

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный университет путей сообщения»

На правах рукописи

БЕХЕР СЕРГЕЙ АЛЕКСЕЕВИЧ

МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ ДИНАМИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПРИ РЕМОНТЕ И В ЭКСПЛУАТАЦИИ НА
ОСНОВЕ КОМПЛЕКСНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕНЗОМЕТРИИ И
АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

05.11.13 – «Приборы и методы контроля природной среды, веществ, материалов
и изделий»

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант – доктор технических наук, профессор
Степанова Людмила Николаевна

Новосибирск – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Современное состояние исследований в области неразрушающего контроля с использованием акустической эмиссии и тензометрии.....	16
1.1 Анализ результатов научных исследований акустико-эмиссионного метода неразрушающего контроля.....	17
1.2 Особенности применения динамической тензометрии для решения задач неразрушающего контроля.....	42
Выводы по первой главе.....	54
2 Повышение устойчивости параметров сигналов и координат источников акустической эмиссии.....	58
2.1 Анализ устойчивости параметров сигналов корреляционным методом.....	58
2.2 Повышение достоверности и информативности локации источников акустической эмиссии.....	68
2.3 Анализ показателей точности локации источников акустической эмиссии.....	79
Выводы по второй главе.....	89
3 Закономерности акустической эмиссии при развитии трещин и пластической деформации материалов ходовых частей вагонов.....	92
3.1 Акустическая эмиссия материала боковых рам вагонов.....	92
3.2 Акустическая эмиссия материала осей колесных пар.....	103
3.3 Акустическая эмиссия в местах взаимодействия нагружающего устройства с объектом контроля.....	123
Выводы по третьей главе.....	128
4 Закономерности формирования тензометрических сигналов в рельсах при статическом и динамическом нагружении.....	132
4.1 Закономерности деформирования рельса при нагружении проходящим поездом.....	132

4.2 Статическая и динамическая калибровка тензометрической диагностической системы.....	148
4.3 Результаты контроля динамической силы в движении.....	168
Выводы по четвертой главе.....	178
5 Тензометрический контроль колес вагонов в движении.....	183
5.1 Характеристики дефектов поверхности катания колесных пар.....	183
5.2 Моделирование тензометрических сигналов при воздействии дефектных колес на рельсы.....	192
5.3 Результаты эксплуатации тензометрической системы контроля поверхности катания колес вагонов в движении.....	222
Выводы по пятой главе.....	233
6 Акустико-эмиссионный контроль деталей и узлов ходовых частей грузовых вагонов.....	236
6.1 Методика акустико-эмиссионного контроля колец подшипников буксовых узлов.....	236
6.2 Методика акустико-эмиссионного контроля осей колесных пар.....	251
6.3 Методика акустико-эмиссионного контроля боковых рам тележек грузовых вагонов при ремонте.....	263
Выводы по шестой главе.....	278
Заключение.....	281
Список литературы.....	284
Приложение А – Акт внедрения ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина».....	317
Приложение Б – Акт внедрения АО «ВРК-1».....	318
Приложение В – Акт внедрения ДКТБ СП ЗСЖД филиала ОАО «РЖД».....	319
Приложение Г – Акт внедрения ООО «ТрансТех».....	320
Приложение Д – Акт внедрения ВЧД Инская.....	321

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Повышение эффективности железнодорожного транспорта требует увеличения скорости движения и разрешенной максимальной осевой нагрузки. Обеспечение безопасности при этом остается приоритетным направлением научно-технического развития, а предотвращение отказов технических средств является ключевой проблемой, без своевременного решения которой невозможно дальнейшее развитие железнодорожной отрасли.

С 2000 г. количество случаев разрушения неподрессоренных ходовых частей вагонов в грузовых поездах выросло в 5–10 раз. Безотказная работа подвижного состава может быть обеспечена только за счет применения комплексного подхода. В процессе изготовления и ремонта детали и узлы подвижного состава подлежат неразрушающему контролю, а в эксплуатации – мониторингу технического состояния. На вагоноремонтных предприятиях ответственные детали и узлы контролируются магнитопорошковым, вихретоковым и ультразвуковым методами, после остановки поезда на пунктах технического обслуживания проводится визуальный контроль. Большинство операций неразрушающего контроля не автоматизировано, а достоверность результатов зависит от психофизиологического состояния дефектоскописта и осмотрщика вагонов.

Основой для совершенствования системы неразрушающего контроля ходовых частей вагонов является создание автоматизированных систем и комплексов, позволяющих обнаруживать дефекты и оценивать их степень опасности, в том числе, в движении. При повышении нагруженности объектов железнодорожного транспорта активные методы контроля требуют уточнения критериев браковки. В этих условиях перспективно использовать пассивные методы: акустико-эмиссионный и тензометрический, так как их диагностические сигналы содержат информацию о динамике развития дефекта. Совершенствование пассивных методов контроля для непосредственной оценки негативного воздействия дефектов на ходовые части вагонов при ремонте и в

эксплуатации направлено на решение актуальной проблемы повышения безопасности движения железнодорожного транспорта.

Степень разработанности темы исследования. Значительный вклад в развитие пассивного метода контроля, основанного на использовании явления акустической эмиссии, внесли: А.Е. Андрейкив, В.М. Баранов, Г.А. Бигус, В.С. Бойко, С.И. Буйло, К.Б. Вакар, В.А. Грешников, А.Т. Green, Н.Л. Dunegan, Ю.Б. Дробот, В.И. Иванов, J. Kaiser, Р. Коллакот, О.Г. Латышев, Н.В. Лысак, В.А. Плотников, А. Поллок, Н.Г. Томилин, А.С. Трипалин, Н.А. Семашко, В.Н. Schofield, Л.Н. Степанова, В.В. Муравьев, В.А. Стрельченко, В.А. Стрижало, Т.Б. Петерсон, Х. Хатано, Н. Yokomichi, В.Н. Федюкин, В.М. Бобренко, А.А. Пятницкий.

Метод тензометрии получил развитие в работах таких авторов, как В.Г. Аляпышев, М.Л. Дайчик, В.С. Шадрин, Р.А. Макаров, А.Н. Серьезнов, В.В. Хиценко В.Л. Бурнштейн, П.Н. Бутин, Б.А. Атакулов. Существенный вклад в исследования динамики взаимодействия колес и рельсов внесли: А.Я. Коган, М.Ф. Вериго, А.К. Шафрановский, А.Е. Балановский, Н.Н. Кудрявцев, С.В. Вершинский, Л.В. Кудюров.

В настоящее время накоплен опыт практической реализации методов пассивного контроля ответственных объектов, в том числе деталей подвижного состава. Вместе с тем, существующие стандартные методики определения параметров сигналов акустической эмиссии не обеспечивают необходимый уровень достоверной фильтрации и локации в деталях сложной формы с необработанной поверхностью и литой неоднородной структурой материала, а также объектов с размерами 100 – 200 мм. Закономерности акустической эмиссии в сталях ШХ4, 20ФЛ, ОС, которые применяются при изготовлении деталей подвижного состава, исследованы недостаточно и не обеспечивают необходимый уровень достоверности критериев обнаружения развивающихся усталостных трещин в условиях значительного количества механических источников помех, связанных с взаимодействием захватов нагружающего устройства с объектом контроля, растрескиванием остатков литой формы, трением в сопряжениях колес

и осей.

Приращение надежности ходовых частей вагонов после проведения акустико-эмиссионного контроля возможно только при условии, что силы в эксплуатации не превышают 80–90 % испытательной силы. Для обеспечения достоверности результатов акустико-эмиссионного контроля деталей вагонов при ремонте необходимы технологии мониторинга сил, воздействующих на неподрессоренные ходовые части вагонов в движении. Методики динамического контроля должны применяться в реальных условиях эксплуатации без изменения конструкции пути и должны быть согласованы с технологиями акустико-эмиссионного контроля при ремонте.

Отечественными авторами разработаны методики испытаний подвижного состава для определения параметров его динамического воздействия на путь с использованием динамометрии и тензометрии. Существующие разработки ориентированы на контроль сил в системе «колесо – рельс» в процессе испытаний и пока не получили распространения для решения задачи мониторинга подвижного состава на железных дорогах РФ. За рубежом широко применяются комплексы диагностики, предназначенные для контроля технического состояния подвижного состава и оценки его влияния на верхнее строение пути. Способы контроля и критерии браковки, реализованные в этих комплексах, оптимизированы для пути и подвижного состава определенного типа и не могут быть распространены на отечественных железных дорогах. Для решения этой задачи необходимы дополнительные исследования, направленные на оптимизацию схем установки тензодатчиков, создание алгоритмов обработки тензометрических сигналов, метрологическое обеспечение методик и оборудования для измерения динамических сил, проведение натурных испытаний.

