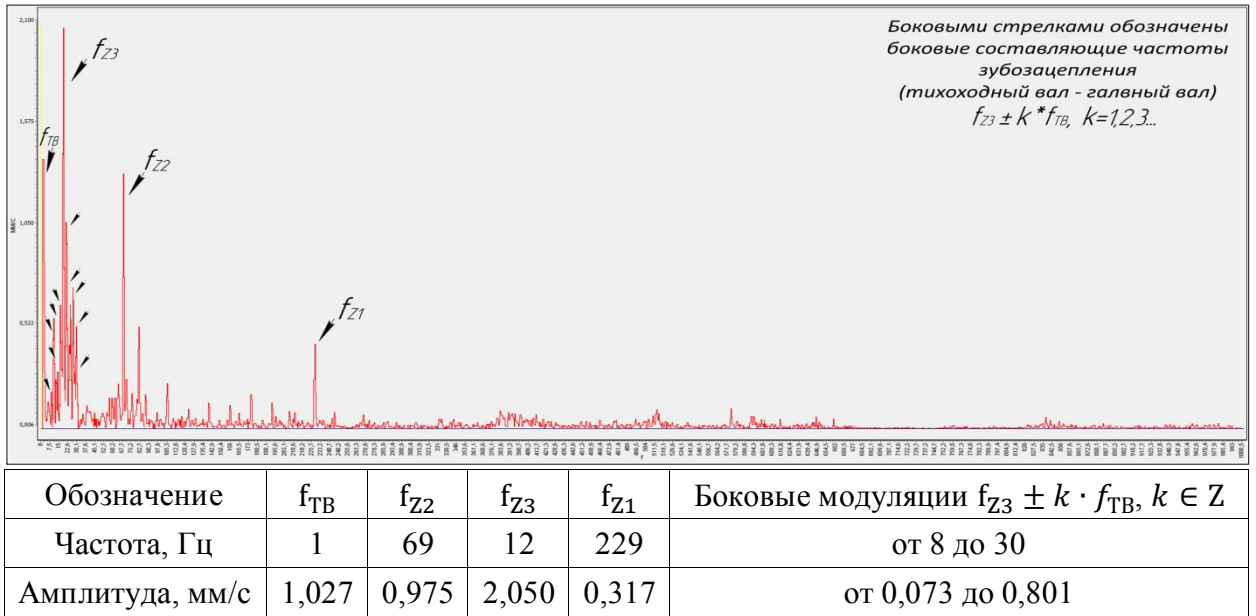


Рис. 3.23. Виброакустический сигнал при питтинге зубьев шестерни тихоходного вала (датчик установлен в горизонтально-поперечной плоскости)

Нормированный опорный спектр: приведен спектр после устранения рассматриваемого дефекта (рис. 3.24) – силами эскалаторной службы произведено шабрение подверженных питтингу поверхностей зубьев до получения требуемого пятна контакта и чистоты поверхности.

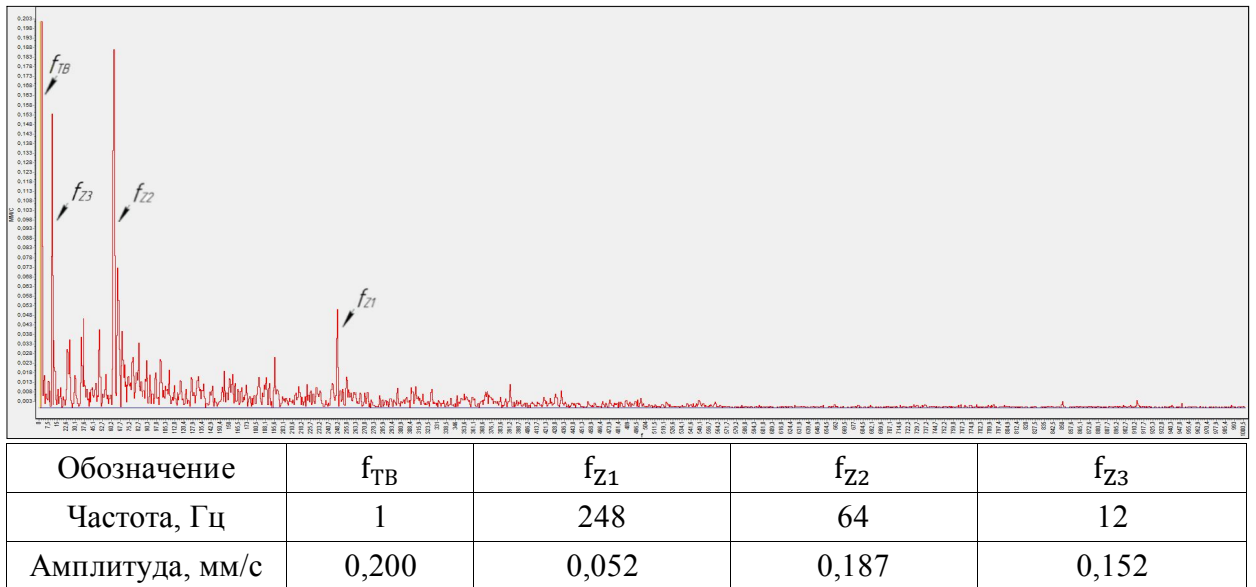


Рис. 3.24. Виброакустический сигнал после шабрения подверженных питтингу поверхностей зубьев шестерни тихоходного вала (датчик установлен в горизонтально-поперечной плоскости)

Существенные отличия: питтинг поверхности зубьев шестерни приводит к повышению контактных напряжений в точках контакта шестерни и колеса, возникающему по причине существенного уменьшения радиусов кривизны в местах перехода ножек зубьев в головки, вследствие неравномерных по профилям эксплуатационно-нормальных износов, в связи с чем свойства виброакустического

сигнала сильно меняются. При визуальной оценке спектров наблюдается рост амплитуд гармоник на частотах зубозацепления (f_{z2} , f_{z3}) и оборотной частоте вращения вала ($f_{ТВ}$), а также появление вокруг гармоники с частотой дефектного зубозацепления (f_{z3}) сильных боковых составляющих ($f_{z3} \pm k \cdot f_{ТВ}$, $k \in \mathbb{Z}$).

Диагностические признаки питтинга зубьев зубчатого зацепления:

- рост амплитуд всех основных гармоник, возбуждаемых элементами зубчатого зацепления (f_z , f_r);
- развитые боковые составляющие гармоники на частоте пересопряжение зубьев дефектного зубчатого зацепления ($f_z \pm k \cdot f_r$, $k \in \mathbb{Z}$).

Дальнейшим направлением экспериментального исследования стало оценка возможности применения полученных теоретически диагностических признаков к дефектам элементов других типов роторного оборудования.

– Боковой зазор зубчатого зацепления

Объект: элемент привода воздушной компрессорной установки К-500, эксплуатируемой на АО «Кольская горно-металлургическая компания», а именно редуктор РЦОТ 350-2,55-1К (рис. 3.28).

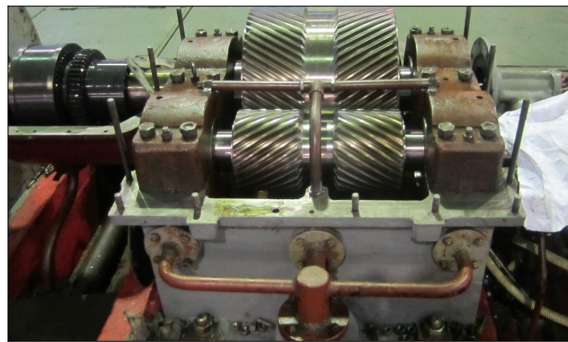


Рис. 3.28. Редуктор РЦОТ 350-2,55-1К

Основные характеристики редуктора приведены в таблице 3. 8.

Таблица 3.8

№ п/п	Параметр	Значение	Ед. изм.
1	Передаваемая мощность	3000	кВт
2	Передаточное отношение	2,54	-
3	Номинальный крутящий момент	9500	Н*м
4	Номинальная частота вращения тихоходного вала	3000	об/мин

Результаты визуально-измерительного контроля: зарегистрирован случай чрезмерного бокового зазора зубчатого зацепления, вызванный нарушением ме-

жосевого расстояния между валами редуктора при замене вкладышей подшипников скольжения редуктора.

Максимальное СКЗ виброскорости: 4,234.

Зона вибрационного состояния: зона С.

Спектры вибрационного сигнала при рассматриваемом дефекте: спектр сигнала, измеренный на одной из подшипниковых опор редуктора, представлен на рисунке 3.29.

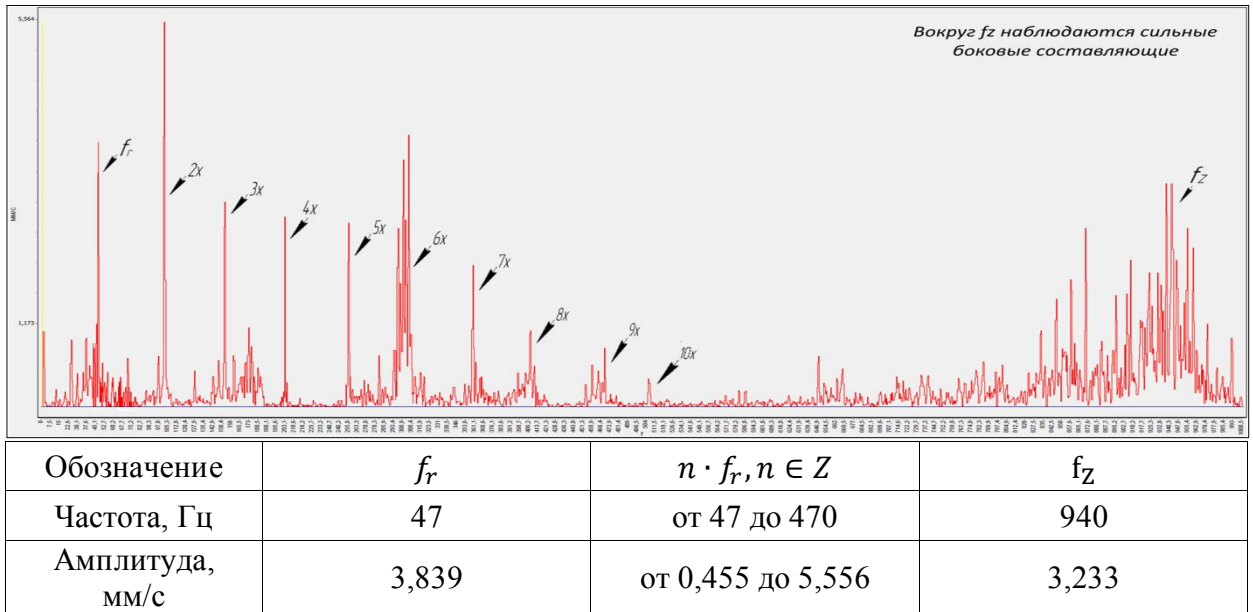


Рис. 3.29. Виброакустический сигнал в частотной области при чрезмерном боковом зазоре зубчатого зацепления (при вертикальном расположении датчика вибрации)

Нормированный опорный спектр: приведен спектр снятый с подшипниковой опоры бездефектного редуктора РЦОТ 350-2,55-1К (рис. 3.30).

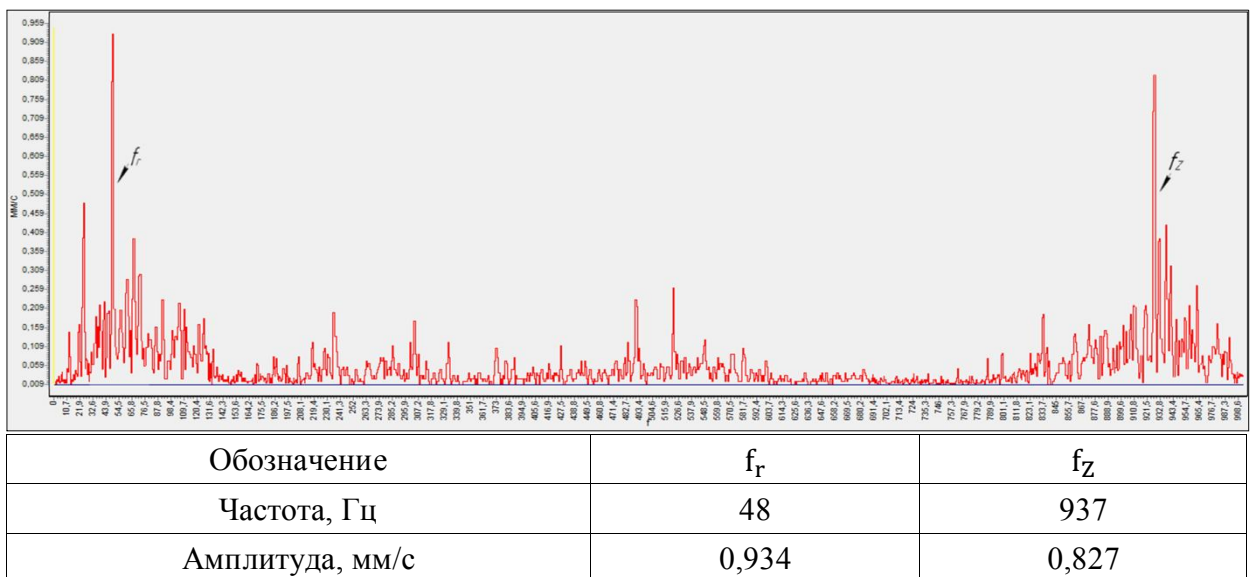


Рис. 3.30. Виброакустический сигнал, снятый с подшипниковой опоры бездефектного редуктора РЦОТ 350-2,55-1К

Существенные отличия: спектр вибрации при боковом зазоре зубчатого зацепления характеризуется повышенной амплитудой на частоте зубозацепления (f_z), а также появлением целой гаммы оборотных гармоник ($n \cdot f_r$, $n \in \mathbb{Z}$).

Диагностические признаки бокового зазора зубчатого зацепления:

- рост амплитуды гармоники на частоте вращения вала (f_r);
- рост амплитуды гармоники на частоте зубозацепления (f_z);
- появление на спектре ряда гармоник, кратных оборотной частоте вращения вала ($n \cdot f_r$, $n \in \mathbb{Z}$).

3.4.4 Диагностические признаки дефектов линии вала

– Дисбаланс валов

Объект: элементы привода аспирационных установок, в состав которых входят дутьевые вентиляторы типов ВДН-10 и ВД-15,5 (рис. 3.31), эксплуатируемые на АО «Кольская горно-металлургическая компания».



Рис. 3.31. Дутьевые вентиляторы:
а) ВДН-10; б) ВД-15,5

Основные технические характеристики приведены в таб. 3.9.