Цель исследования – увеличение безопасности железнодорожного транспорта, связанное с повышением надежности и достоверности результатов неразрушающего контроля ответственных динамически нагруженных неподрессоренных ходовых частей вагонов (оси колесных пар, кольца буксовых

подшипников, боковые рамы), за счет комплексного применения автоматизированных методов контроля: акустико-эмиссионного при плановых видах ремонта и тензометрического контроля динамических сил в эксплуатации.

Для достижения поставленной цели решались следующие **задачи**:

1) разработать методику оценки «устойчивости» параметров сигналов к влиянию мешающих факторов и создать алгоритмы обработки сигналов акустической эмиссии для повышения достоверности акустико-эмиссионного контроля ходовых частей вагонов;

2) исследовать статистические закономерности акустической эмиссии в процессе развития усталостных трещин и пластической деформации в реальных объектах и образцах из материалов ходовых частей вагонов (стали ШХ4, 20ФЛ, ОС) для создания надежных критериев браковки;

3) определить закономерности деформирования рельсов под поездной динамической нагрузкой и разработать методики измерения динамических сил в системе «колесо – рельс» для уменьшения влияния мешающих факторов, связанных с конструкцией и состоянием подрельсового основания, траекторией движения колеса по рельсу;

4) исследовать динамические характеристики системы «колесо – рельс – подрельсовое основание» и разработать комплекс информативных параметров тензометрических сигналов для оценки динамических сил воздействия колес с дефектами поверхности катания на рельсы и методику тензометрического контроля в эксплуатации;

5) разработать методики акустико-эмиссионного контроля, согласованные по нагрузкам с результатами тензометрического контроля, осей колесных пар, боковых рам и колец буксовых подшипников для обнаружения усталостных дефектов при ремонте.

Идея работы заключается в комплексном использовании двух методов неразрушающего контроля, при котором тензометрия применяется для обнаружения дефектов, вызывающих сверхнормативное воздействие на путь, и для определения уровня динамических сил, воздействующих на ходовые части

вагонов в эксплуатации, а метод акустической эмиссии – для обнаружения развивающихся дефектов при испытаниях деталей в вагонных ремонтных депо, причем, параметры нагружения основываются на результатах тензометрического контроля в эксплуатации.

Объект исследования – ходовые части железнодорожных грузовых вагонов (колеса, оси, кольца буксовых подшипников, боковые рамы).

Предмет исследования – закономерности формирования акустико-эмиссионных и тензометрических диагностических сигналов в процессе испытаний и в реальных условиях эксплуатации ходовых частей грузовых вагонов.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1) установлено, что многократные отражения и рассеяния сигналов акустической эмиссии в объекте контроля увеличивают до 60 % относительную неопределенность регистрируемых параметров; разработана методика оценки неопределенности, основанная на корреляционном анализе сигналов, регистрируемых двумя преобразователями акустической эмиссии от одного источника, позволяющая экспериментально выбрать и обосновать комплекс информативных параметров, коэффициенты корреляции которых с параметрами источника составляют 0,9 и более;

2) разработан способ определения координат источников сигналов акустической эмиссии, основанный на аналитическом решении задачи определения математического ожидания и среднего квадратического отклонения времени прихода сигнала на преобразователь с использованием двухинтервального коэффициента в модели с линейным передним фронтом и некоррелированным шумом, что обеспечило обнаружение развивающихся дефектов на расстояниях 100–200 мм от источника неинформативных сигналов–помех;

3) экспериментально установлены закономерности изменения потоковых характеристик сигналов акустической эмиссии в процессе развития усталостных трещин и пластической деформации в материале осей колесных пар из стали

марки ОС по ГОСТ 4728, в литых деталях тележки грузового вагона из стали 20ГФЛ по ГОСТ 32400, в кольцах буксовых подшипников из стали ШХ4 по ГОСТ 18572. На основе полученных экспериментальных закономерностей разработаны критерии браковки ходовых частей вагонов при ремонте;

4) решена обратная задача определения динамических сил в системе «колесо – рельс» с использованием временных зависимостей деформаций рельса, измеряемых непосредственно над шпалой под движущейся с постоянной скоростью от 20 до 90 км/ч поездной нагрузкой в условиях неопределенности сил реакции подрельсового основания, что позволило разработать способ (патент № 2480711) и алгоритмы обработки первичных сигналов для динамического контроля ходовых частей вагонов в движении;

5) обоснованы комплекс информативных параметров и алгоритмы обработки тензометрических диагностических сигналов на основе разработанной математической модели взаимодействия дефектных колес с верхним строением пути и установлены корреляционные зависимости параметров локальных деформаций рельса в сечениях, расположенных на расстояниях свыше 90 мм от колеса, с характеристиками дефектов поверхности катания;

6) разработан способ акустико-эмиссионного контроля ходовых частей вагонов при ремонте, параметры нагружения которого согласуются с критериями браковки и результатами контроля тензометрическим методом в эксплуатации, что повышает надежность ходовых частей вагонов за счет комплексного подхода: мониторинга динамических сил в движении и выявления развивающихся дефектов при ремонте (патенты № 2537747, 2391656, 2391655).

Теоретическая значимость работы. Предложенные корреляционные и аналитические модели параметров сигналов акустической эмиссии в объектах с неоднородной структурой, дисперсией, переотражениями позволили создать алгоритмы обработки сигналов для получения достоверных границ амплитудных и временных информативных параметров, устойчивых к мешающим факторам. Созданные модели и алгоритмы достаточно универсальны и могут послужить основой для построения статистических моделей сигналов

акустической эмиссии для повышения достоверности кластеризации и оценки свойств развивающихся дефектов в различных объектах.

Разработанная двухэлементная модель взаимодействия железнодорожных колес с верхним строением пути позволила проанализировать закономерности деформирования рельса при воздействии колеса с дефектом поверхности. В рамках предложенной модели рассчитаны зависимости амплитудных и временных параметров тензометрических сигналов от размеров дефекта и динамических сил. Реализованный подход может быть распространен на решение задач динамического тензометрирования различных конструкций для оценки параметров динамического воздействия по деформациям, связанным с влиянием граничных условий.

Практическая значимость работы. Предложенный способ повышения точности локации и оценки погрешности координат источников акустической эмиссии защищен патентом и внедрен в программное обеспечение микропроцессорных акустико-эмиссионных диагностических систем СЦАД-16.03 и СЦАД-16.10, изготавливаемых ФГУП СибНИА «им. С.А. Чаплыгина» (Приложение А).

Экспериментально определены закономерности изменения потоковых характеристик сигналов акустической эмиссии при развитии усталостных дефектов в материале осей колесных пар, колец подшипников, боковых рам, с использованием которых разработаны и уточнены критерии браковки деталей по степени воздействий на эксплуатационные свойства объектов. Результаты исследований внедрены в 9 акустико-эмиссионных комплексах контроля боковых рам и надрессорных балок вагонных ремонтных депо ОАО «ВРК-1» (Приложение Б), в акустико-эмиссионных комплексах контроля осей колесных пар и колец буксовых подшипников грузовых вагонов в ВЧДр Инская (Приложение Д), в нагружающих устройствах в Дорожном конструкторско-технологическом депо – структурном подразделении ЗСЖД филиала ОАО «РЖД» (Приложение В). Разработанные способы контроля защищены 7 патентами РФ.

Теоретически обоснована и практически реализована методика

обнаружения дефектов поверхности катания колесных пар грузовых вагонов в движении с использованием быстродействующей тензометрии рельсов по схеме, не требующей изменения конструкции пути. Способ контроля защищен патентом РФ и внедрен в программное обеспечение тензометрической системы «Динамика-3» (СГУПС), установленной на измерительном участке Западно-Сибирской железной дороги (ООО «ТрансТех») (Приложение Г). Методика включает в себя алгоритмы обработки первичных сигналов с тензодатчиков для получения диагностических сигналов путем минимизация влияния мешающих факторов. Разработанное программное обеспечение защищено свидетельствами о государственной регистрации программ для ЭВМ и используется в тензометрическом диагностическом комплексе для автоматизированного контроля колесных пар в движении на ПТО Инская Западно-Сибирской железной дороги – филиала ОАО «РЖД».