Таблица 3.9

N_2 n/n	Параметр	Значение	Ед. изм.
<i>Вентилятор типа ВДН-10</i>			
1	Мощность электродвигателя	30	кВт
2	Номинальная частота вращения	1500	об/мин
<i>Вентилятор типа ВД-15,5</i>			
1	Мощность электродвигателя	200	кВт
2	Номинальная частота вращения	750	об/мин

Результаты визуально-измерительного контроля: обнаружены сильная деформация и износ лопаток рабочего колеса (рис. 3.32), являющихся причиной дисбаланса. В результате которых несбалансированные массы с каждым оборотом ротора создают одно циклическое силовое воздействие на опору.

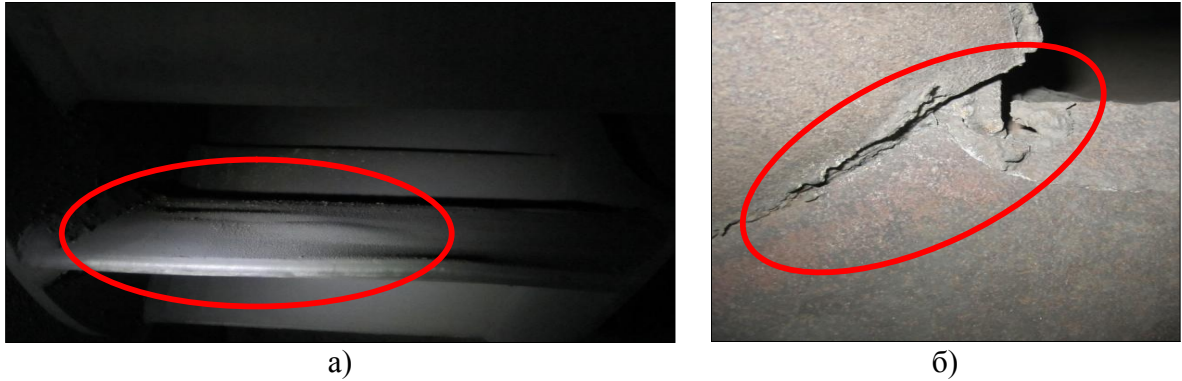


Рис. 3.32. Дефекты рабочего колеса:

а) деформация лопаток; б) трещина в месте стыка лопатки к основному диску

Максимальное СКЗ виброскорости: 7,914.

Зона вибрационного состояния: зона D.

Спектры вибрационного сигнала при рассматриваемом дефекте: замеры виброакустического сигнала проводились на ближайшей к рабочему колесу консольной опоре ротора, были получены спектры виброскорости в трех взаимно-перпендикулярных плоскостях, на рис. 3.33 представлен спектр для горизонтально-поперечного направления дутьевого вентилятора ВДН-10.

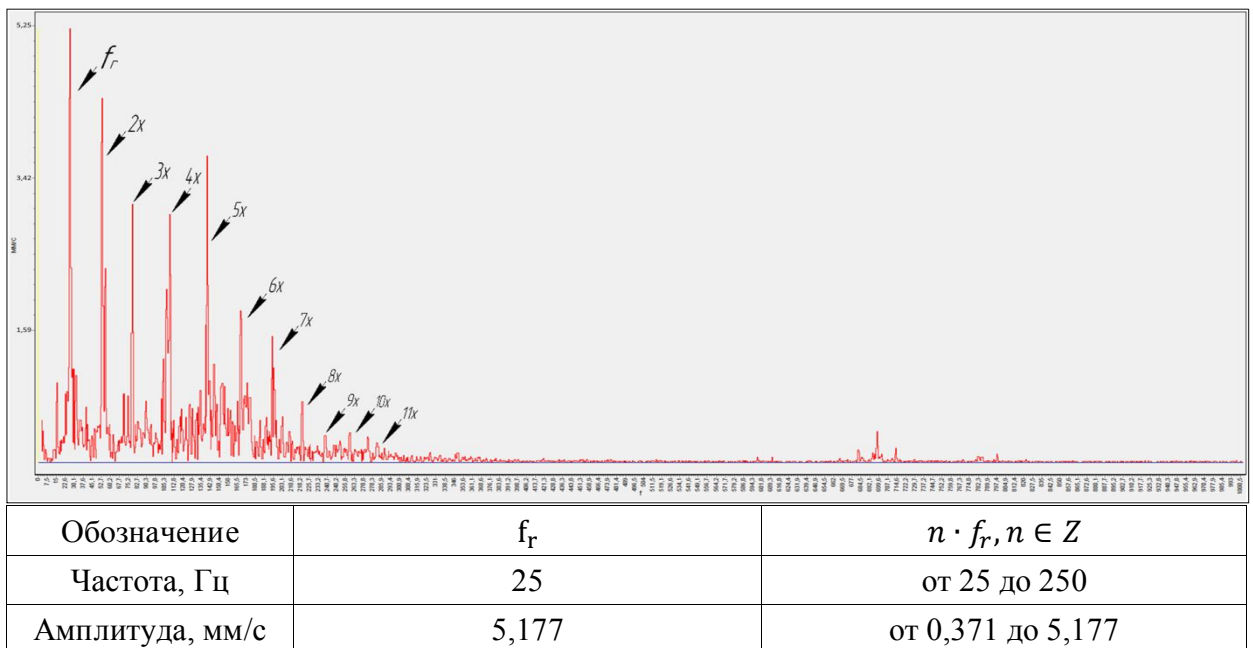
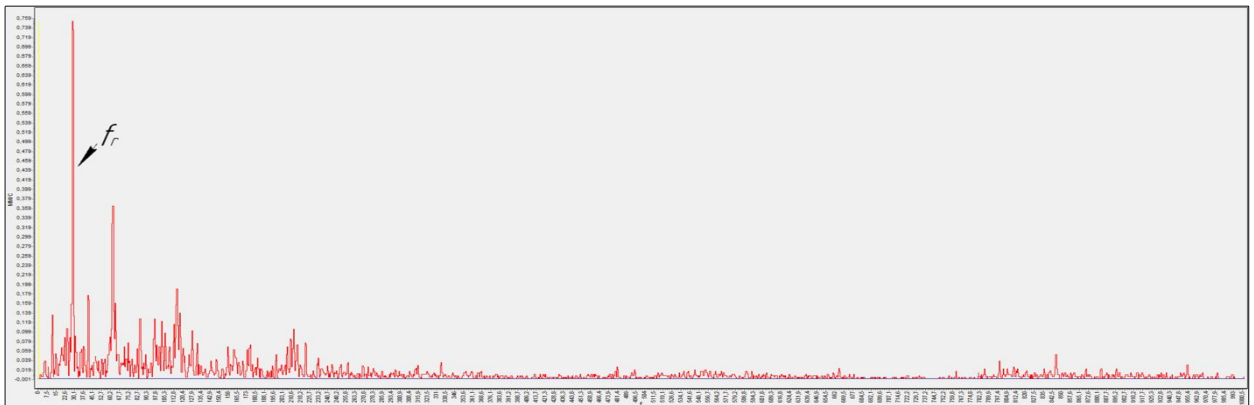


Рис. 3.33. Спектр сигнала вибрации вала, имевшего дисбаланс (при горизонтально-поперечном расположении датчика вибрации)

Нормированный опорный спектр: приведен спектр, снятый на ближайшей к рабочему колесу консольной опоре ротора бездефектного дутьевого вентилятора ВДН-10 (рис. 3.34).



Обозначение	f_r
Частота, Гц	25
Амплитуда, мм/с	0,751

Рис. 3.34. Виброакустический сигнал, снятый с консольной опоры бездефектного дутьевого вентилятора ВДН-10 (рис. 3.34)

Диагностические признаки:

- появление в спектре ряда гармоник со значительными амплитудами, на частотах ($n \cdot f_r$, $n \in \mathbb{Z}$), кратных оборотной частоте вращения вала (f_r);
- первая оборотная гармоника (f_{r1}) обладает наибольшим значением амплитуды, с ростом номера гармоники наблюдается падение амплитуды виброскорости.

Исходя из полученных в результате проведения эксперимента результатов, а также результатов, полученных при математическом моделировании, в Приложении В был проведен их сравнительный анализ. При котором доказана адекватность построенной математической модели и эквивалентность полученных результатов (максимальное расхождение менее 9 %).

3.4.5 Сводная таблица диагностических признаков дефектов элементов приводных групп тоннельных эскалаторов

Диагностические признаки различных дефектов элементов ПГТЭ, полученные при математическом моделировании, а также экспериментально, позволяют построить диагностическую карту дефектов ПГТЭ (таблица 3.10).

Таблица 3.10

Наименование дефекта		Частоты гармоник при оценке спектра виброакустического сигнала (диагностические признаки)	
		Полученные экспериментально	
Дефекты элементов подшипников качения		рост амплитуд $f_z, f_r, k \cdot f_{ПК}, k = 1 \dots n, n \in Z$	
Дефекты зубчатых зацеплений	Износ зубьев	рост амплитуд f_z, f_r , усиление шумовых составляющих во всем частотном диапазоне, $n \cdot f_z, k \cdot f_r, k, n = 1 \dots m, m \in Z$	
	Питтинг зубьев	рост амплитуд f_z, f_r , флуктуация амплитуды зубозацепления, $f_z \pm k \cdot f_r, k = 1 \dots m, m \in Z$	
	Разрушение зубьев	рост амплитуд f_z, f_r , усиление шумовых составляющих во всем частотном диапазоне, флуктуация амплитуд $n \cdot f_z \pm k \cdot f_r, l \cdot f_r, l, n, k = 1 \dots m, m \in Z,$	
	Боковой зазор зубчатых зацеплений	рост амплитуд $f_z, f_r, k \cdot f_r, k = 1 \dots m, m \in Z$	
Дисбаланс вращающегося элемента		рост амплитуд f_r , падающий ряд гармоник $k \cdot f_r, k = 1 \dots m, m \in Z$	
Обозначения:		$f_{ПК}$	– частота дефектного элемента подшипника качения;
		f_z	– частота пересопряжения зубьев дефектного зубчатого зацепления;
		f_r	– оборотная частота вращения вала;
		k, n, m, l	– переменные, принимающие целые значения;
		Z	– целые числа.

3.5 Методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов

Учитывая структуру проведенного экспериментального исследования, для повышения уровня детализации процесса диагностирования технического состояния ПГТЭ с использованием методов вибрационного анализа, становится возможным разработать методику контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов при рабочих режимах в процессе эксплуатации. Методикой контроля технического состояния или алгоритмом диагностирования ПГТЭ называется совокупность последовательных действий при постановке диагноза элементов ПГТЭ и определении вида технического состояния ПГТЭ в целом. Методика контроля опирается на диагностическую модель, которая устанавливает связь между состоянием ПГТЭ и их отображениями в пространстве диагностических признаков [27].

Для повышения наглядности представления последовательности действий методики был использован один из видов частично-формализованных идеальных моделей – блок-схема (рис. 3.35) [69].

Приведенная блок-схема разработана в соответствии с ГОСТ 19.701-90 [34]. Пояснения даны в таб. 3.11.

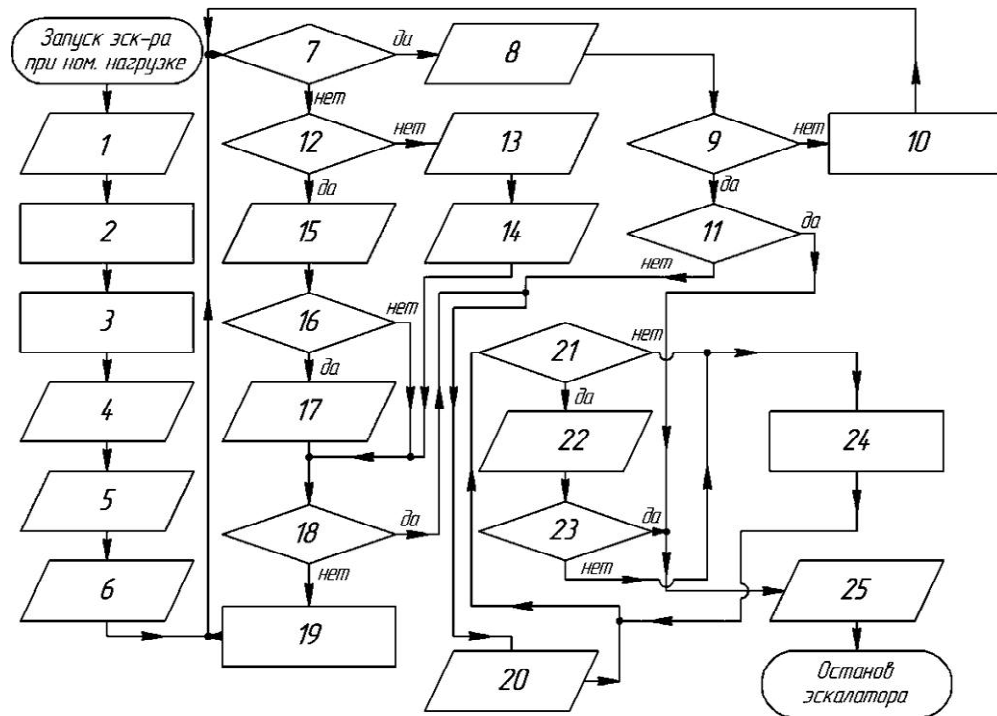


Рис. 3.35. Блок-схема методики контроля технического состояния ПГТЭ

Таблица 3.11

№	Наименование блока	Пояснения
1	Определение основных параметров элементов приводной группы	Ознакомление по паспорту эскалатора с конструкцией приводной группы, определение типов используемых главных электродвигателей, подшипников, характеристик зубчатых зацеплений, муфт и т.д.
2	Вычисление кинематических параметров элементов приводной группы	Определение параметров элементов приводной группы, необходимых для расчета их частот вращения, в соответствии с подразделом 2.4
3	Вычисление частот элементов / подэлементов приводной группы	Расчет частот элементов / подэлементов приводной группы в соответствии с подразделом 2.4
4	Определение нормативных среднеквадратичных значений (СКЗ) виброскорости, соответствующих границам зон вибрационных состояний	Определение в соответствии с блоком 1 мощностного диапазона главного электродвигателя и использование гистограммы определения зон вибрационного состояния приводной группы в зависимости от мощности главного электродвигателя (подраздел 3.4.1)
5	Определение контрольных точек элементов приводной группы	Определение ведется в соответствии с подразделом 3.3.2, каждой контрольной точке присваивается порядковый номер, поверхность контрольной точки должна быть очищена от грязи, масла, ржавчины и других загрязнений