Ценность научной работы – автором разработаны согласованные по уровню силового воздействия методики акустико-эмиссионного и тензометрического контроля ходовых частей вагонов в эксплуатации и при ремонте, позволяющие уменьшить влияние неинформативных составляющих сигналов на результаты контроля и таким образом повысить достоверность результатов контроля.

Методология и методы исследования. В работе опирались на методологию системного анализа, основанную на исследовании методов неразрушающего контроля и объекта как взаимосвязанной системы. В процессе исследования использовались методы математического численного моделирования, включающие в себя методы конечных элементов для расчета деформаций и напряжений в ходовых частях вагонов, методы математической статистики: регрессионный анализ, проверка гипотез, точечные и интервальные оценки параметров распределений. Для анализа первичных сигналов применялись методы математического анализа: преобразование Фурье, дифференцирование и интегрирование, фильтрация. В экспериментальных исследованиях использовались разрушающие методы (механические испытания и

металлография), виды и методы неразрушающего контроля (ультразвуковой, акустико-эмиссионный, магнитный, вихретоковый, визуально-измерительный), измерения акустических, линейно-угловых, механических и временных величин. При теоретических и экспериментальных исследованиях использовались положения теории упругости, пластичности и разрушения материалов, классической механики, динамики, электроники и электротехники, технической диагностики и неразрушающего контроля.

Положения, выносимые на защиту.

1. Методика оценки устойчивости параметров сигналов акустической эмиссии к влиянию многократных рассеяний и переотражений в объектах контроля (кольца буксовых подшипников, боковые рамы) с неоднородной структурой материала и/или имеющих сложную форму, в которых расстояние l между границами существенно меньше величины, обратной коэффициенту затухания δ ($l \ll \delta^{-1}$). Методика основана на корреляционном анализе параметров сигналов на нескольких преобразователях от одного источника и позволяет выбрать и обосновать комплекс информативных параметров для идентификации развивающихся дефектов.

2. Методика и программное обеспечение для локации источников акустической эмиссии при механическом нагружении объекта контроля, основанные на применении модернизированного двухинтервального коэффициента. Методика обеспечивает обнаружение развивающихся дефектов на фоне акустических помех (до 1000), вызванных воздействием захватов нагружающего устройства на поверхность объекта на расстояниях 100–200 мм от зоны контроля, за счет фильтрации по значению погрешности времени прихода акустико-эмиссионных сигналов.

3. Закономерности акустической эмиссии при развитии усталостных трещин и пластической деформации в материале осей колесных пар и боковых рам и основанные на них критерии браковки, позволяющие в процессе периодического акустико-эмиссионного контроля обнаружить развивающийся дефект за 20–40 % общего количества циклов до разрушения.

4. Закономерности распределения деформаций рельса под движущейся поездной нагрузкой и основанная на них методика контроля динамической силы, в которой схема установки тензодатчиков и алгоритмы обработки сигналов обеспечивают границы погрешности 2 % (влияние боковой силы, эксцентриситета вертикальной силы, изгиба рельса в вертикальной плоскости), 1 % при измерениях между шпалами и 5 % – над шпалами (влияние зависимости коэффициента пропорциональности сила – деформация от частоты до 1 кГц).

5. Модель формирования тензометрических сигналов при взаимодействии колеса с дефектом поверхности катания и рельса, включающая подсистемы «колесо – рельс» и «рельс – подрельсовое основание» с собственными частотами 700 и 250 Гц соответственно, и разработанные на ее основе методика и программное обеспечение обнаружения дефектов и критерии браковки по уровню динамической силы в подсистеме «колесо – рельс» в движении.

6. Экспериментальные амплитудные распределения динамических сил, вызванных дефектами поверхности катания колес, удовлетворительно описываются экспоненциальным законом с верхней границей силы 220 кН по уровню 1 %. Согласованные максимальные значения испытательной силы для обнаружения развивающихся дефектов при акустико-эмиссионном контроле боковых рам составляют от 480 до 530 кН, колец буксовых подшипников – от 120 до 130 кН и осей колесных пар – от 240 до 265 кН на шейку.

7. Методика акустико-эмиссионного контроля колец подшипников буксового узла относительно штатного магнитопорошкового метода обеспечивает вероятность перебраковки не более 0,5 %, а обнаружения дефекта – не менее 98 %. Высокая чувствительность акустико-эмиссионного метода к усталостным трещинам колец подшипников буксового узла из стали ШХ4 проявляется в асимптотическом росте зависимости сигналов акустической эмиссии от испытательной нагрузки с коэффициентом пропорциональности более 200 кН^{-1} .

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность полученных результатов определяется: сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований с известными работами других авторов;

применением средств измерений утвержденного типа, поверенных (калиброванных) в установленном порядке; сходимостью результатов контроля разными методами (акустико-эмиссионным, ультразвуковым, тензометрическим, визуальным, измерительным, магнитопорошковым) и результатами фрактографии; статистически значимым объемом экспериментальных данных, который позволяет достоверно судить о точечных оценках параметров статистических распределений исследуемых величин.

Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на 11 конференциях: Всероссийской научно-технической конференции «Политранспортные системы» (г. Новосибирск, 2009 г.); конференции с участием иностранных ученых «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды» (г. Новосибирск, 2008 г., 2012 г.); научно-техническом совете Центральной дирекции по ремонту грузовых вагонов ОАО «РЖД» (г. Москва, 2012 г.); научно-технической конференции МИИТа «Безопасность движения поездов» (г. Москва, 2013 г.); VIII Международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» (г. Санкт-Петербург, 2013 г.); VIII Российской научно-технической конференции «Механика, ресурс и диагностика материалов и конструкций» (г. Екатеринбург, 2014 г.); VIII Международной научно-практической конференции в рамках года науки Россия – ЕС «Научные проблемы реализации проектов в Сибири и на Дальнем Востоке» (г. Новосибирск, 2014 г.); III Всероссийской с международным участием научно-практической конференции по инновациям в неразрушающем контроле SibTest (Республика Алтай, 2015 г.); IIХ и IX Международных научно-технических конференциях «Политранспортные системы» (г. Новосибирск, 2014 г., 2016 г.).

Личный вклад автора. Автору принадлежат: постановка цели и формулировка задач научной работы, создание и расчет физических моделей, планирование и участие в проведении экспериментов, их математическая обработка и статистический анализ результатов, участие в создании программного обеспечения для обработки экспериментальных данных, их анализ

и интерпретация результатов.

Публикации по теме диссертации. По результатам диссертационной работы опубликовано **70** работ, в том числе **19** статей в изданиях, включенных в перечень ВАК, и **две** статьи в издании, индексируемом в реферативной базе Scopus, изданы **две** монографии, получено **семь** патентов РФ на изобретения, зарегистрированы **три** программы для ЭВМ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы из 276 наименований и пяти приложений. Диссертация изложена на 283 страницах, содержит 169 рисунков, 11 таблиц.

Автор выражает глубокую признательность и благодарность доктору технических наук, профессору Л.Н. Степановой, доктору технических наук, профессору В.В. Муравьеву, кандидатам технических наук М.В. Муравьеву, А.Л. Боброву, Е.В. Бояркину, К.В. Власову, С.И. Кабанову, А.С. Кочеткову, Е.С. Тенитилову, научным сотрудникам А.О. Коломейцу, Т.В. Сыч, аспиранту А.А. Попкову за конструктивную критику, обсуждение результатов и помощь, оказанную при выполнении работы.

1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ И ТЕНЗОМЕТРИИ

Пассивные методы неразрушающего контроля основаны на регистрации процессов, возникающих в деталях и элементах конструкций при эксплуатации или во время испытаний. Для обеспечения достоверности результатов контроля условия испытания максимально приближены к рабочим. Диагностические сигналы пассивных методов контроля, в отличие от активных (ультразвуковой [109, 63, 65, 79], магнитный [82, 83], вихретоковый [78, 81]), содержат информацию не только о размерах и форме дефектов, но и о степени их влияния на эксплуатационные характеристики объекта контроля и динамике развития [13].

При наличии достаточного объема экспериментальных данных о закономерностях развития дефектов в конструкции пассивные методы позволяют судить о скорости их развития, оценивать степень опасности и прогнозировать состояние объекта контроля. Комплексный подход с применением нескольких методов неразрушающего контроля повышает вероятность обнаружения скрытых дефектов, не указанных в нормативной и технической документации.

Задача обнаружения скрытых дефектов особенно актуальна в современных условиях, когда наблюдается активное реформирование железнодорожной отрасли. На сети железных дорог появляются вагоны новой конструкции, изготовленные с применением современных материалов. При этом отсутствуют статистические данные о реальных условиях эксплуатации и влиянии параметров этих объектов на их долговечность и безотказность.