№	Наименование блока	Пояснения
6	Определение СКЗ виброскорости для каждой контрольной точки	Установка датчиков вибрации в контрольных точках, датчики должны постоянно находиться в плотном контакте с металлической поверхностью контролируемого объекта, без смещения положения датчика на объекте, после обеспечения контакта с металлической поверхностью проведение измерений СКЗ вибрации в трех направлениях для каждой контрольной точки
7	Сравнение полученных СКЗ рассматриваемой контрольной точки с нормативными значениями для зон А/В	Проверка условия «сравнение текущего рассматриваемого СКЗ со значением для границы зон А/В», полученные значения рассматриваются по возрастанию присвоенных номеров контрольных точек, в случае, если текущее СКЗ превышает нормированное граничное значение – переход к следующему условию (блок 12), если не превышает – текущее СКЗ принадлежит зонам А или В
8	Фиксация полученного результата для рассматриваемой контрольной точки	Запись в таблицу СКЗ виброскорости, а также соответствующей ему зоны вибрационного состояния А или В для рассматриваемой контрольной точки
9	Проверка номера контрольной точки	Проверка условия «является ли рассматриваемая контрольная точка последней», в случае, если является – переход к блоку 11, если не является – переход к блоку 10
10	Переход к СКЗ виброскорости следующей контрольной точки	Увеличение порядкового номера рассматриваемой контрольной точки на одну позицию
11	Проверка все ли СКЗ предыдущих рассмотренных контрольных точек принадлежат зонам А/В	Проверка условия «СКЗ предыдущих контрольных точек принадлежат зонам А/В», в случае, если принадлежат – окончание алгоритма, переход к блоку вывода данных о техническом состоянии всей приводной группы, если не принадлежат – переход к блоку 21
12	Сравнение полученных СКЗ рассматриваемой контрольной точки с нормативными значениями для зон В/С	Проверка условия «сравнение текущего рассматриваемого СКЗ со значением для границы зон В/С», полученные значения рассматриваются по возрастанию присвоенных номеров контрольных точек, если текущее СКЗ превышает нормированное граничное значение – переход к блоку 13, если не превышает – текущее СКЗ принадлежит зоне В
13	Фиксация полученного результата (зоны С/Д) для рассматриваемой контрольной точки	Запись в таблицу СКЗ виброскорости, а также соответствующей ему зоны вибрационного состояния С или D для рассматриваемой контрольной точки
14	Фиксация технического состояния приводной группы, как недопустимого	–
15	Фиксация полученного результата (зона В) для рассматриваемой контрольной точки	Запись в таблицу СКЗ виброскорости, а также соответствующей ему зоны вибрационного состояния В для рассматриваемой контрольной точки
16	Проверка все ли СКЗ предыдущих рассмотренных контрольных точек принадлежат зоне В	Проверка условия «СКЗ предыдущих контрольных точек принадлежат зоне В», в случае, если принадлежат – окончание алгоритма, переход к блоку фиксации данных о техническом состоянии всей приводной группы, если не принадлежат – переход к блоку 19

№	Наименование блока	Пояснения
17	Фиксация технического состояния приводной группы, как допустимого	–
18	Проверка номера контрольной точки	Проверка условия «является ли рассматриваемая контрольная точка последней», в случае, если является – переход к блоку 20, если не является – переход к блоку 19
19	Переход к СКЗ виброскорости следующей контрольной точки	Увеличение порядкового номера рассматриваемой контрольной точки на одну позицию
20	Выполнение замеров спектров виброакустического сигнала (в трех проекциях) в контрольных точках, СКЗ которых находится выше границы зон В/С	Установка датчиков вибрации в контрольных точках, датчики должны постоянно находиться в плотном контакте с металлической поверхностью контролируемого объекта, без смещения положения датчика на объекте, после обеспечения контакта с металлической поверхностью проведение измерений спектров вибрации в трех направлениях для каждой контрольной точки, с установочными параметрами прибора в соответствии с подразделом 3.2.3
21	Анализ замеренных спектров виброакустического сигнала для одной контрольной точки	Проводится анализ спектров вибрации, определяются доминирующие гармонические составляющие исходного вибрационного сигнала, рассматриваются их модуляции, а также комбинационные составляющие. Дефекты определяются в соответствии с их диагностическими признаками, указанными в таблице 3.6
22	Фиксация результатов анализа рассматриваемой серии спектров	Запись в таблицу обнаруженных дефектов элементов ПГТЭ
23	Проверка номера контрольной точки	Проверка условия «является ли рассматриваемая контрольная точка последней», в случае, если является – переход к блоку 25, если не является – переход к блоку 24
24	Переход к следующей серии спектров, снятых с контрольной точки	Увеличение порядкового номера рассматриваемой контрольной точки на одну позицию
25	Выводы о техническом состоянии ПГТЭ	Формирование выводов о техническом состоянии, включающих в себя рекомендации по виду и срокам технического обслуживания

Таким образом, разработана методика контроля технического состояния ПГТЭ в процессе их функционирования, включающая в себя формирование системы информативных диагностических признаков элементов ПГТЭ, построение эталонных изображений для каждого вида технических состояний ПГТЭ и разработку правил принятия принадлежности к тому или иному виду состояний.

3.6 Выводы по главе

Таким образом, проанализировав результаты, полученные в ходе экспериментального исследования и результаты математического моделирования, сделаны следующие выводы:

1. При проведении экспериментального исследования подтверждена адекватность результатов, полученных в ходе математического моделирования путем построения динамической модели колебательных процессов, возникающих в ПГТЭ при моделировании того или иного дефекта, максимальное расхождение данных вычислений и эксперимента во всем диапазоне исследуемых частот не превышает 9 %.

2. Доказана рациональность выполнения математического моделирования различных машин и механизмов с целью определения диагностических признаков моделируемого дефекта.

3. Показана целесообразность проведения экспериментального исследования диагностических признаков различных дефектов с целью дополнения диагностических признаков, полученных в ходе математического моделирования.

4. Получены спектральные портреты дефектов элементов приводных групп.

5. Подтверждена частотная модель элементов приводной группы, которая может быть построена исходя из кинематической схемы объекта контроля, и результаты которой коррелируются с частотными характеристиками дефектов, полученными при экспериментальном исследовании.

6. Проведение технического диагностирования приводов роторных машин, обладающих схожими с приводными группами тоннельных эскалаторов конструктивными сопряжениями и элементами, подтверждает диагностические признаки, полученные для приводов эскалаторов.

7. Разработана методика контроля технического состояния ПГТЭ при рабочих режимах в процессе эксплуатации, применение которой обеспечивает определение вида текущего технического состояния ПГТЭ, а также дефектацию их элементов.

ГЛАВА 4 ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МЕТОДИКИ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

Для получения наибольшей эффективности от внедрения и использования любых новых методик и технологий, необходимо правильно произвести оценку всех специфических особенной сфер возможного применения [126].

Во второй и в третьей главах разработана и обоснована контроля технического состояния ПГТЭ при рабочих режимах в процессе эксплуатации. Задача текущей главы определить сферы возможного применения, показать пути дальнейшего развития и оценить эффективность от внедрения разработанной методики.

4.1 Практическое применение разработанной методики

Вопросами применения методик, направленных на безразборный контроль технического состояния и диагностику различных машин и механизмов всех областей промышленности, рассмотрены во многих работах [20, 23, 26-29, 60, 82, 93, 138 и др.]. Авторы приведенных работ сходятся в едином мнении – основное применение методик состоит в мониторинге технического состояния объектов контроля, основная задача которого состоит в смене существующих на рассматриваемых предприятиях систем технического обслуживания оборудования на обслуживание по фактическому техническому состоянию.

Выделяют следующие преимущества системы обслуживания по фактическому техническому состоянию [136]:

1) получение постоянных сведений о текущем техническом состоянии оборудования, тем самым становится возможным планировать и выполнять техническое обслуживание и ремонт без остановки производства, исключая внеплановые остановки, что в итоге приводит к увеличению эффективности производства от 2 до 10%;

2) прогнозирование и планирование объемов технического обслуживания и ремонта, снижение объемов приводимых работ и увеличение на 25-40 % межремонтного периода механизма (в сравнении с планово-предупредительным ремонтом).

том), что в итоге приведет к снижению затрат на поддержание оборудования в исправном техническом состоянии;

3) контроль технического состояния вновь установленного оборудования и оценка эффективности проведенного ремонта за счет вибрационного обследования (от 2 до 10 % новых деталей имеют дефекты изготовления, что может привести к быстрому износу данной детали и / или отказу оборудования, а также вызвать повреждение других нормально функционировавших деталей);

4) эффективность планирования распределения трудовых и финансовых ресурсов предприятия;

5) повышение качества оказываемых услуг или производства продукции за счет устранения неблагоприятных воздействий дефектных машин и оборудования;

6) улучшение охраны труда и устранение нарушений экологических требований;

7) экономия энергоресурсов предприятия путем снижения затрат на электроэнергию (для ПГТЭ), за счет устранения источников повышенной вибрации.

В указанных работах доказана эффективность использования системы обслуживания по фактическому состоянию на предприятиях, схожих по своей значимости с ГУП «Петербургский метрополитен», применительно к оборудованию, потенциальная возможность и значимость внеплановых отказов, а также сложность обслуживания которого совпадает с ПГТЭ.

В соответствии со сказанным, для применения методики контроля технического состояния ПГТЭ в ГУП «Петербургский метрополитен» с целью организации технического обслуживания парка эскалаторов по фактическому техническому состоянию, можно воспользоваться готовыми решениями, эффективность которых обоснована и апробирована на практике.

В связи с этим наиболее интересно обосновать применение разработанной методики в той области, которая ранее не была рассмотрена. Предлагается рассмотреть применение методики на примере организаций, занимающихся контролем соответствия эскалатора и его устройства требованиям нормативно-

технических документов, действующих на территории Российской Федерации, а именно на примере экспертных организаций, работающих в области промышленной безопасности.

Согласно Федеральным нормам и правилам в области промышленной безопасности «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах», эскалаторы метрополитена, в целях подтверждения их соответствия требованиям, определения технического состояния, обеспечивающего их безопасную эксплуатацию, подтверждения соответствия эксплуатации, содержания и обслуживания, подлежат техническому освидетельствованию и ЭПБ.

Одним из основных этапов проведения технического освидетельствования и экспертизы промышленной безопасности является определение технического состояния ПГТЭ, с оценкой возможности дальнейшей эксплуатации.

4.2 Прогнозирование технического состояния приводной группы тоннельного эскалатора

Для оценки возможности дальнейшей эксплуатации ПГТЭ наиболее оптимально воспользоваться средствами математической статистики, что позволит разработать процедуры прогнозирования изменения технического состояния. Для этой цели необходимо выполнить корреляционно-регрессионный анализ уровней вибрации, используя данные текущих и предшествующих измерений.

Поскольку очень часто получить предшествующие измерения для рассматриваемого объекта контроля не представляется возможным, но известно, что для однотипных объектов уровень вибрации подчиняется классическому графику изменения вибрации от наработки, применительно к ПГТЭ можно построить графики изменения уровней вибрации ПГТЭ одного типа в зависимости от их наработки [28-29, 104, 136]. Для эскалаторов под наработкой понимается пробег лестничного полотна эскалатора между капитальными ремонтами.

При определении зон вибрационных состояний ПГТЭ, была собрана достаточная экспериментальная база для построения вышеуказанного графика для эскалаторов типа ЭТ-2(М) (рис. 4.1).

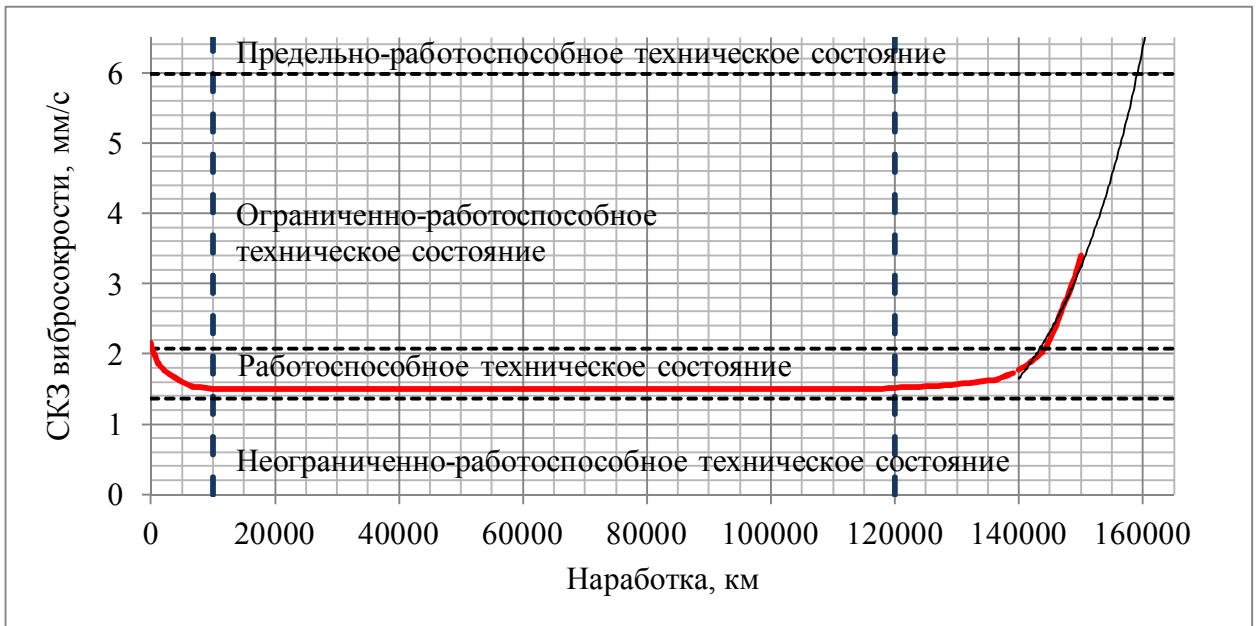


Рис. 4.1. Зависимость СКЗ виброскорости ПГТЭ от наработки эскалатора

На рисунке 4.1 вертикальными штриховыми линиями отмечены этапы работы ПГТЭ между капитальными ремонтами:

- от 0 км до 10000 км – этап приработки элементов;
- от 10000 км до 120000 км – этап нормального износа;
- от 120000 км до 160000 км – этап интенсивного износа.

Далее, для прогнозирования изменения технического состояния, при наличии дефекта одного из элементов ПГТЭ необходимо воспользоваться корреляционными или регрессионными моделями. Экспериментально было определено, распределение уровня вибрации от наработки носит нелинейный характер, в связи с чем были отброшены корреляционные и линейные регрессионные модели.