С 2008 по 2013 г. на сети железных дорог России наблюдалась негативная тенденция роста числа сходов и крушений [8], связанная с переходом от боковых рам таврового сечения к боковым рамам новой конструкции коробчатого сечения. В процессе приемочных и сертификационных испытаний тележки новой конструкции продемонстрировали более высокие значения эксплуатационных показателей. Однако работоспособность коробчатых боковых рам, которые

признаны бездефектными по результатам контроля штатными методами, оказалась существенно ниже работоспособности боковых рам таврового сечения. Только за 12 мес. 2013 г. на железных дорогах России допущено 37 изломов боковых рам, из которых 78 % составляют боковые рамы новой конструкции, отслужившие менее пяти лет [7].

В настоящее время на сети железных дорог проводятся мероприятия, направленные на повышение качества продукции, но объективные причины изломов до сих пор не установлены. В таких условиях возможности активных методов существенно ограничены, так как в нормативной и технической документации отсутствуют сведения о подлежащих выявлению дефектах и степени их опасности. Пассивные методы ориентированы на выявление и классификацию дефектов по скорости их развития и по влиянию на эксплуатационные свойства объекта контроля, поэтому позволяют обнаруживать недопустимые дефекты даже когда в нормативной и технической документации отсутствуют нормы браковки по типу, размерам и форме дефектов. Наиболее перспективными методами контроля ходовых частей вагонов являются: тепловой, тензометрический и акустико-эмиссионный. Комплексное использование этих методов позволяет повысить достоверность неразрушающего контроля и, следовательно, безопасность движения на железнодорожном транспорте.

1.1 Анализ результатов научных исследований акустико-эмиссионного метода неразрушающего контроля

Существенный вклад в развитие акустико-эмиссионного контроля внесли работы следующих авторов: А.Е. Андрейкив, В.М. Баранов, Г.А. Бигус, В.С. Бойко, С.И. Буйло, К.Б. Вакар, В.А. Грешников, А.Т. Green, Н.Л. Dunegan, Ю.Б. Дробот, В.И. Иванов, J. Kaiser, Р. Коллакот, О.Г. Латышев, Н.В. Лысак, В.В. Муравьев, В.А. Плотников, А. Поллок, Н.Г. Томилин, А.С. Трипалин, Н.А. Семашко, В.Н. Schofield, Л.Н. Степанова, В.А. Стрельченко, В.А. Стрижало, Т.Б. Петерсон, Х. Хатано, Н. Yokomichi и др. Метод акустической эмиссии все

еще активно развивается. Значительная часть современных научно-исследовательских работ сосредоточена на решении двух базовых задач: совершенствование методов обработки акустико-эмиссионной информации и получение достоверных экспериментальных закономерностей акустической эмиссии материалов.

В процессе акустико-эмиссионных испытаний регистрируется значительный объем данных. Современные отечественные и зарубежные акустико-эмиссионные системы являются микропроцессорными [170, 47, 136] и разрабатываются как внешние устройства к электронно-вычислительным машинам, компьютерам. Это позволяет обрабатывать регистрируемые сигналы в реальном режиме времени и сохранять их в оцифрованном виде для подробного анализа. Фактически неограниченные возможности цифровой обработки определяют первое направление работ, связанное с созданием алгоритмов анализа сигналов с целью повышения точности локации источников акустической эмиссии, уменьшения влияния пути распространения акустических импульсов, шумов и помех на регистрируемые параметры.

Акустико-эмиссионные свойства объектов напрямую связаны с конструкцией и параметрами материалов, механизмами развития дефектов [127]. Широкое внедрение в промышленности новых классов материалов, например композиционных [197], определило новое направление исследований, связанное с применением акустико-эмиссионного метода для контроля и диагностики объектов, изготовленных из композиционных материалов. Публикуется значительное количество работ по совершенствованию акустико-эмиссионного метода контроля традиционных материалов, в том числе сталей. Даже относительно небольшие изменения химического состава и способа обработки материала, формы или размеров и метода изготовления оказывают существенное влияние на параметры и характеристики сигналов акустической эмиссии [26, 91, 152, 174]. В этих условиях для получения достоверных и объективных критериев браковки, необходимых для создания методики акустико-эмиссионного контроля, требуется проведение комплексных исследований как на образцах, так и на

натурных объектах.

В настоящее время широкое распространение получили следующие акустико-эмиссионные системы [170, 136]:

- ALine-32D (ООО «Интерюнис», Россия);
- AMSY-5 (Vallen System, Германия);
- DiSP (PAC, США);
- Малахит АС-12 (ЗАО «НПФ «Диатон», Россия);
- СДС 1008 (ЗАО «СДС», Россия);
- СЦАД-16.10 (ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина», Россия);
- Эксперт-2014 (ЗАО «НПО «Алькор», Россия).

Все системы обладают сходными характеристиками, которые определяются областью их применения для неразрушающего контроля опасных промышленных объектов в соответствии с руководящими документами Ростехнадзора. Частотный диапазон регистрируемых сигналов перекрывает наиболее активно используемые частоты от 50 до 500 кГц. Низкие частоты (меньше 50 кГц) используются для обнаружения течей в протяженных объектах, таких как трубопроводы. Частоты свыше 500 кГц применяются для научных исследований при работе с объектами, размер которых составляет не более 100 мм. Частота дискретизации напрямую связана с верхней границей полосы пропускания и составляет не менее 1 МГц. Максимальное число каналов варьируется в широком диапазоне и составляет от 16 до 256 (в зависимости от изготовителя системы). Одним из основных параметров, характеризующих предельную чувствительность контроля, является уровень собственных шумов аппаратуры, который не превышает 10 мкВ.

Регистрируемые акустико-эмиссионные сигналы обрабатываются в режиме реального времени. Программное обеспечение дает широкие возможности для последующей обработки зарегистрированных и оцифрованных сигналов. Функции программного обеспечения позволяют оператору выполнять следующие операции: цифровую фильтрацию данных, построение вычисляемых параметров сигналов (MARSE, энергия, число осцилляций, преобразование Фурье и вейвлет-преобразование и т.д.), анализ потоковых характеристик сигналов (активность,

число импульсов, амплитудное распределение), локацию и кластеризацию сигналов. На этапе постобработки практически отсутствуют ограничения в реализации произвольного вычисляемого параметра, построении его распределения и в дальнейшем использовании в критериях браковки.

Научные работы [16, 232, 125], выполненные в XX в. и связанные с созданием и обработкой комплексов параметров сигналов, имеют ограниченную применимость в современных микропроцессорных системах. Используемая в этот период времени аппаратура не позволяла активно применять преимущества цифровой обработки, поэтому анализ экспериментальных результатов проводился по ограниченному числу параметров, регистрируемых в процессе испытаний.

В настоящее время имеется значительное количество опубликованных работ, посвященных анализу акустико-эмиссионной информации [191, 84, 85, 95, 112, 137, 156, 158, 222, 234, 241, 266, 267, 269–271]. Различают два подхода [243] к ее анализу. Первый (параметрический) основан на исследовании параметров сигналов акустической эмиссии, второй (сигнальный) – оцифрованных сигналов акустической эмиссии. Несмотря на то что сигнальный способ дает существенно больше возможностей для исследователя и фактически включает в себя первый, его применение даже на современном уровне развития микропроцессорной техники практически неосуществимо для анализа значительных объемов акустико-эмиссионной информации в реальном режиме времени.

Все параметры, характеризующие единичный импульс акустической эмиссии и, следовательно, его источник, разделяют на три основные группы [94]: амплитудные, временные и частотные. В наиболее тесной связи с характеристиками источника находятся амплитудные параметры, к которым относится амплитуда акустико-эмиссионного импульса – максимальное значение напряжения на преобразователе акустической эмиссии U_{\max} (рисунок 1.1). Амплитуда [231] пропорциональна энергии излучения источника, которая, в свою очередь, зависит от площади образующейся свободной поверхности, времени переходного процесса, значения локальных механических напряжений. Поэтому анализ амплитудного распределения импульсов дискретной акустической

эмиссии [119, 250] является одним из наиболее эффективных способов классификации и идентификации источников акустической эмиссии.