Для расчета регрессионных моделей в пакете Microsoft Office, в программе Excel, используя стандартный метод статистического анализа – метод наименьших квадратов, был создан программный модуль на основе Visual Basic for Applications. Модуль направлен на получение уравнений регрессий, а также достоверностей их аппроксимации. Модуль обладает возможностью прогнозирования дальнейшего роста рассматриваемых зависимостей уровня вибрации от наработки с пересечением тренда линий зон технических состояний, установленных в разделе 3.4.

На рисунке 4.2 представлен график изменения уровня вибрации ПГТЭ ЭТ-2 от наработки эскалатора в процессе роста значений диагностических признаков дефекта подшипника качения промежуточного вала.

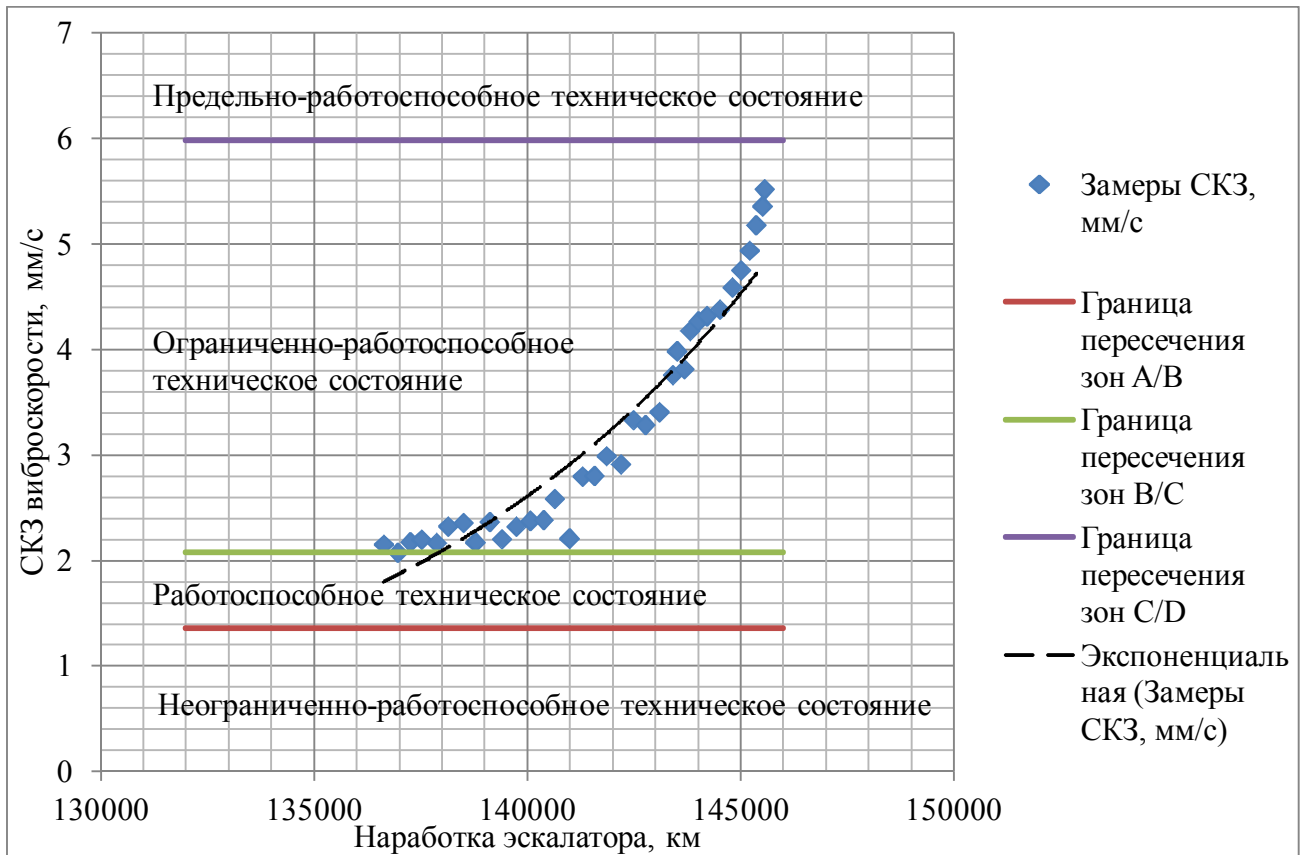


Рисунок 4.2. Изменение СКЗ виброскорости от наработки эскалатора при растущем износе подшипника качения промежуточного вала

В таблице 4.1 представлены уравнения регрессионных моделей при интенсивном износе элементов приводной группы (рис. 4.1) и при дефекте подшипника качения (рис. 4.2), а также их достоверности аппроксимации. Уравнения имеют вид экспоненциальных зависимостей. По величине коэффициентов экспоненциальной зависимости можно прогнозировать изменение технического состояния.

Таблица 4.1

Вид износа	Тип линии тренда	Уравнение линии тренда	Значение достоверности аппроксимации
Общий интенсивный износ элементов привода	Экспоненциальная	$y = 10^{-4} \cdot e^{7 \cdot 10^{-5} \cdot x}$	$R^2 = 0,9695$
Дефект подшипника качения	Экспоненциальная	$y = 5 \cdot 10^{-7} \cdot e^{10^{-4} \cdot x}$	$R^2 = 0,9104$

Направлением дальнейшего исследования может стать накопление экспериментальных значений уровней вибрации от наработки и определение уравнений регрессии для всех возможных дефектов ПГТЭ.

4.3 Оформление результатов контроля технического состояния приводной группы тоннельного эскалатора

После проведения комплекса работ по техническому диагностированию ПГТЭ для оценки реального состояния её механизмов и узлов, с определением возможности дальнейшей эксплуатации, в целях мониторинга динамики изменений технического состояния, накопления повреждений и деформаций в элементах ПГТЭ, очень важно структурировать и оформить результаты диагностирования.

Результатом диагностирования является оценка технического состояния объекта в определенный момент времени, оформленная надлежащим образом [58]. Результаты оформляются в форме заключения о проведенном техническом диагностировании, содержащего оценку технического состояния с указанием возможных дефектов. Заключение о возможности дальнейшей эксплуатации ПГТЭ и ее отдельных элементов выдается на основании анализа выявленных дефектов, их вида и влияния на эксплуатационные характеристики эскалатора.

В заключении в обязательном порядке указываются:

- 1) тип и марка эскалатора;
- 2) его заводской номер и год выпуска;
- 3) наработка на текущий момент после последнего капитального / среднего ремонтов (или после ввода в эксплуатацию);
- 4) скорость движения лестничного полотна эскалатора в момент проведения контроля;
- 5) принципиальная кинематическая схема ПГТЭ с указанием контрольных точек для размещения датчиков вибрации (в соответствии с разделом 3.3.2), а также с указанием основных характеристик, необходимых для расчета частот элементов ПГТЭ (в соответствии с разделом 2.4);
- 6) марка, заводской номер, сведения о поверке виброанализатора, применяемого для проведения контроля;
- 7) нормы СКЗ вибрации для зон технического состояния ПГТЭ (раздел 3.4.1);

8) результаты замеров СКЗ виброскорости по всем контрольным точкам в трех компонентах, техническое состояние оценивается по наибольшему значению компоненты вибрации;

9) исходя из результатов сравнения норм СКЗ и замеренных значений, первичный вывод о техническом состоянии ПГТЭ;

10) исходя из наработки эскалатора и замеренных значений СКЗ (в соответствии с регрессионными моделями, примеры которых приведены в предыдущем разделе), указывается вероятная остаточная наработка до перехода в следующую зону технического состояния;

11) для контрольных точек, СКЗ в которых находятся в зонах ограничено допустимая и недопустимая, приводятся результаты замеров спектра виброакустического сигнала;

12) приводятся результаты анализа спектров виброакустического сигнала (в соответствии с разделом 3.4) с указанием возможных дефектов, после чего следуют окончательные рекомендации и возможности дальнейшей эксплуатации ПГТЭ.

Результаты контроля утверждаются руководителем организации, проводившей техническое диагностирование, и подписываются аттестованными дефектоскопистами, проводившими весь комплекс работ.

4.4 Расчет эффективности применения разработанной методики

Основной целью любой экспертной организации, работающей в области промышленной безопасности, является оказание потребителю качественных услуг в заданные сроки и с минимальными затратами. Эффективность оказания новых услуг определяется технико-экономическими показателями, путем разработки технико-экономического обоснования.

Применение разработанной методики контроля ТС ПГТЭ требует от экспертной организации капитальных вложений (инвестиций). Задача технико-экономического обоснования состоит в оценке их необходимости, путем изучения

экономической выгоды, анализа и расчета технико-экономических показателей от применения новых проектных методик.

Расчет показателей технико-экономической эффективности осуществляется по проектному и базовому вариантам. Под проектным вариантом понимается анализ работы ПГТЭ с использованием разработанной методики контроля ТС.

Капитальные вложения должны окупаться за счёт сокращения текущих затрат в связи с уменьшением трудоёмкости, ростом производительности труда, а также за счет улучшения качества выполняемых работ по оценке ТС ПГТЭ.

Таким образом, технико-экономическое обоснование выполнено в три этапа [153]:

- 1) расчет капитальных вложений в проектное решение по оценке ТС ПГТЭ;
- 2) расчет прогнозируемых текущих затрат для применяемого (базового) и проектного решений;
- 3) расчет технико-экономических показателей.

Технико-экономическое обоснование выполнено на примере парка эскалаторов Петербургского метрополитена и одной из старейших экспертных организаций, работающих в области промышленной безопасности – ЗАО «Санкт-Петербургская техническая экспертная компания».

4.4.1 Определение капитальных вложений при применении разработанной методики

Для применения разработанной методики безразборного диагностирования ПГТЭ от экспертной организации требуются следующие капитальные вложения:

- стоимость виброизмерительного оборудования (раздел 3.2.2) для проведения работ по оценке ТС ПГТЭ (спектральный анализатор вибрации КОН.ТЕСТ С9000) (KB_{OB} , т. руб.);
- расходы на обучение и аттестацию специалистов: обучение и аттестация специалистов в области виброакустической диагностики; аттестация специалистов в области промышленной безопасности; транспортные и командировочные расходы, связанные с аттестацией специалистов (KB_{AT} , т. руб.);

- расходы на подтверждение соответствия виброизмерительного оборудования метрологическим характеристикам (расходы на поверку, $KВ_{ПВ}$, т. руб.);
- стоимость комплектующего оборудования для проведения работ по анализу виброакустического сигнала: персональный компьютер; операционная система; программное обеспечение ($KВ_{КО}$, т. руб.).

Таким образом, суммарные капитальные вложения определяются формулой 4.1.

$$KВ_{\Sigma} = KВ_{ОБ} + KВ_{АТ} + KВ_{ПВ} + KВ_{КО} \quad (4.1)$$

Значения капитальных вложений, в зависимости от их направления, сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2

№ п/п	Направление инвестиций	Проектный вариант, т. руб.
1	Стоимость оборудования, $KВ_{ОБ}$	180,0
2	Расходы на обучение и аттестацию специалистов, $KВ_{АТ}$	138,0
3	Расходы на поверку оборудования, $KВ_{ПВ}$	9,3
4	Стоимость комплектующего оборудования, $KВ_{КО}$	63,76
5	Итого капитальные вложения составят ($KВ_{\Sigma}$):	391,06

4.4.2 Определение текущих затрат при применении разработанной методики

Под текущими затратами понимаются расходы предприятия, непосредственно связанные с выполнением работ, обусловленные технологией и организацией работ, включая материальные затраты и расходы на оплату труда рабочих.

Текущие затраты рассчитаны по базовому и проектному вариантам, в целях их сравнения, определения экономии текущих затрат в проектном варианте по сравнению с базовым.

Экономия текущих затрат в проектном варианте определяет прирост прибыли от внедрения разработанной методики безразборного диагностирования ПГТЭ.

К планируемым текущим затратам относятся:

- 1) расчет основной заработной платы специалиста по оценке ТС ПГТЭ, $C_{зп.тр}$:

$$C_{зп.тр} = \sum_{i=1}^m ЧР_{тp i} \cdot \overline{ЗП_{чл}} \cdot T_i \cdot K_{пр} \quad (4.2)$$

Где: $ЧР_{тp i}$ – численность основных рабочих, занятых при выполнении i -той

операции, чел;

$\overline{ЗП_{чi}}$ – средняя часовая тарифная ставка работника при выполнении i -той операции, т. руб.;

T_i – трудоемкость i -той операции, норма-час;

$K_{пр}$ – коэффициент доплат, надбавок и премий, принятый на предприятии;

m – количество операций при выполнении работ по оценке ТС.

2) расчет дополнительной заработной платы специалиста по оценке ТС ПГТЭ,

$C_{зп.доп}$:

$$C_{зп.доп} = C_{зп.тр} \cdot Д \quad (4.3)$$

Где: $Д$ – процент дополнительной заработной платы к основной установленной на предприятии.

3) расчет отчислений на социальные нужды, $C_{соц.н}$:

$$C_{соц.н} = q_{соц.н} \cdot (C_{зп.тр} + C_{зп.доп})/100 \quad (4.4)$$

Где: $q_{соц}$ – установленный норматив отчислений на социальные нужды, $.н$ 30 %.

4) расчет стоимости электроэнергии на технологические цели, $C_{ээ}$:

$$C_{ээ} = \sum_{i=1}^m (W_i \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot t_i \cdot Ц_э) \quad (4.5)$$

Где: W_i – установленная мощность оборудования, задействованного в i -той операции, кВт;

$Ц_э$ – стоимость 1 кВт-часа электроэнергии, т. руб.;

k_1 – коэффициент, учитывающий потери в электросетях;

k_2 – коэффициент полезного действия оборудования, задействованного в i -той операции;

t_i – трудоемкость выполнения i -той операции с использованием оборудования, норма-час.

5) расчет амортизационных отчислений, C_A :

$$C_A = N_A \cdot КВ_{об}/100 \quad (4.6)$$

Где: N_A – норма амортизации, %.

Результаты расчета прогнозируемых текущих затрат по базовому и проектному вариантам в годовом эквиваленте сведены в таблицу 4.3.