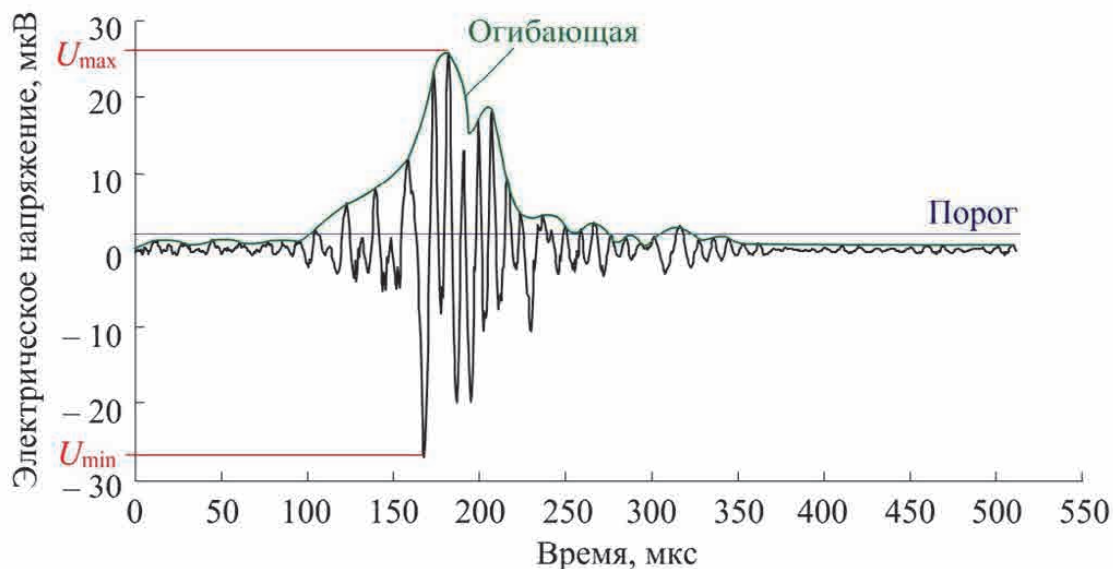


Рисунок 1.1 – Зависимость электрического напряжения U на преобразователе акустической эмиссии от времени t (акустико-эмиссионный сигнал) и амплитудные параметры

В процессе распространения упругой волны по объекту контроля от источника до преобразователя акустической эмиссии, а также в самом преобразователе импульс искажается. На первоначальный сигнал оказывают воздействие: поглощение, рассеяние, отражение от границ, дисперсия, реверберации, амплитудно-частотная характеристика преобразователя [96], нелинейности электронного тракта измерительной аппаратуры и т.д.

Для снижения чувствительности результатов контроля к влиянию внешних факторов и повышению достоверности экспериментаторы применяют производные информативные параметры. Например, для уменьшения влияния несимметричности преобразователей и смены полярности волны при отражении от границы раздела сред используется амплитудный параметр – размах сигнала (см. рисунок 1.1):

$$U_{pk} = U_{\max} - U_{\min}, \quad (1.1)$$

где U_{\max} , U_{\min} – максимальное и минимальное значения электрического

напряжения на преобразователе акустической эмиссии, мкВ.

Одним из самых сложно поддающихся анализу мешающих факторов является дисперсия, которая связана с зависимостью скорости распространения волны от ее частоты. Дисперсия проявляется в объектах, имеющих форму пластины или стержня, при условии, что длина волны сравнима или больше наименьшего размера объекта контроля. Самыми распространенными объектами контроля являются сосуды давления и элементы конструкций, толщина которых обычно не превышает 50 мм, что сопоставимо с длиной волны на частоте 100 кГц. Акустический сигнал в таких объектах распространяется в виде волн Лэмба [258, 259], дисперсия [275] которых вызывает увеличение длительности импульса, при этом очевидно уменьшается амплитуда акустико-эмиссионных сигналов.

Низкая достоверность оценки энерговыделения источника акустической эмиссии связана с нелинейностью дисперсии – зависимостью от амплитудно-частотной характеристики первоначального механического возмущения. Для снижения влияния дисперсии на результаты контроля используются интегральные характеристики: площадь под огибающей (см. рисунок 1.1) сигнала MARSE, среднее квадратическое значение сигнала $U_{ск}$, средняя мощность сигнала акустической эмиссии $P_{ср}$, электрическая мощность сигнала акустической эмиссии P_E , энергия сигнала E_{AE} , уровень сигнала u_{AE} . Повышение информативности во всех перечисленных параметрах достигается за счет интегрирования сигнала на интервале, что позволяет учесть «расплывание» импульса.

К временным параметрам сигналов (рисунок 1.2) относятся: время начала импульса T_b , время окончания импульса T_e , длительность импульса T_{ls} , длительность переднего фронта T_{bf} , длительность заднего фронта T_{ef} . Длительности импульса, переднего и заднего фронта характеризуют форму импульса и в значительной степени зависят от пути распространения в объекте контроля, наличия дисперсии, затухания, ревербераций. Данные параметры используются для фильтрации [249] и кластеризации [255] сигналов акустической эмиссии.

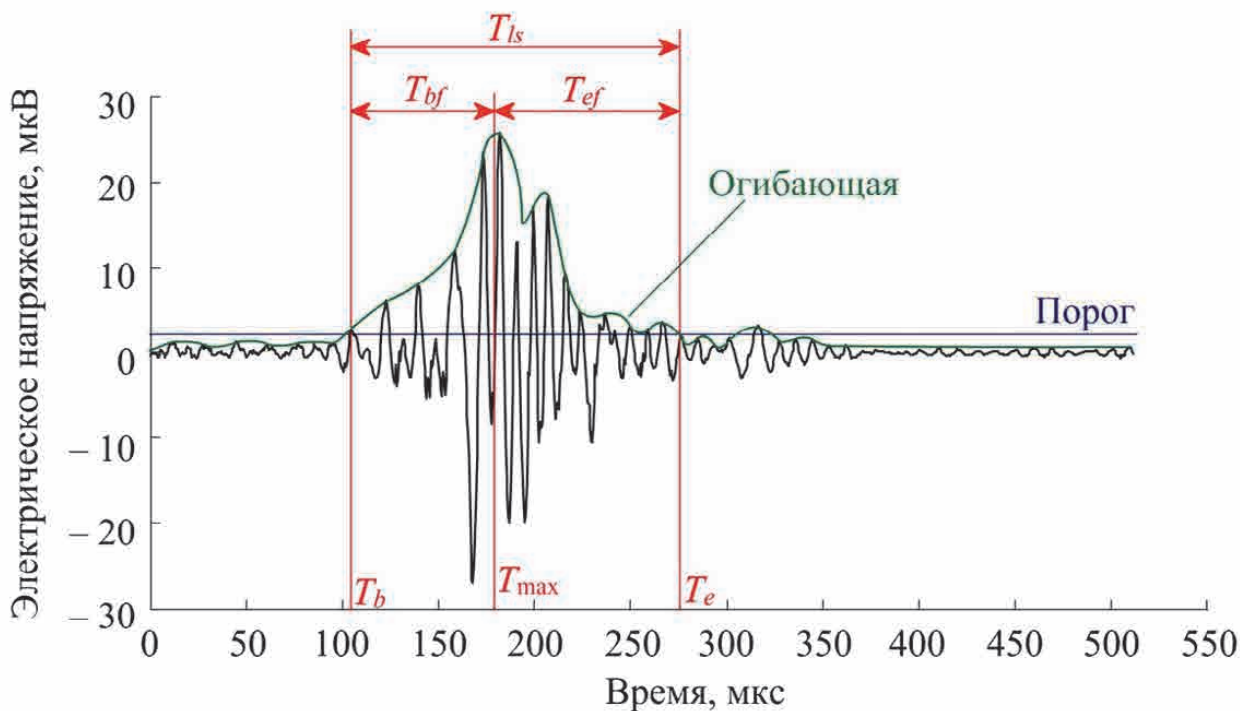


Рисунок 1.2 – Зависимость электрического напряжения U на преобразователе акустической эмиссии от времени t (акустико-эмиссионный сигнал) и временные параметры

Из временных параметров [245] наиболее информативным является время начала импульса. Практическую значимость имеют два вычисляемых по времени начала импульса параметра: интервал времени между двумя последовательными импульсами и интервал времени между импульсами от одного источника, зарегистрированными преобразователями, разнесенными в пространстве.

Интервал времени между двумя последовательными импульсами напрямую связан с активностью источников акустической эмиссии. В работе [38] показано, что анализ плотности вероятности интервалов в потоке импульсов позволяет получить информацию о динамических характеристиках источника. Для независимых источников, не связанных друг с другом, например в случае пластической деформации, поток импульсов является пуассоновским. При этом распределение плотности интервалов пуассоновского потока описывается экспоненциальным распределением. Критерий появления магистральной трещины может быть основан на обнаружении нарушения экспоненциального

закона распределения временных интервалов в потоке импульсов. Данный критерий пока не получил широкого распространения и не вошел в список рекомендуемых [73, 190], что в первую очередь связано с отсутствием алгоритмов расчета распределений временных интервалов в стандартном программном обеспечении акустико-эмиссионных комплексов.

Интервал времени (разность времен прихода) между импульсами от одного источника, зарегистрированными разнесенными в пространстве преобразователями, используется для определения координат. Алгоритмы определения местоположения источника по разности времен прихода в линейных, плоских и объемных объектах достаточно подробно изучены и описаны в [14, 33, 159, 121, 242, 253, 262, 272, 265, 274].

Достоверная оценка координат источников акустической эмиссии является необходимой составляющей результатов контроля объекта. По координатам источников производится отбор наиболее опасных из них, выполняется дискриминация по месту расположения источников шумов, не связанных с развитием дефектов, например, мест взаимодействия с нагружающим устройством. Координаты источников используются для объединения сигналов – кластеризации [178, 155], от обоснованности которой напрямую зависит достоверность применяемых критериев браковки и, в конечном счете, правильность составления заключения о техническом состоянии объекта.

В опубликованной работе [139] установлено, что основными источниками погрешностей определения координат дефектов являются: различие расчетных и реальных путей распространения и скоростей волн, неопределенность времени начала импульса. Способам оценки времени начала импульса посвящено значительное количество работ. Наибольшее распространение получил пороговый метод [3] и его модификации. Метод основан на определении времени пересечения сигналом порогового уровня (см. рисунок 1.2). Для повышения точности применяются более сложные алгоритмы, основанные на введении «плавающего» порога селекции, зависящего от уровня шумов, многократных пересечений порога в «окне» и т.д. Недостатками данных методов является

сильная зависимость неопределенности времени начала импульса от амплитуды регистрируемых сигналов и уровня шума. В работе [4] показано, что применение порогового метода не позволяет однозначно идентифицировать развитие усталостного дефекта в образцах размером 100×200 мм. Неопределенность координат (рисунок 1.3), возникающая при использовании стандартных алгоритмов локации, не позволяет решить техническую задачу мониторинга конструкции во время испытаний, поэтому для повышения точности были использованы более ресурсоемкие алгоритмы кластеризации сигналов акустической эмиссии.

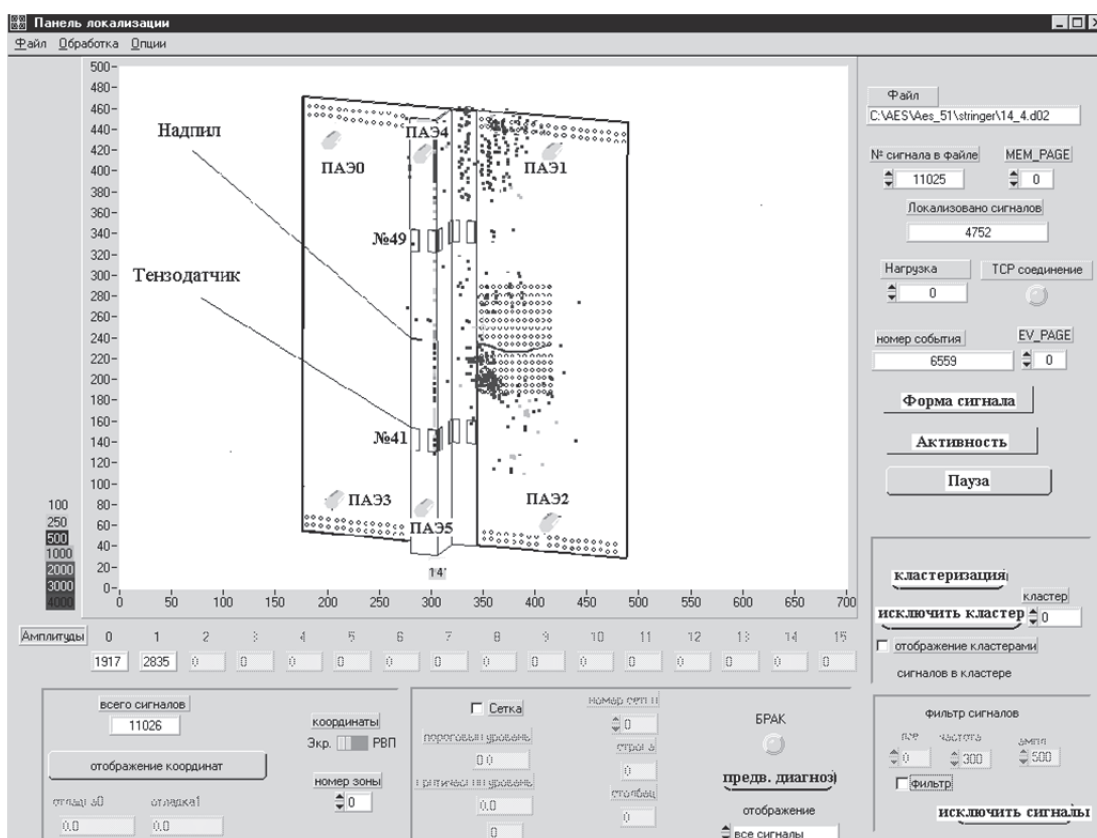


Рисунок 1.3 – Результаты локации сигналов акустической эмиссии на авиационном образце со стрингером с использованием порогового метода определения времени начала импульса без кластерной обработки [4]

Известны работы (например, [87]), в которых для определения координат источников используются алгоритмы, основанные на построении по сигналам акустической эмиссии диагностического сигнала, а время начала импульса определяют по его экстремальному значению. Достоинством таких методов

является их универсальность, так как разработанные алгоритмы могут быть применены для различных объектов без их существенной модернизации. В настоящее время применение разработанных на их основе способов локации не имеет достаточного математического обоснования. Область применения способов определения координат источников акустической эмиссии существенно зависит от формы регистрируемых сигналов. Для объектов контроля в области железнодорожного транспорта, в том числе боковых рам, колесных пар, колец подшипников, недостаточно проработаны эффективные способы определения времени начала импульса, оптимизированные для данных объектов.

Повышение информативности и обоснованности кластеризации с использованием результатов локации требует, чтобы разрабатываемые алгоритмы обеспечивали также оценку неопределенности результатов измерений времени. В работе [4] результаты анализа распределения погрешности измерения координат источников акустической эмиссии для антенны в виде прямоугольного треугольника представлены графически (рисунок 1.4) в виде линий равного уровня погрешности. Для антенны размером 200×400 мм минимальная погрешность, выраженная в относительных единицах, реализуется в области вблизи наименьшей стороны треугольной антенны и составляет около 1,0 %.

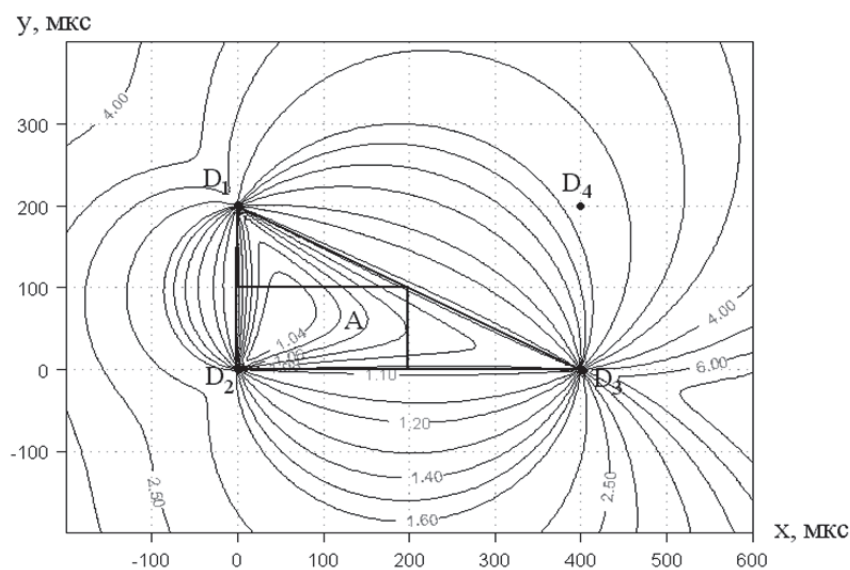


Рисунок 1.4 – Линии равного уровня радиальной погрешности $\sigma_{0,95}$ треугольной пьезоантенны [4]

Данные методики оценки распределения погрешностей локации в объекте контроля позволяют выбрать и обосновать форму и размеры пьезоантенны для обеспечения требуемых значений погрешности. Применяемые при этом алгоритмы основаны на решении обратной задачи, в основой которой является предположение о постоянстве неопределенности времени начала импульса. Для практического использования результатов оценки распределения погрешностей перед проведением контроля необходимы физические модели и расчеты, учитывающие физику распространения акустических сигналов в объекте контроля: затухание, дисперсию, переотражения.