Таблица 4.3

№ п/п	Наименование статей расходов текущих затрат	Базовый вариант		Проектный вариант	
		на единицу	на годовую программу	на единицу	на годовую программу
1	расчет основной заработной платы (з.п.), $C_{зп.тр}$	18,38	882,24	8,76	420,48
2	расчет доп. з.п., $C_{зп.доп}$	8,271	397,008	3,942	189,216

№ п/п	Наименование статей расходов текущих затрат	Базовый вариант		Проектный вариант	
		на единицу	на годовую программу	на единицу	на годовую программу
3	расчет отчислений на социальные нужды, $C_{\text{соц.н}}$	7,9953	383,7744	3,8106	182,9088
4	расчет стоимости электроэнергии, $C_{\text{ээ}}$	0,035	1,678	0,004	0,192
5	расчет амортизационных отчислений, $C_{\text{д}}$	0,073	3,5	0,1875	9,0
6	Итого текущих затрат	34,7543	1668,2	16,7041	801,7968
7	Прирост прибыли, ДП:	866,4032			

4.4.3 Определение показателей технико-экономической эффективности при применении разработанной методики

Исходя из полученных значений капитальных вложений, результатов расчета прогнозируемых текущих затрат, а также статистических данных по отказам элементов ПГТЭ за период проведения эксперимента, описанного в третьей главе, с учетом использования виброакустических методов диагностики, стало возможным определить основные показатели технико-экономической эффективности.

Показателями технико-экономической эффективности являются:

1) показатели, характеризующие безопасность и надежность работы тоннельных эскалаторов [57, 131, 134]:

а) комплексные показатели надежности, определенные путем анализа нарушений нормальной работы ТЭ Петербургского метрополитена за период с 2010 г. по 2016 г. (базовый) и за 2017 г. (проектный) [3]:

– коэффициент готовности, K_{Γ} – вероятность того, что ТЭ окажется работоспособным в произвольный момент времени, кроме планируемых периодов, в течение которых применение ТЭ по назначению не предусматривается:

$$K_{\Gamma} = T_0 / (T_0 + T_{\text{в}}) \quad (4.7)$$

Где: T_0 – среднее значение наработки ТЭ на отказ;

$T_{\text{в}}$ – среднее время восстановления ТЭ после отказа.

– коэффициент технического использования, $K_{\text{ТИ}}$ – отношение математического ожидания суммарного времени пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый период эксплуатации к математическому ожиданию сум-

марного времени пребывания объекта в работоспособном состоянии и простоев, обусловленных техническим обслуживанием и ремонтом за тот же период:

$$K_{\text{ТИ}} = T_0 / (T_0 + T_p + T_{\text{ТО}}) \quad (4.8)$$

Где: T_p – суммарная продолжительность простоев ТЭ в ремонте;
 $T_{\text{ТО}}$ – суммарная продолжительность простоев ТЭ в техническом обслуживании.

б) показатель безопасности работы ТЭ:

– вероятность работы ТЭ без перехода в опасное состояние (показатель безопасности работы), $P(T_c)$:

$$P(T_c) = 1 - Q(T_c) \quad (4.9)$$

Где: $Q(T_c)$ – вероятность работы ТЭ с переходом в опасное состояние за время T_c ;

$$Q(T_c) = P_{00}(T_c) \cdot (1 - K_{\text{ТИ}}) \quad (4.10)$$

Где: $P_{00}(T_c)$ – вероятность того, что дефект ПГТЭ вызовет переход работы ТЭ в опасное состояние за интервал времени T_c

$$P_{00}(T_c) = N_{0\text{П}}(T_c) / N_0(T_c) \quad (4.11)$$

Где: $N_{0\text{П}}(T_c)$ – количество дефектов, которые привели к переходу в опасное состояние за время T_c ;

$N_0(T_c)$ – общее количество дефектов за время T_c .

2) показатели, характеризующие эффективность применения методики контроля ТС ПГТЭ [57, 131, 134]:

– показатель полноты диагностирования, $D_{\text{П}}$:

$$D_{\text{П}} = \overline{\text{П}}_{\text{И}} / \text{П} \quad (4.12)$$

Где: $\overline{\text{П}}_{\text{И}}$ – число измеряемых диагностических параметров;

П – общее число диагностических параметров, которые характеризуют состояние объекта диагностирования.

– коэффициент глубины поиска дефекта, $K_{\text{ПГ}}$:

$$K_{\text{ПГ}} = F / R \quad (4.13)$$

Где: F – число составных узлов ПГТЭ, с точностью до которых определяется место дефекта;

R – общее число составных узлов ПГТЭ, с точностью до которых требуется определение места дефекта.

– коэффициент полноты проверки исправности, $K_{\text{ПП}}$:

$$K_{\text{ПП}} = \lambda_{\text{К}} / \lambda_0 \quad (4.14)$$

Где: $\lambda_{\text{К}}$ – суммарная интенсивность дефектов проверяемых составных узлов ПГТЭ;

λ_0 – суммарная интенсивность дефектов всех составных узлов ПГТЭ.

– вероятность правильной идентификации дефекта, D_D :

$$D_D = \frac{P_0^2(P_T + q_p)}{P_0^2(P_T + q_p) + Q_0 q_{но} P_T + Q_0 q_p} \quad (4.15)$$

Где: P_0 – вероятность бездефектной работы ПГТЭ;

P_T – вероятность безотказной работы приборов оценки параметров технического состояния;

q_p – вероятность того, что приборы оценки параметров технического состояния из-за возникших дефектов оценивают ПГТЭ как работоспособный;

Q_0 – вероятность дефекта ПГТЭ;

$q_{но}$ – вероятность не обнаружения дефекта.

3) показатели, характеризующие экономический эффект [70, 115]:

– годовой экономический эффект, $\mathcal{E}_{г.эк}$:

$$\mathcal{E}_{г.эк} = \Delta\Pi - N_{ок} \cdot KB_{\Sigma} \quad (4.14)$$

Где: $N_{ок}$ – коэффициент, учитывающий нормативный срок окупаемости инвестиций (0,15-0,2).

– период возврата капитальных вложений, T :

$$T = KB_{\Sigma} / \Delta\Pi \quad (4.15)$$

– прирост производительности труда, $\Delta\Pi T$:

$$\Delta\Pi T = \frac{\Pi_{пр} - \Pi_б}{\Pi_б} \cdot 100 \quad (4.16)$$

Где: $\Pi_{пр}$ – производительность оценки ТС ПГТЭ в проектом варианте, норма-час;

$\Pi_б$ – производительность оценки ТС ПГТЭ в базовом варианте, норма-час.

Результаты расчета сведены в таблицу 4.4.

Таблица 4.4

№ n/n	Наименование показателей	Базовый вариант	Проектный вариант
1	Годовая программа оценки ТС ПГТЭ, ед.	48	48
2	Инвестиции (капитальные вложения), т. руб	–	391,06
3	Трудоемкость оценки ТС ПГТЭ, норма-час	12,5	3,49
4	Прирост производительности труда, %	–	258,2
5	Прирост прибыли на годовую программу, т. руб.	–	866,4032
6	Срок окупаемости инвестиций, лет	–	0,451
7	Годовой экономический эффект, т. руб.	–	788,1912
8	Коэффициент готовности ТЭ, K_T	0,98582	0,98916
9	Коэффициент технического использования ТЭ, $K_{ТИ}$	0,98971	0,99213
10	Вероятность работы ТЭ без перехода в опасное состояние, $P(T_c)$	0,999978	0,999994

Продолжение таблицы 4.4

<i>№ n/n</i>	<i>Наименование показателей</i>	<i>Базовый вариант</i>	<i>Проектный вариант</i>
11	Показатель полноты диагностирования ПГТЭ, D_{Π}	0,725	0,911
12	Коэффициент глубины поиска дефекта ПГТЭ, $K_{\Pi\Pi}$	0,531	1
13	Коэффициент полноты проверки исправности ПГТЭ, $K_{\Pi\Pi\Pi}$	0,597	1
14	Вероятность правильной идентификации дефекта ПГТЭ, $D_{\text{д}}$	0,739525	0,966662

Таким образом, учитывая полученные результаты, показана технико-экономическая эффективность применения методики контроля ТС ПГТЭ на примере экспертной организации ЗАО «СТЭК», работающей в области промышленной безопасности.

4.5 Выводы по главе

В результате были сделаны следующие выводы:

1. Выделены основные возможные сферы применения разработанной методики контроля ТС ПГТЭ.
2. Определена возможность применения разработанной методики в области промышленной безопасности, на примере экспертных организаций.
3. Получена зависимость изменения уровней вибрации ПГТЭ ЭТ-2(М) от наработки эскалатора.
4. Построен график изменения уровня вибрации ПГТЭ ЭТ-2 от наработки эскалатора в процессе роста значений диагностических признаков дефекта подшипников качения промежуточного вала.
5. Получена регрессионная модель прогнозирования изменения технического состояния ПГТЭ при наличии дефекта одного из элементов.
6. Приведены рекомендации по оформлению результатов контроля ТС ПГТЭ после применения методики контроля ТС ПГТЭ.
7. Выполнено технико-экономическое обоснование применения разработанной методики контроля ТС ПГТЭ, показывающее рост показателей технической и экономической эффективности, а также надежности и безопасности при эксплуатации ТЭ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании теоретических и экспериментальных исследований, выполненных в диссертационной работе, получены следующие основные результаты:

1. Выполнена оценка влияния технологических и эксплуатационных факторов на надежность работы приводных групп тоннельных эскалаторов в период эксплуатации, в результате чего определены основные возможные причины внеплановых остановов и аварийных отказов приводных групп, связанные с дефектами их элементов.

2. Проведен анализ существующих методов и методик контроля технического состояния роторных машин и механизмов, к которым относятся приводные группы тоннельных эскалаторов, в ходе которого, посредством квалиметрического подхода, было установлено – наиболее применимыми для выбранного объекта исследования являются методы виброакустической диагностики, позволяющие проводить контроль текущего технического состояния в процессе эксплуатации, обнаруживать развивающиеся и развитые дефекты.

3. Выполнен кинематический анализ приводных групп тоннельных эскалаторов, в результате чего предложены способ расчета и выражения для расчета детерминированных частот дефектов приводной группы в зависимости от скорости движения лестничного полотна эскалатора, а также получены частотные детерминированные модели приводных групп, необходимые при проведении виброакустического диагностирования.

4. Разработана математическая модель формирования и изменения виброакустического сигнала при появлении и развитии дефектов элементов приводной группы тоннельного эскалатора, описывающая динамику колебательных процессов, посредством которой получены опорные спектры вибрационного сигнала при бездефектном состоянии и заданных дефектах, в результате чего определены диагностические признаки основных возможных дефектов приводных групп тоннельных эскалаторов.

5. Проведено экспериментальное исследование возможности применения методов виброакустического диагностирования для контроля технического со-

стояния приводных групп тоннельных эскалаторов при рабочих режимах в процессе эксплуатации. В ходе экспериментального исследования были определены установочные параметры виброизмерительной аппаратуры, наиболее информативные точки снятия виброакустического сигнала, были получены вибрационные портреты дефектов элементов приводных групп. В итоге была подтверждена сходимость результатов, полученных в ходе математического моделирования и целесообразность применения методов виброакустического диагностирования.

6. При проведении экспериментальных исследований была выявлена возможность применения диагностических признаков дефектов элементов приводных групп тоннельных эскалаторов для других роторных машин и механизмов, обладающих схожими конструктивными сопряжениями и элементами.

7. Экспериментально по параметрам виброакустического сигнала были нормированы зоны технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов.

8. Разработана методика контроля технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов на основе комплексного применения методов виброакустического диагностирования, позволяющая проводить контроль технического состояния при рабочих режимах в процессе эксплуатации тоннельных эскалаторов и способствующая повышению их надежности и безопасности.

9. Разработаны и запатентованы устройства оценки технического состояния объекта контроля по параметрам вибрации, применение которых возможно в приводных группах тоннельных эскалаторов метрополитенов, разработан и зарегистрирован комплекс программ для ЭВМ, необходимый для оценки технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов.

10. Показаны перспективы прогнозирования технического состояния приводных групп тоннельных эскалаторов во времени за счет экстраполяции регрессионной зависимости параметров виброакустического сигнала от наработки эскалатора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов, И. Л. Вибродиагностика энергетического оборудования: учебное пособие / И. Л. Абрамов. – Кемерово: КузГТУ, 2011. – 81 с.
2. Алексеев, Е. Р. Основы работы в математическом пакете MathCAD: учебное пособие / Е. Р. Алексеев, О. В. Чеснокова. – Донецк: ГВУЗ «ДонНТУ», 2008. – 187 с.
3. Анализ нарушений нормальной работы оборудования за 2010-2017 года. СПб ГУП «Петербургский метрополитен» эскалаторная служба [Электронный ресурс]. – СПб.: 2016. – 890 с.
4. Анализ основных дефектов и способов восстановления деталей автомобилей типа «вал» и «ось» / Захаров Ю. А., Ремзин Е. В., Мусатов Г. А. // Молодой ученый. — 2014. — №20. — С. 138-140.
5. Бардышев, О. А. Организация ремонта техники на транспортном строительстве / О. А. Бардышев, А. М. Ратнер, В. Г. Тайц. – М.: Транспорт, 1988. – 239 с.
6. Барков, А. В. Вибрационная диагностика колесно-редукторных блоков на железнодорожном транспорте / А. В. Барков, Н. А. Баркова, Б. В. Федорищев. – СПб.: СПбГМТУ, 2002. – 101 с.
7. Барков, А. В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2004. – 152 с.
8. Барков, А. В. Диагностирование и прогнозирование состояния подшипников качения по сигналу вибрации / А. В. Барков // Журнал Судостроение. – 1985. – № 3. – С. 21-23.
9. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. – 159 с.
10. Барков, А. В. Современное состояние виброакустической диагностики машин / А.В. Барков, Н. А. Баркова. – СПб.: Изд. А/О ВАСТ, 1997. – 158 с.

11. Баркова, Н. А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудование: учебное пособие / Н. А. Баркова. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2003. – 156 с.
12. Баркова, Н.А. Введение в диагностику роторных машин по виброакустическим сигналам / Н. А. Баркова. – СПб.: ГМТУ, 2002. – 156 с.
13. Бейзельман, Р. Д. Подшипники качения, справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.
14. Беленький, И. М. Введение в аналитическую механику / И. М. Беленький. – М.: Высшая школа, 1964. – 375 с.
15. Бигус, Г. А. Техническая диагностика опасных производственных объектов / Г. А. Бигус, Ю. Ф. Даниев. – М.: Наука, 2010. – 415 с.
16. Биргер, И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
17. Бовин, Г. М. Эскалаторостроение / Г. М. Бовин. – М.: Машиностроение, 1948. – 376 с.
18. Вавилов, В. П. Инфракрасная термография и тепловой контроль / В. П. Вавилов/. – М.: ИД Спектр, 2009. – 544 с.
19. Вибрационная динамика машин и виброакустическая диагностика , Прыгунов А. И., Папуша А. Н. // Вестник МГТУ. – 1998. - № 1. – С. 21-27.
20. Вибродиагностика оборудования предприятий хлебопекарного производства / Л. А. Глебов, А. А. Потеря, А. Е. Яблоков // Наука-сервису: международная научно-техническая конференция. – М.: МКУС, 2001. – С. 75-80.
21. Вульфсон, И. И. Расчет колебаний привода машины: учебное пособие / И. И. Вульфсон, И. А. Шарапин, М. В. Преображенская. – СПб.: ФГБОУ ВПО СПГУТД, 2013. – 180 с.
22. Выбор закона изменения жесткости зацепления при моделировании динамики зубчатых передач / Крюков В. А., Савельева Л. В. // Известия ТулГУ. — 2015. — № 11. — С. 65-70.
23. Гареев, Р. Р. Совершенствование методов оценки технического состояния насосного и вентиляционного оборудования на установках комплексной под-

готовки газа: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.02.13), на правах рукописи / Р. Р. Гареев. – Уфа: ФГБОУ ВПО УГНТУ, 2014. – 201 с.

24. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

25. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

26. Герике, Б. Л. Вибродиагностика горных машин и оборудования / Б. Л. Герике, И. Л. Абрамов, П. Б. Герике. – Кемерово: КузГТУ, 2007. – 167 с.

27. Герике, Б. Л. Диагностика горных машин и оборудования / Б. Л. Герике, А. А. Хорешок, П. Б. Герике. – Кемерово: КузГТУ, 2012. – 310 с.

28. Герике, Б. Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов. Часть 1 / Б. Л. Герике. – Кемерово: КузГТУ, 1999. – 189 с.

29. Герике, Б. Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов. Часть 2 / Б. Л. Герике. – Кемерово: КузГТУ, 1999. – 230 с.

30. Герике, Б. Л. Спектральный состав нагрузки в приводе резания проходческого комбайна / Б. Л. Герике, И. Л. Абрамов, П. Б. Герике, Ю. А. Мещерина // Вестник КузГТУ. – 2007. – № 5. – С. 9-12.

31. Глухих, В. Н. Расчет и проектирование валов: учебное пособие / В. Н. Глухих, А. А. Прилуцкий. – СПб.: СПбГУ-НИПТ, 2010. – 76 с.

32. Голубева, О. В. Теоретическая механика / О. В. Голубева. – М.: Высшая школа, 1968. – 488 с.

33. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Стандартиформ, 1981. – 45 с.

34. ГОСТ 19.701-1990. Единая система программной документации. Схемы алгоритмов, программ, данных и систем. Обозначения условные и правила выполнения. – М.: Стандартиформ, 2010. – 22 с.

35. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика. Термины и определения. – М.: Стандартиформ, 2011. – 10 с.

36. ГОСТ 31350-2007. Вибрация. Вентиляторы промышленные. Требования к производимой вибрации и качеству балансировки. – М.: Стандартиформ, 2007. – 32 с.

37. ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Общие технические условия. – М.: Стандартиформ, 2012. – 69 с.

38. ГОСТ Р 54765-2011 Эскалаторы и пассажирские конвейеры. Требования безопасности к устройству и установке. – М.: Стандартиформ, 2012. – 80 с.

39. ГОСТ Р 56542-2015. Контроль неразрушающий. Классификация видов и методов. – М.: Стандартиформ, 2015. – 11 с.

40. ГОСТ Р ИСО 10816-1-1997. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования. – Минск: Стандартиформ, 1997. – 14 с.

41. ГОСТ Р ИСО 10816-3-2002. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин⁻¹. – М.: Стандартиформ, 2007. – 16 с.

42. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 1. Общие методы. – М.: Стандартиформ, 2010. – 43 с.

43. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации. – М.: Стандартиформ, 2010. – 28 с.

44. ГОСТ Р ИСО 5348-2002. Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров. – М.: Стандартиформ, 2007. – 16 с.

45. Детали машин и основы конструирования / С. М. Горбатюк [и др.]. – М.: Дом МИСиС, 2014. – 424 с.

46. Дрейпер, Н. Прикладной регрессионный анализ / Н. Дрейпер, Г. Смит. – М.: Вильямс, 2007. – 306 с.

47. Захаренко, В. А. Методы и средства бесконтактной термометрии для задач теплового контроля в промышленности: монография / В. А. Захаренко/. – Омск: ОмГТУ, 2014. – 148 с.
48. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
49. Ильин, В. А. Высшая математика / В. А. Ильин, А. В. Куркина. – М.: Проспект, 2002. – 592 с.
50. Ильин, В. А. Основы математического анализа, часть 1 / В. А. Ильин, Э. Г. Позняк. – М.: Физматлит, 2005. – 648 с.
51. Ильин, В. А. Основы математического анализа, часть 2 / В. А. Ильин, Э. Г. Позняк. – М.: Физматлит, 2002. – 464 с.
52. Инженерные расчеты и их документирование в программе PTC MathCAD: [сайт]. URL: <http://mathcad-expert.ru/полезное/инженерные-расчеты-и-их-документиров/>.
53. Инструкция по монтажу, пуску, регулированию и обкатке изделия на месте его применения, эскалаторы ЭТ-2 и ЭТ-3. Т-65213ИМ. – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 1985. – 66 с.
54. Инструкция по монтажу, пуску, регулированию и обкатке изделия на месте его применения, эскалаторы ЭТ-2М и ЭТ-3М. Т-90236ИМ. – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 1986. – 66 с.
55. Инструкция по эксплуатации, эскалаторы ЭТ-2 и ЭТ-3. Т-65215ИЭ. – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 1985. – 100 с.
56. Кальменс, В. Я. Обеспечение вибронадежности роторных машин на основе методов подобия и моделирования / В. Я. Кальменс. – СПб.: СЗПИ, 1992. – 245 с.
57. Калявин, В. П. Надежность и диагностика / В. П. Калявин. – СПб: Эмирор, 1998. – 230 с.

58. Костюков, В. Н. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учебное пособие / В. Н. Костюков, А. П. Науменко. – Омск: НПЦ «Динамика», 2006. – 283 с.

59. Костюков, В. Н. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования / В. Н. Костюков, А. П. Науменко. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 108 с.

60. Котельников, В. В. Разработка методики теплового контроля и диагностики технического состояния металлоконструкций мостовых кранов: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.02.11) / В. В. Котельников. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 18 с.

61. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: учебное пособие / Девойно Г. Н. [и др.]. – Минск: Выш. Школа, 1986. – 285 с.

62. Марпл, С. Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения / С. Л. Марпл; пер. с англ. О. И. Хабарова и Г. А. Сидорова, под ред. И. С. Рыжака. – М.: Мир, 1990. – 584 с.

63. Мозгалевский, А. В. Техническая диагностика / А. В. Мозгалевский, Д. В. Гаскаров. – М.: Высшая школа, 1975. – 207 с.

64. Мозгалевский, А. В. Вопросы проектирования систем диагностирования / А. В. Мозгалевский, А. Н. Койда. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 112 с.

65. Мониторинг состояния технологического оборудования на промышленных предприятиях / Козочкин М. П., Сабиров Ф. С., Боган А. Н., Мысливцев К. В. // Вестник УГАТУ. – 2013. - № 8. – С. 56-62.

66. Мониторинг эскалаторов метрополитена при оценке их остаточного ресурса на основе магнитных методов контроля / Ватулин Я. С., Коровина М. С., Коровин С. К., Попов В. А. // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2013. - № 1. – С. 59-59.

67. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т. / под. общ. ред. В. В. Клюева. Т.7. Кн.2: Вибрадиагностика. / Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с.

68. Нестерук, Д. А. Тепловой контроль и диагностика. Учебное пособие для подготовки специалистов I, II, III уровня / Д. А. Нестерук, В. П. Вавилов. – Томск: ТПУ, 2007. – 104 с.

69. Неуймин, Я. Г. Модели в науке и технике: история, теория и практика / Я. Г. Неуймин. – Л.: Наука, 1984. – 189 с.

70. Новицкий, Н. И. Техничко-экономические показатели работы предприятий / Н. И. Новицкий, А. А. Горюшкин, А. В. Кривенков. – Минск: ТетраСистемс, 2010. – 272 с.

71. О некоторых проблемах экспертизы и сертификации подъемных сооружений / О.А. Бардышев // Сборник докладов и сообщений V Уральского Конгресса подъемно-транспортного оборудования. – Екатеринбург, 2012. – С. 80-84.

72. Олейник, А. М. Эскалаторы / А. М. Олейник, И. Н. Поминов. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.

73. Определение зон вибрационных состояний главных электродвигателей приводов тоннельных эскалаторов / Бардышев О. А., Филин А. Н. // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы. — 2016. — Сборник трудов № LXXVI. — С. 295-303.

74. Определение уровней вибрации главных приводов тоннельных эскалаторов / Филин А. Н. // Наукoведение. – 2017. - № 1. – С. 1-6.

75. Опыт работы экспертной организации с предприятиями КНР / Бардышев А. О., Куклев А. Н., Румянцев А. В., Смoрыго Е. С., Филин А. Н. // Технадзор. — 2015. — № 11. — С. 648-649.

76. Осецкий, В. М. Прикладная механика / В. М. Осецкий. – М.: Машиностроение, 1977. – 488 с.

77. Основы диагностики технических устройств и сооружений / Н. А. Быстрова [и др.] – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2015. – 461 с.

78. Основы технической диагностики / Пархоменко П.П. [и др.] – М.: Энергия, 1976. – 464 с.

79. Оценка ресурса тоннельных эскалаторов петербургского метрополитена / Попов В. А., Бардышев О. А., Ватулин Я. С., Щербаков А. В. // Механизация строительства. — 2015. — № 1. — С. 35-39.

80. Очков, В. Ф. MathCAD 14 для студентов, инженеров и конструкторов / В. Ф. Очков. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 368 с.

81. Панкратов, А. А. Технология технической диагностики главных редукторов рыбопромысловых судов на основе анализа вибрации и содержания продуктов износа в масле: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.08.05) / А. А. Панкратов. – Калининград: ФГБОУ ВО МГТУ, 2003. – 24 с.

82. Панкратов, А. А. Технология технической диагностики главных редукторов рыбопромысловых судов на основе анализа вибрации и содержания продуктов износа в масле: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.08.05), на правах рукописи / А. А. Панкратов. – Калининград: ФГБОУ ВО МГТУ, 2006. – 199 с.

83. Панферов, А. И. Применение MathCAD в инженерных расчетах: учебное пособие / А. И. Панферов, А. В. Лопарев, В. К. Пономарев. – СПб.: СПбГУАП, 2004. – 88 с.

84. Пат. 167483 Российская Федерация, МПК G 01 H 17/00. Устройство контроля вибрации редуктора / Филин А. Н.; заявитель и патентообладатель Филин А.Н. – № 2016101212; заявл. 18.01.2016; опубл. 19.12.2016, бюл. № 1. – 7 с.

85. Пат. 169944 Российская Федерация, МПК G 01 H 17/00. Устройство контроля вибрации редуктора / Филин А. Н.; заявитель и патентообладатель Филин А.Н. – № 2016145962; заявл. 23.11.2016; опубл. 07.04.2017, бюл. № 10. – 7 с.

86. Пат. 2012113251/28 Российская Федерация, МПК G 01 H 11/08. Система контроля вибрации и температуры с беспроводными датчиками / Журавлев А. В.; заявитель и патентообладатель ООО «Трубопровод Контроль Сервис». – № 2012113251/28; заявл. 05.04.2012; опубл. 20.04.2014, бюл. № 11. – 7 с.

87. Пат. 2437071 Российская Федерация, МПК G 01 M 7/00. Беспроводной датчик вибрации / Костюков В. Н. [и др.]; заявитель и патентообладатель ООО «НПЦ «Диагностика, надежность машин и комплексная автоматизация». – № 2010106838/28; заявл. 27.08.2011; опубл. 20.12.2011, бюл. № 35. – 5 с.

88. Пат. 2545469 Российская Федерация, МПК G 01 P 15/13. Компенсационный акселерометр / Августов Л. И. [и др.]; заявитель и патентообладатель ОАО «РПКБ». - № 2013152824/28; заявл. 27.11.2013; опубл. 27.03.2015, бюл. № 9. – 10 с.

89. Петербургское метро: проведение экспертизы тоннельных эскалаторов / Бардышев О. А., Уралов В. Л., Попов В. А. // Ж-л Берг-Коллегия. – 2007. - №3. – С. 26-27.

90. Петрухин, В. В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации: учебное пособие / В. В. Петрухин, С. В. Петрухин. – М.: Информ-Инженерия, 2010. – 176 с.

91. Повышение безопасности подъемно-транспортных машин / Бардышев О. А., Бардышев А. О., Филин А. Н., Литвин Р. А., Космачков С. А. // Механизация строительства. — 2016. — № 2. — С. 5-8.

92. Поминов, И. Н. Эскалаторы метрополитена. Устройство, обслуживание и ремонт / И. Н. Поминов. – М.: Транспорт, 1994. – 320 с.

93. Потеря, А. А. Вибродиагностика технологического оборудования хлебопекарного производства: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.02.13, 05.18.12), на правах рукописи / А. А. Потеря. – М.: ГОУ ВПО МГУПП, 2006. – 199 с.

94. Председатель комитета по экономической политике и стратегическому планированию Котов А. // Петербургский дневник. 09 сентября 2013 г. URL: https://gov.spb.ru/gov/otrasl/c_econom/news/38223.

95. Применение быстрого преобразования Фурье в цифровых запоминающих осциллографах / Пивак А. // Компоненты и технологии. – 2004. - № 7. – С. 48-51.

96. Проектная документация на эскалаторы тоннельные ЭТ-2(М) и ЭТ-3(М). – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 1985. – 883 с.

97. Разработка диагностических моделей оборудования хлебопекарного производства / А. А. Потеря // Объединенный научный журнал. – 2002. – № 7. – С. 50-51.

98. Рандалл, Р. Б. Частотный анализ: пер. с англ./ Р. Б. Рандалл. – Дания: Глоструп: К. Ларсен и сын, 1989. – 389 с.

99. Раушер, Кристоф. Основы спектрального анализа [Электронный ресурс] / Кристоф Раушер; пер. с англ. С. М. Смольский, под ред. Ю. А. Гребенко. – Электрон. текст. дан. – М.: Rohde & Schwarz, 2006. – Режим доступа: <http://bookre.org/reader?file=1499788&pg=1>, свободный.

100. РД 03-427-01. Методические указания по проведению экспертных обследований вентиляторных установок главного проветривания. – М.: ООО «НТЦ «Промышленная безопасность», 2009. – 84 с.

101. РД 26.260.004-91. Методические указания: прогнозирование остаточного ресурса оборудования по изменению параметров его технического состояния при эксплуатации. – М.: АО «НИИхиммаш», 1992. – 50 с.

102. РД 50-497-84. Техническая диагностика. Правила сбора и обработки исходных данных для расчёта показателей диагностирования. – М.: Издательство стандартов, 1982. – 16 с.