Частотные характеристики [142, 204] сигналов акустической эмиссии зависят от амплитудно-частотных характеристик акустического тракта (пути волны в объекте контроля и в преобразователе акустической эмиссии), а также от свойств измерительного тракта акустико-эмиссионной системы. Частотные характеристики разделяются на две основные группы: полные и частные.

Полными частотными характеристиками являются спектры сигналов, получаемые методами преобразования Фурье или вейвлет-преобразования [257, 269]. К частным характеристикам относятся: частота максимальной спектральной амплитуды сигнала, нижняя и верхняя границы спектра сигнала. Начиная с этапа использования аналоговой аппаратуры и до настоящего времени применяется такой параметр сигнала, как количество осцилляций, которое определяется по числу пересечений сигналом нулевого уровня.

Применение частотных характеристик сигнала является обоснованным только в случае использования полосовых или широкополосных преобразователей [228]. При использовании для регистрации акустической эмиссии резонансных преобразователей информация о частотных характеристиках сигнала искажается собственной амплитудно-частотной характеристикой преобразователя.

Значительное количество разрабатываемых и применяемых на практике параметров сигналов акустической эмиссии связано с влиянием на них свойств объекта контроля. До настоящего времени актуальным является создание

обоснованной методики выбора комплекса информативных параметров акустической эмиссии для достоверного контроля объектов определенного типа.

Известно достаточное количество работ [172, 46, 196, 174], направленных на создание методик оценки достоверности результатов контроля. Для этих целей могут использоваться методы математической статистики [247], в частности, теории оценивания вероятностей ошибок первого и второго рода. В качестве показателя достоверности результатов контроля предлагается использовать вероятность пропуска дефекта и вероятность браковки изделия при отсутствии дефекта. Оценка показателей достоверности активных методов контроля осуществляется экспериментально с помощью тест-образцов с искусственными или реальными дефектами.

Критерий браковки в большинстве практических задач неразрушающего контроля может быть сформулирован в виде математического неравенства

$$x > p, \quad (1.2)$$

где x – параметр контроля;

p – критическое значение параметра контроля.

Вероятность браковки изделия при условии, что дефект отсутствует (кривая I на рисунке 1.5), связана с неопределенностью параметра контроля x в отсутствие дефекта. Неопределенность x связана с шумами, помехами и неоднородностями среды. При увеличении критического значения p вероятность ошибки второго рода (принять гипотезу о наличии дефекта при условии, что дефект отсутствует) уменьшается. Вероятность ошибок первого рода (отвергнуть правильную гипотезу о наличии дефекта) определяется зависимостью параметра p от свойств дефекта. Вероятность ошибки первого рода при увеличении значения параметра p уменьшается. При значениях параметра p_1 будут перебракованы 100 % годных изделий, при p_2 будут забракованы 100 % изделий с дефектами, а при p_3 вероятности перебраковки и недобраковки равны, при p_4 пропущенными окажутся 100 % деталей с недопустимыми дефектами и при p_5 ни одного бездефектного изделия не будет забраковано ложно.

Перед разработкой методики контроля по условиям решаемой технической

задачи определяют допустимые границы вероятностей ошибок первого и второго рода. Выбирают главный измеряемый параметр x и, исходя из установленных вероятностей, находят значение параметра критерия браковки p .

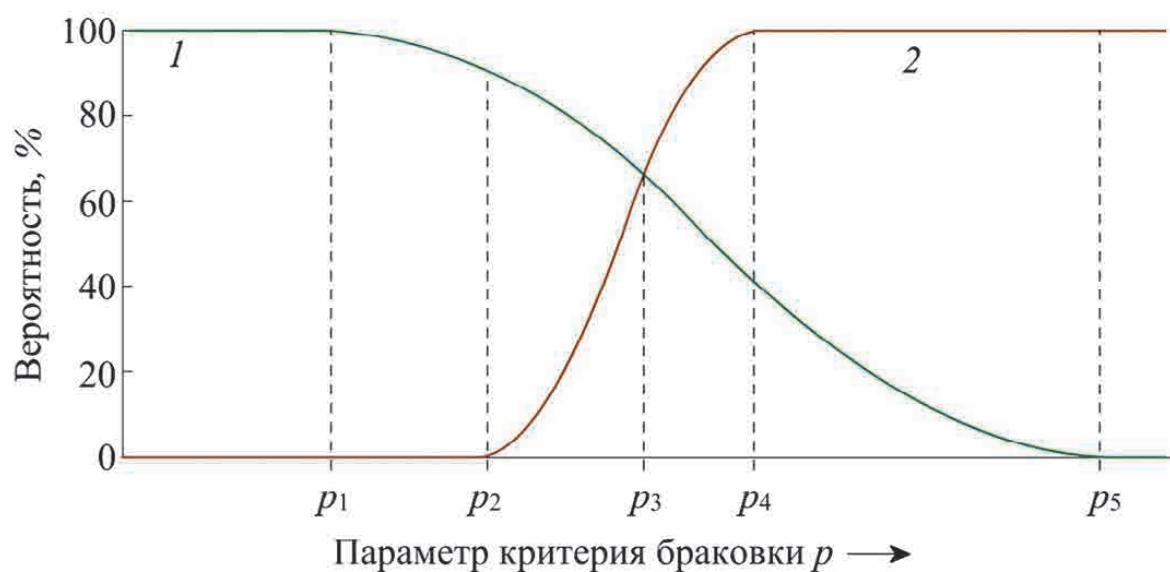


Рисунок 1.5 – Зависимость вероятностей перебраковки (1) и недобраковки (2) от параметра критерия браковки p

В работах С.И. Буйло [39, 44] предлагается вероятностно-информационный подход к оценке достоверности результатов измерений. При этом мерой полезного результата контроля является дополнительное количество информации об объекте, получаемое в процессе контроля. Для оценки достоверности методики контроля предлагается использовать вводимую С.И. Буйло величину информационной достоверности, которая связана с коэффициентом корреляции контролируемого параметра и характеристикой дефекта, например его размером.

В рассмотренном примере с использованием экспериментальных зависимостей числа сигналов акустической эмиссии от предела прочности материала определены напряжения, при которых начиналось разрушение материала. Информационная достоверность, оцениваемая по коэффициенту корреляции напряжений и числу импульсов, составила 0,912. Это соответствует уменьшению неопределенности разрушающих напряжений и приобретению при контроле дополнительной информации объемом 3,5 бита.

На практике в соответствии с [73] при создании методики контроля необходимой операцией является изучение объекта. На этом этапе определяются характеристики затухания и скорости распространения акустических импульсов. При этом остается открытым вопрос оптимизации комплекса информативных параметров сигналов с целью повышения достоверности контроля. Рассмотренные выше критерии оценки достоверности методики контроля, которые априори должны быть направлены на выбор и оптимизацию параметров регистрируемых сигналов, не позволяют решить такую задачу. В настоящее время совершенствование методик акустико-эмиссионного контроля ограничено отсутствием обоснованных критериев выбора информативных параметров, в том числе основанных на экспериментальных исследованиях.

Известны работы (например, [230]), направленные на оценку достоверности определения параметров сигналов акустической эмиссии перед проведением контроля. В качестве показателя информативности параметров предлагается использовать величину, названную авторами устойчивостью. На регистрируемые акустико-эмиссионной системой сигналы оказывает влияние значительное количество факторов: форма объекта исследования и его материал, свойства преобразователя, расстояние от преобразователя до источника, характеристики аппаратуры, порог дискриминации. Поэтому для обоснованного выбора параметров сигналов предлагается оценивать их устойчивость по отношению к влиянию мешающих факторов.

Методика такой оценки основана на определении параметров сигналов, регистрируемых в условиях с различающимися значениями влияющих факторов. Для количественной оценки устойчивости, используя экспериментальные данные, вычисляют

$$R = \frac{\sigma_1^2}{\sigma_2^2}, \quad (1.3)$$

где R – коэффициент;

σ_1^2 – дисперсия средних значений параметров внутри групп сигналов, полученных для разных значений влияющего фактора;

σ_2^2 – дисперсия параметров внутри групп сигналов, полученных для разных значений влияющего фактора.