103. Решение дифференциальных уравнений в программе MathCAD: методические указания / Сост.: Ю. А. Храмова. – Новокузнецк: СибГИУ, 2007. – 15 с.

104. Розенберг, Г. Ш. Вибродиагностика: учебное пособие / Г. Ш. Розенберг, Е. З. Мадарский. – СПб.: ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003. – 284 с.

105. РР-ЭС 001-10. Руководство по ремонту эскалаторов. – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 2011. – 200 с.

106. Русов В. А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам / В. А. Русов. – Пермь: [б.и.], 2012. – 252 с.

107. Русов В. А. Спектральная вибродиагностика / В. А. Русов. – Пермь: Виро-Центр, 1996. – 176 с.

108. Самсаев, Ю. А. Вибрация приборов с опорами качения / Ю. А. Самсаев. – М.: Машиностроение, 1984. – 128 с.

109. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015619973. Программа расчета частот вращающихся элементов в редукторах моделей Т00167(м); Т00168(м), установленных на тоннельных эскалаторах

[Текст] / Филин А. Н. – Заявка № 2015616724 от 21.07.2015; дата государственной регистрации 18.09.2015.

110. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016617047. Программа контроля вибрационного состояния главных электродвигателей тоннельных эскалаторов [Текст] / Филин А. Н. – Заявка № 2016614290 от 27.04.2016; дата государственной регистрации 23.06.2016. – 1 с.

111. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016611053. Программа контроля вибрационного состояния редукторов тоннельных эскалаторов ЭТ-2(М) по результатам измерений среднеквадратических значений виброскорости на невращающихся частях [Текст] / Филин А. Н. – Заявка № 2016611053 от 30.11.2015; дата государственной регистрации 26.01.2016.

112. Сергиенко, А. Б. Цифровая обработка сигналов / А. Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2002. – 608 с.

113. Сидняев, Н. И. Введение в теорию планирования эксперимента: учебное пособие / Н. И. Сидняев, Н. Т. Вилисова. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. – 463 с.

114. Силаев, Б. М. Детали машин и основы конструирования / Б. М. Силаев. – Самара: СГАУ, 2011. – 224 с.

115. Смирницкий, Е. К. Экономические показатели промышленности. Справочник / Е. К. Смирницкий. – М.: Экономика, 1989. – 336 с.

116. Спектральный анализ вибросигнала для определения технического состояния эскалаторных редукторов / Филин А. Н. // Механизация строительства. – 2016. – № 1. – С. 21-24.

117. СТО ПГУПС-10-112-ЭС-2014 «Методические рекомендации по обследованию технического состояния и расчету остаточного ресурса с целью определения возможности продления срока безопасной эксплуатации эскалаторов Петербургского метрополитена». – СПб.: ЗАО «СТЭК», 2005. – 43 с.

118. Технические условия на изготовление тяговых цепей эскалаторов ЭТ-2(М), ЭТ-3(М). ТУ-200-1100 УЗ. – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 1985. – 79 с.

119. Технические условия на эскалаторы тоннельные. ТУ 24.09.508-88. – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 1988. – 78 с.
120. Техническое описание эскалаторов ЭТ-2 и ЭТ-3, часть 1. Т-65214ТО. – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 1985. – 80 с.
121. Техническое описание эскалаторов ЭТ-2 и ЭТ-3, часть 2. Т-65214ТО. – СПб.: СПб ГУП «Петербургский метрополитен», 1985. – 26 с.
122. Трощенко, В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В. Т. Трощенко. – Киев: Наук. Думка, 1981. – 344 с.
123. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах». Серия 10. Выпуск 83. – М.: ЗАО НТЦ ПБ, 2014. – 76 с.
124. Федеральный закон РФ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» от 21 июля 1997 г. № 116-ФЗ. – 41 с.
125. Федоров, В. В. Теория оптимального эксперимента / В. В. Федоров. – М.: Наука, 1971. – 312 с.
126. Филипп Котлер. Основы маркетинга [Электронный ресурс] / Филипп Котлер; пер. с англ. В. Б. Боброва, под ред. Е. М. Пеньковой. – Электрон. текст. дан. – М.: Прогресс, 1991. – Режим доступа: <http://www.f-kotler.ru/download.htm>, свободный.
127. Фомин, М. В. Расчеты опор с подшипниками качения: справочно-методическое пособие / М. В. Фомин. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 98 с.
128. Хамидов, О. Р. Оценка технического состояния локомотивных асинхронных электродвигателей средствами вибродиагностики: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.22.07), на правах рукописи / О. Р. Хамидов. – СПб.: ФГБОУ ВПО ПГУПС, 2014. – 149 с.
129. Характерные виды разрушений крупногабаритных подшипников в процессе эксплуатации. Причины появления и методы их устранения. Критерии отбраковки деталей подшипников при проведении плановой ревизии: руководство (методическая инструкция) по монтажу и эксплуатации. – Самара: ОАО «Самарский подшипниковый завод», 2011. – 11 с.

130. Цехнович, Л. И. Атлас конструкций редукторов: учебное пособие / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. – Киев: Выща школа, 1990. – 151 с.
131. Чебоксаров, А. Н. Основы теории надежности и диагностика / А. Н. Чебоксаров. – Омск: СибАДИ, 2012. – 77 с.
132. Черногоров, Е. П. Колебания механических систем / Е. П. Черногоров. – Челябинск: ЮУрГУ, 2013. – 70 с.
133. Черногоров, Е. П. Теоретическая механика: малые колебания механических систем / Е. П. Черногоров. – Челябинск: ЮУрГУ, 2011. – 32 с.
134. Шашкин, В. В. Надежность в машиностроении: справочник / В. В. Шашкин, Г. П. Карзова. – СПб.: Политехника, 1992. – 719 с.
135. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие для техникумов / А. Е. Шейнблит. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.
136. Ширман, А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – М.: 1996. – 252 с.
137. Экспертизы промышленной безопасности (заключения) по оценке технического состояния отработавших нормативный срок службы эскалаторов. ЗАО «СТЭК», ФГБОУ ВПО ПГУПС [Электронный ресурс]. – СПб.: 2005-2015 гг. – 2780 с.
138. Яблоков, А. Е. Вибродиагностика основного технологического оборудования размольного отделения мельницы: дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.02.13), на правах рукописи / А. Е. Яблоков. – М.: ГОУ ВПО МГУПП, 2001. – 183 с.
139. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики, часть 1 / А. А. Яблонский, В. М. Никифорова. – М.: Высшая школа, 1966. – 440 с.
140. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики, часть 2 / А. А. Яблонский. – М.: Высшая школа, 1966. – 412 с.
141. Bearing Fault Diagnosis in Induction Machine Based on Current Analysis using High-Resolution Technique / M. Djeddi, P. Granjon, B. Leprettre // The 6th IEEE

International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives. – Cracovie, Poland: Sep 2007.

142. Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings / A.V. Barkov, N. A. Barkova, J. S. Mitchell // Sound and Vibration, Part 1, June, 1995. – P. 10-17.

143. Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings / A.V. Barkov, N.A. Barkova, J.S. Mitchell // Sound and Vibration, Part 2, September, 1995. – P. 27-31.

144. Condition Monitoring of 'wet' and 'dry' gears using noise, stress wave and acceleration signals / M.N.M. Badi, T. H. Breckell // Division of Mechanical and Aeronautical Engineering. University of Hertfordshire, 1996. – P. 208-216.

145. Detecting gear tooth cracks using cepstral analysis in gearbox of helicopters / L. Nacib, K. Midzodzi Pekpe, S. Sakhara // International Journal of Advances in Engineering & Technology. – Vol. 5, Issue 2, Jan. 2013. – P. 139-145.

146. Detection of Gear fault using vibration analysis / G Diwakar, Dr. M R S Satyanarayana, P. Ravi Kumar // International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. – Vol. 2, Issue 9, Sept. 2012. – P. 123-137.

147. Diagnosis of gear faults by cyclostationarity / T. Kidar, M. Thomas, M. El Badaoui, R. Cuilbault // International Conference – Surveillance 7. – France: Institute of Technology of Chartres, 2013. – P. 1-7.

148. Diagnosis of Gear Systems by Spectral Analysis of Vibration Signals Using Synchronous Cepstre Technique / N. Haloui, D. Chikouche, M. Benidir, R. Elhadi Bekka // GESTS International Transactions on Communication and Signal Processing, August 2006. – Vol 8, № 1. – P. 27-36.

149. Diagnosis of Gear Systems by Spectral Analysis of Vibration Signals / N. Haloui, D. Chikouche, M. Benidir // IJCSNS Int. Journal of Computer Science and Network Security. – 2007. – Vol. 7, № 10. – P. 285-293.

150. Dynamic Analysis of Reduced Order Large Rotating Vibro-Impact Systems / Byrtus Miroslav // Int. Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering. – 2013. – Vol.7, № 11. – P. 2311-2318.

151. EN 115-1:2010. Safety of escalators and moving walks. – Part 1. Construction and installation.
152. Fisher, R. A. The design of experiments / R. A. Fisher. – Hafner Press, 1971. – 256 p.
153. Hawranek, P. M. Manual for the preparation of industrial feasibility studies / P. M. Hawranek, W. Behrens. – Vienna: UNIDO, 1991. – 527 p.
154. Lyons, R. G. Understanding digital signal processing / R. G. Lyons. – Pearson Education, Inc., 2011. – 564 p.
155. Modelling and detection of localized tooth defects in geared systems / M. El Badaoui, V. Cahouet, F. Guillet, J. Danière, P. Vexex // ASME Journal of mechanical design. – Vol.123, № 3, Sept. 2001. – P. 422-430.
156. Pat. US 20140163904 A1, Int. Cl. G 01 M 13/00. Data Acquisition System for Condition-Based Maintenance / Inventors: Eric R. Bechhoefer, John T. Taylor; Applicant: NRG Systems, Inc. – Appl. № 13/892,784; Filed 13.05.2013; Pub. Date 12.06.2014. – 44 p.
157. Rolling element bearing fault diagnosis in rotating machines of oil extraction rigs / E. Mendel, T.W. Rauber, F.M. Varejao, R.J. Batistar // 17th European Signal Processing Conference. – Glasgow, Scotland: 2009. – P. 1602-1606.
158. Some Aspects of Maintaining Inclined Tunnel Escalators in St.Petersburg / O.Bardyshev, V.Gordienko // World Appl. Sci. J., 23 (Problems of Architecture and Construction). – Swiss: 2014. – P. 274-275.
159. Vibration-based fault diagnosis in rolling element bearings: ranking of various time, frequency and time-frequency domain data-based damage identification parameters / P. Shakya, A.K. Darpe, M.S. Kulkarni // The International Journal of Condition Monitoring. – Vol. 3, Issue 2, Oct. 2013. – P. 1-10.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Числовые значения параметров для построения математической модели

Таблица 1

№ n/n	Пар-р	Зн-е	Ед. изм-я	№ n/n	Пар-р	Зн-е	Ед. изм-я
1	m_1	496	кг	23	x_2	0,284	м
2	m_2	878	кг	24	x_3	0,390	м
3	m_3	553	кг	25	x_4	0,091	м
4	m_4	1448	кг	26	x_5	0,175	м
5	m_5	6449	кг	27	x_6	0,309	м
6	R_1	0,068	м	28	x_7	0,658	м
7	R_2	0,342	м	29	x_8	0,791	м
8	R_3	0,133	м	30	x_9	0,123	м
9	R_4	0,535	м	31	x_{10}	0,185	м
10	R_5	0,218	м	32	x_{11}	0,185	м
11	R_6	0,668	м	33	x_{12}	0,005	м
12	R_7	0,790	м	34	x_{13}	0,123	м
13	J_{X1}	55,9	кг/м ²	35	x_{14}	0,621	м
14	J_{X2}	23,34	кг/м ²	36	x_{15}	0,354	м
15	J_{X3}	136,56	кг/м ²	37	x_{16}	0,133	м
16	J_{X4}	1181,2	кг/м ²	38	x_{17}	0,312	м
17	J_{Y1}	53,59	кг/м ²	39	x_{18}	0,150	м
18	J_{Y2}	67,32	кг/м ²	40	x_{19}	1,098	м
19	J_{Y3}	31,13	кг/м ²	41	x_{20}	0,207	м
20	J_{Y4}	180,19	кг/м ²	42	x_{21}	0,399	м
21	J_{Y5}	3668,85	кг/м ²	43	x_{22}	0,865	м
22	x_1	0,431	м	44	x_{23}	0,258	м

Таблица 2

№ n/n	Радиальная нагрузка	Зн-е	Ед. изм.
1	R_A	-321,33	Н
2	R_B	10087,37	Н
3	R_C	-2772,81	Н
4	R_D	-13590,74	Н
5	R_E	-23144	Н
6	R_F	24827	Н
7	R_G	-47723,05	Н
8	R_H	12446,25	Н
9	R_I	166462,2	Н
10	R_K	108234,75	Н

Таблица 3

№ n/n	Пар-р	Зн-е	Обозначение	Ед. изм.
1	$\omega_{БВ}$	73,03	Угловая скорость быстроходного вала	рад/с
2	$\omega_{ПВ}$	13,4	Угловая скорость промежуточного вала	рад/с
3	$\omega_{ТВ}$	3,1	Угловая скорость тихоходного вала	рад/с
4	$\omega_{ГВ}$	0,95	Угловая скорость главного вала	рад/с
5	$T_H, M_{ДВ}$	2191	Номинальный крутящий момент на роторе ЭД	Н*м
6	B_{Z12}	0,11	Ширина первой зубчатой передачи	м
7	B_{Z34}	0,245	Ширина второй зубчатой передачи	м
8	B_{Z56}	0,38	Ширина третьей зубчатой передачи	м
9	β_{Z12}	35	Угол наклона зубьев первой зубчатой передачи	°
10	β_{Z34}	6	Угол наклона зубьев второй зубчатой передачи	°
11	β_{Z56}	8	Угол наклона зубьев третьей зубчатой передачи	°
12	V	0,75	Скорость движения лестничного полотна эскалатора	м/с
13	$P_{ДВ}$	160	Мощность главного электродвигателя	кВт
14	F_{R11}	14844	Радиальная сила на шестерне быстроходного вала	Н
15	F_{R22}	14844	Радиальная сила на колесе промежуточного вала	Н
16	F_{A11}	23408	Осевая сила на шестерне быстроходного вала	Н
17	F_{A22}	23408	Осевая сила на колесе промежуточного вала	Н
18	F_{T11}	33440	Окружная сила на шестерне быстроходного вала	Н
19	F_{T22}	33440	Окружная сила на колесе промежуточного вала	Н
20	F_{R13}	32205	Радиальная сила на шестерне быстроходного вала	Н
21	F_{R24}	32205	Радиальная сила на колесе промежуточного вала	Н
22	F_{A13}	9293	Осевая сила на шестерне промежуточного вала	Н
23	F_{A24}	9293	Осевая сила на колесе тихоходного вала	Н
24	F_{T13}	87990	Окружная сила на шестерне промежуточного вала	Н
25	F_{T24}	87990	Окружная сила на колесе тихоходного вала	Н
26	F_{R15}	81217	Радиальная сила на шестерне тихоходного вала	Н
27	F_{R26}	81217	Радиальная сила на колесе главного вала	Н
28	F_{A15}	30925	Осевая сила на шестерне тихоходного вала	Н
29	F_{A26}	30925	Осевая сила на колесе главного вала	Н
30	F_{T15}	220891	Окружная сила на шестерне тихоходного вала	Н
31	F_{T26}	220891	Окружная сила на колесе главного вала	Н
32	S	135000	Сила сопротивления от натяжения тяговой цепи	Н
33	F_M	4095	Консольная нагрузка от втулочно-пальцевой муфты	Н
34	ε_{Z1}	308	Кэф-т перекрытия первой зубчатой передачи	-
35	ε_{Z2}	551,25	Кэф-т перекрытия второй зубчатой передачи	-
36	ε_{Z3}	855	Кэф-т перекрытия третьей зубчатой передачи	-
37	c_M	7923	Жесткость втулочно-пальцевой муфты	Н/м
38	c_A	66,6	Жесткость подшипниковой опоры А	МН/м
39	c_B	186,45	Жесткость подшипниковой опоры В	МН/м
40	c_C	148,8	Жесткость подшипниковой опоры С	МН/м
41	c_D	194,4	Жесткость подшипниковой опоры D	МН/м
42	c_E	2169,3	Жесткость подшипниковой опоры E	МН/м
43	c_F	2215,8	Жесткость подшипниковой опоры F	МН/м
44	c_G	2075,4	Жесткость подшипниковой опоры G	МН/м
45	c_H	3366,4	Жесткость подшипниковой опоры H	МН/м
46	c_I	6596,6	Жесткость подшипниковой опоры I	МН/м
47	c_K	6029,1	Жесткость подшипниковой опоры K	МН/м

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Расчет необходимого объема выборочной совокупности

На основании теоремы Чебышева П.Л. (с уточнениями Ляпунова А. М.) с вероятностью, сколь угодно близкой к единице, можно утверждать, что при достаточно большом объеме выборки и ограниченной генеральной дисперсии выборочные обобщающие показатели будут сколь угодно мало отличаться от соответствующих генеральных показателей (для среднего значения признака формула 1), соответственно при проведении любого эксперимента очень важно правильно определить численность (объем) выборочной совокупности, которая с определенной вероятностью обеспечит заданную точность результатов. Что становится возможным при применении средств математической статистики, а именно выборочных методов.

$$P[|\bar{x} - \bar{x}| \leq \Delta_{\bar{x}}] = \Phi(t) \quad (1)$$

Необходимая численность выборочной совокупности определена для основных рассматриваемых в диссертационной работе элементов диагностирования – подшипники, зубчатые зацепления, валы.

Поскольку выборочные обследования ПГТЭ проводилось методом повторного отбора, для расчета необходимой численности выборки использовалась формула 2, необходимая численность выборочной совокупности рассчитана путем задания определенных значений допустимых ошибок выборки.

$$n = \frac{t^2 S^2}{\Delta_x^2} \quad (2)$$

Где: t – коэффициент Стьюдента, определяющий уровень вероятности (Р) попадания измеряемой величины в доверительный интервал возможных значений генеральной совокупности;

S – дисперсия случайной величины;

Δ_x – заданное значение допустимой ошибки выборки

Для расчета объема выборки необходимо знать дисперсию случайной величины, которая была заимствована при анализе литературных источников из проводимых ранее обследований аналогичных совокупностей.

Результаты расчета сведены в таблицу 1.

Таблица 1

<i>№ n/n</i>	<i>Параметр</i>	<i>Подшипники качения</i>	<i>Зубчатые зацепления</i>	<i>Валы</i>
1	<i>P</i>	95 %	95 %	95 %
2	<i>t</i>	2,059	2,059	2,059
3	<i>S</i>	0,251	0,198	0,249
4	Δ_x	0,07	0,07	0,07
5	<i>n</i>	54,51	33,92	53,64

Соответственно, исходя из полученных значений численности необходимой выборочной совокупности, для обеспечения её репрезентативности, в качестве объектов экспериментальной исследования были выбраны:

– приводные группы тоннельных эскалаторов, в состав которых входят около 320, 800, 400 единиц зубчатых зацеплений, подшипников качения и валов соответственно;

– приводные группы аспирационных установок и компрессорных установок, в состав которых входят 48, 96 единиц зубчатых зацеплений и валов соответственно.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Расчет эквивалентности полученных результатов

Эквивалентность результатов теоретических вычислений и эксперимента определялась по частоте модуляции вибрационного сигнала от зубчатого зацепления между быстроходным и тихоходным валами ПГТЭ ЭТ-2, на основании метода доказательства статистических гипотез с использованием t-критерия Стьюдента для независимых выборок.

Ниже, в таблице 1, представлены результаты обеих выборочных совокупностей случайной величины (частоты).

Таблица 1

<i>№ n/n</i>	<i>Теоретическое значение</i>	<i>Экспериментальное значение</i>	<i>№ n/n</i>	<i>Теоретическое значение</i>	<i>Экспериментальное значение</i>
1	229,0455	231,6619	31	226,3246	227,0546
2	232,0097	231,9325	32	227,5751	229,2472
3	230,209	235,582	33	226,5281	240,7905
4	228,9642	227,4606	34	225,4223	238,9432
5	229,2224	229,7211	35	224,9849	231,7528
6	226,4956	213,7358	36	222,7498	217,2832
7	229,6517	232,4872	37	226,0599	233,4379
8	227,0119	226,2659	38	229,2349	238,2187
9	232,5754	242,1719	39	230,0495	235,0852
10	221,6162	232,8563	40	227,7644	236,2906
11	230,2448	237,2118	41	226,0135	243,8378
12	229,6238	231,1378	42	225,7132	227,1448
13	227,8055	227,3533	43	230,6106	242,2948
14	229,5526	222,6812	44	226,5006	229,6937
15	224,286	241,3629	45	228,9424	250,4297
16	234,1376	228,1626	46	223,1777	233,7602
17	229,077	247,8294	47	228,6358	235,9041
18	228,3549	216,721	48	231,8211	237,7825
19	226,2085	233,7189	49	230,3057	224,0246
20	228,9937	221,2721	50	227,4409	225,2277
21	225,9203	216,9743	51	230,14	244,5739
22	226,3824	224,714	52	228,0401	237,5728
23	225,9685	222,5768	53	224,7085	234,6499
24	225,2653	238,1781	54	230,9087	245,0334
25	225,593	225,3326	55	230,4599	239,6409
26	231,2398	218,2459	56	222,3382	221,2819
27	232,6368	243,5585	57	229,1052	236,3832
28	225,8536	222,3667	58	230,6445	234,9988
29	225,748	234,8985	59	224,3587	236,6747
30	230,5363	238,9032	60	227,3202	223,2251

Для проверки распределения случайной величины на нормальность, был использован простейший из способов проверки характеров распределения данных – построение гистограммы. При помощи стандартного модуля «Анализ данных» в пакете MS Office, в программе Excel, для каждой из выборочных совокупностей были построены гистограммы нормального распределения (рис. 1, 2)

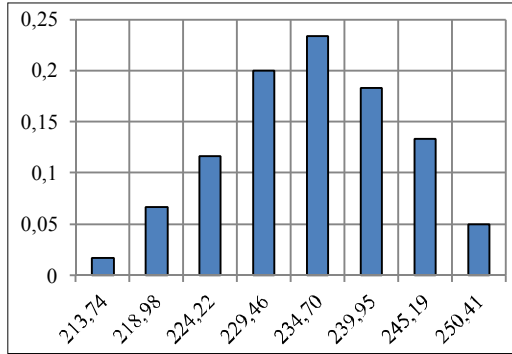


Рисунок 1. Нормальное распределение выборочной совокупности, полученной экспериментально

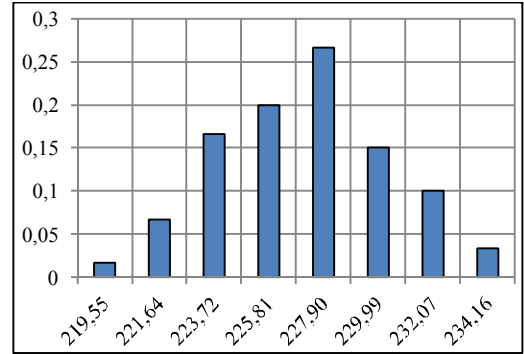


Рисунок 2. Нормальное распределение выборочной совокупности, полученной теоретически

Далее определены параметры каждой выборки, результаты сведены в таб. 2.

Таблица 2

№ n/n	Параметр	Теоретическое значение	Экспериментальное значение
1	Объем выборки, n_i	60	60
2	Среднее арифметическое, M_i	227,799	230,144
3	Стандартное отклонение, σ_i	2,453	9,354

Вычислено эмпирическое значение t-критерия Стьюдента по формуле 1.

$$t_c = \frac{|M_2 - M_1|}{\sqrt{\frac{(\sigma_1)^2}{n_1} + \frac{(\sigma_2)^2}{n_2}}} = \frac{230,144 - 227,799}{\sqrt{\frac{(2,453)^2}{60} + \frac{(9,354)^2}{60}}} = 1,88 \quad (1)$$

Вычислена степень свободы по формуле 2.

$$df = n_1 + n_2 - 2 = 60 + 60 - 2 = 118 \quad (2)$$

По таблице критических значений t-Стьюдента был определен уровень значимости, равный $t_{кр} = 1,982$.

Поскольку $t_c < t_{кр}$, можно сделать вывод о том, что обе выборки статистически существенно не отличаются друг от друга по изучаемому показателю, обе выборки принадлежат одной генеральной совокупности, что доказывает адекватность построенной математической модели и эквивалентность теоретических результатов моделирования результатам, полученным при проведении экспериментального исследования.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Акты о внедрении результатов диссертационного исследования



ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКАЯ ТЕХНИЧЕСКАЯ
ЭКСПЕРТНАЯ КОМПАНИЯ»

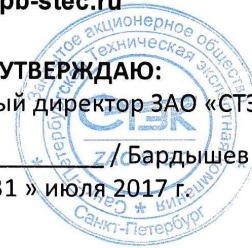
Адрес: 191028, г. Санкт-Петербург, ул. Моховая, д.18, лит. А, пом. 14Н
Телефон: 8 (812) 275-64-81; факс: 8 (812) 579-43-39
web / e-mail: www.spb-stec.ru / info@spb-stec.ru

УТВЕРЖДАЮ:

Генеральный директор ЗАО «СТЭК»

/ Бардышев А.О.

« 31 » июля 2017 г.



АКТ

о внедрении результатов научных исследований
ФИЛИНА АЛЕКСАНДРА НИКОЛАЕВИЧА

Результаты диссертационного исследования на тему «Методика контроля технического состояния основных механизмов тоннельных эскалаторов» Филина А.Н., соискателя ученой степени кандидата технических наук (специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины), выполненные на кафедре «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» ФГБОУ ВО «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I» (ПГУПС), нашли применение в практике работ по оценке технического состояния приводных групп различных типов тоннельных эскалаторов (ТЭ) при проведении работ по экспертизе промышленной безопасности (ЭПБ) в соответствии с требованиями Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности эскалаторов в метрополитене»:

- ЭПБ ТЭ до начала их применения на опасном производственном объекте;
- ЭПБ ТЭ по истечении их нормативного срока службы, установленного организацией-изготовителем;
- ЭПБ ТЭ после проведения работ, связанных с изменением их конструкции, заменой материалов несущих элементов.

Использование результатов исследований Филина А.Н. направлено на повышение степени достоверности результатов оценки технического состояния приводных групп ТЭ, оценки возможности дальнейшей надежной и безопасной эксплуатации ТЭ.

Заместитель генерального
директора по экспертной
работе – начальник отдела
ЭПБ

/ Бектуганов А.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования

**«Петербургский государственный
университет путей сообщения
Императора Александра I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)**

Московский пр., д. 9, Санкт-Петербург, 190031

Телефон: (812) 457-86-28, факс: (812) 315-26-21

E-mail: dou@pgups.ru, <http://www.pgups.ru>

ОКПО 01115840, ОГРН 1027810241502

ИНН 7812009592 / КПП 783801001

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО ПГУПС
Тимова Тамара Семеновна



«11» сентября 2017 г.

АКТ

**об использовании результатов диссертационной работы
ФИЛИНА АЛЕКСАНДРА НИКОЛАЕВИЧА
на тему «Методика контроля технического состояния основных механизмов
тоннельных эскалаторов» в рабочем процессе ФГБОУ ВО ПГУПС**

Результаты теоретических и экспериментальных исследований Филина А.Н. на соискание ученой степени кандидата технических наук (специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины), посвященных разработке методики контроля технического состояния основных механизмов тоннельных эскалаторов с использованием методов виброакустического диагностирования в период эксплуатации, нашли широкое практическое применение в процессе проведения лабораторных и практических работ кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины» ФГБОУ ВО ПГУПС, в частности при проведении экспертизы промышленной безопасности тоннельных эскалаторов, стоящих на балансе СПбГУП «Петербургский метрополитен».

Заведующий кафедры
«ПТП и СМ» ФГБОУ ВО
ПГУПС, к.т.н., доцент

/ Попов В.А.



САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
«ПЕТЕРБУРГСКИЙ МЕТРОПОЛИТЕН»
ЭСКАЛАТОРНАЯ СЛУЖБА

07 августа 2017 г.

№ б/н

Для предоставления в
диссертационный совет
Д 212.223.02 при ФГБОУ ВО
«Санкт-Петербургский
государственный архитектурно-
строительный университет»

А К Т

о внедрении результатов исследования
ФИЛИНА АЛЕКСАНДРА НИКОЛАЕВИЧА

Настоящим актом подтверждается, что положения и результаты исследования Филина А.Н. на тему «Методика контроля технического состояния основных механизмов тоннельных эскалаторов» применялись в деятельности Эскалаторной службы ГУП «Петербургский метрополитен».

Применение полученных результатов показало их достоверность и эффективность при определении технического состояния основных механизмов тоннельных эскалаторов в процессе их эксплуатации.

Начальник Эскалаторной
службы



подпись, М.П.

/ Сутенс В.Я.