Величина R приближенно описывается распределением Фишера, используя которое совместно с теорией проверки гипотез из математической статистики, может быть введен критерий для определения влияния мешающего фактора на измеряемый параметр.

Экспериментальная проверка выполнялась при изменении расстояния от источника до приемника на поверхности сосуда цилиндрической формы диаметром 600 мм, длиной 1600 мм и толщиной стенки 80 мм. Акустические сигналы возбуждали электронным имитатором, а преобразователь-приемник перемещали на расстояние от 100 до 600 мм с шагом 100 мм. Исследовали устойчивость суммарного счета, максимальной амплитуды, энергии, длительности и времени нарастания. Установлено, что наименее устойчивым к изменению порога селекции параметром является суммарный счет, а наиболее устойчивым – энергия.

В описанном подходе к оценке информативности параметров сигналов акустической эмиссии реализованы детерминистские и статистические методы. Для его реализации необходимы надежные методики возбуждения регламентированных сигналов акустической эмиссии. При этом на практике вопросы абсолютной калибровки акустических каналов до сих пор являются открытыми. Поскольку методика предполагает использование преобразователя эталонных волн, то возникает вопрос о достоверности ее применения при анализе сигналов акустической эмиссии, которые по определению являются стохастическими. Кроме того, методика не позволяет оценить применимость параметров акустической эмиссии для актуальных в настоящее время методов обработки, основанных на кластеризации.

В последние годы широкое распространение получили методики обработки результатов контроля, основанные на кластерном анализе [211] оцифрованных сигналов акустической эмиссии. Поток зарегистрированных источников разделяется на группы по степени подобия формы сигналов. Для объединения

источников в кластеры разрабатываются специализированные критерии, основанные на корреляции и локации сигналов акустической эмиссии.

Метод кластеризации источников в настоящее время является одним из основных при анализе результатов контроля. Метод получил развитие, так как позволяет уменьшить разброс координат источников акустической эмиссии до разумных пределов. По результатам кластеризации суммарный поток сигналов, зарегистрированных в процессе испытания во всем объекте контроля, представляется в виде совокупности независимых потоков. Каждый поток связан с источниками, объединенными по месту расположения в объекте контроля и общности причин или механизмов возникновения. При анализе результатов контроля потоки каждого кластера анализируются независимо от других и с использованием критериев браковки оценивается их степень опасности для работоспособности конструкции.

Критерии браковки основаны на зависимости параметров сигналов акустической эмиссии от характеристик дефектов. Физически механизм появления акустико-эмиссионного сигнала связан с релаксацией [58, 36, 37] в материале упругих напряжений. При переходе из одного (напряженного) состояния в другое (ненапряженное) возникают упругие колебания и волны (рисунок 1.6). Поэтому процессы, вызывающие в материале объекта контроля перераспределение упругих напряжений за достаточно короткий интервал времени, приводят к появлению акустической эмиссии.

Известны работы (в частности, [229]), направленные на исследование дислокационного механизма возникновения акустической эмиссии. Нарушение симметрии кристалла естественным образом вызывает неоднородное распределение упругих деформаций. В процессе пластического деформирования [177] реальных кристаллов происходит рождение (например, источник Франка – Рида), движение и аннигиляция дислокаций, их «двойникование». Все эти процессы протекают скачкообразно за достаточно короткий интервал времени, поэтому сопровождаются излучением акустических волн. На более высоком уровне появление акустической эмиссии связано с образованием и развитием

микро- и макротрещин.

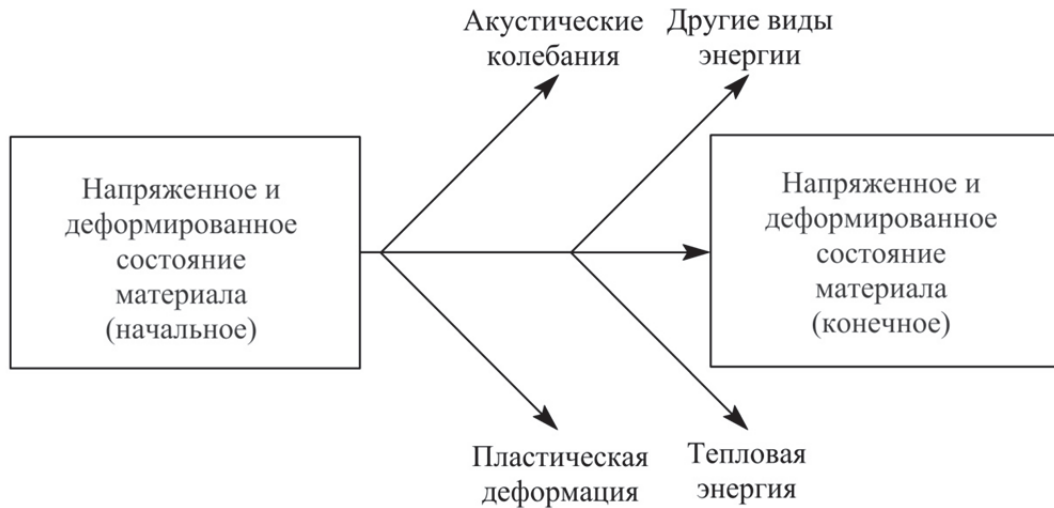


Рисунок 1.6 – Схема процесса релаксации упругих напряжений при разрушении нагруженного элемента

В настоящее время накоплен значительный объем исследований [43, 203, 226], в которых установлена связь процессов пластического деформирования, образования и развития трещин с параметрами потока сигналов акустической эмиссии. Большая часть исследований выполнена с использованием плоских и цилиндрических образцов, которые подвергаются одноосному растяжению. В процессе нагружения регистрируются обычные при механических испытаниях материалов параметры: время, сила, напряжения, удлинение, деформация, раскрытие трещины, длина трещины и т.д. На образце закрепляются преобразователи акустической эмиссии, регистрируются дискретные сигналы, которые сохраняют для последующей обработки.

При нагружении материала акустическая эмиссия возникает не только в рабочей части образца [104], но и в местах его взаимодействия с захватами нагружающего устройства. Для уменьшения количества таких сигналов применяются специальные методики, например, предварительный обжим образца в области захватов. Это не позволяет полностью исключить сигналы из области захватов, поэтому для их идентификации и дискриминации применяются методы, основанные на локации источников по разности времен прихода на разнесенные в

пространстве преобразователи. Результаты работ, проводимых без применения микропроцессорных акустико-эмиссионных систем с одним принимающим преобразователем, часто не воспроизводимы в современных условиях, так как отсутствует возможность оценки влияния сигналов из области захватов на закономерности изменения потоковых характеристик.

Обобщая исследования, связанные с экспериментальными исследованиями акустической эмиссии при деформировании и разрушении стальных материалов, необходимо отметить, что в основе всех работ лежит изучение связи статистических распределений параметров потока регистрируемых сигналов акустической эмиссии с параметрами пластической деформации, образования и развития трещин.

Самыми распространенными характеристиками акустической эмиссии являются активность и число сигналов [76]. Число сигналов определяется как количество импульсов, зарегистрированных за время испытания, а активность – как количество импульсов, зарегистрированных за единицу времени. Анализ опубликованных работ позволяет установить несколько закономерностей, присущих числу сигналов и их активности (рисунок 1.7). В процессе нагружения объекта контроля и при развитии в материале пластической деформации наблюдается повышение активности, максимум которой соответствует физическому пределу текучести материала. При дальнейшем деформировании объекта активность изменяется немонотонно. В большинстве опубликованных работ отмечается, что приближение к моменту разрушения материала вызывает резкое увеличение активности сигналов акустической эмиссии.

Наиболее известной формулой, описывающей закономерности изменения числа импульсов акустической эмиссии в процессе развития трещины, является формула Данегана

$$N = A \cdot K_I^4, \quad (1.4)$$

где N – число сигналов акустической эмиссии;

A – коэффициент пропорциональности, $\text{Па}^{-4} \cdot \text{м}^{-2}$.

K_I – коэффициент интенсивности напряжений, $\text{Па} \cdot \text{м}^{0,5}$.

Увеличение числа регистрируемых сигналов акустической эмиссии связано с развитием зоны пластической деформации [233], которая возрастает при увеличении коэффициента интенсивности напряжений K_I [167].

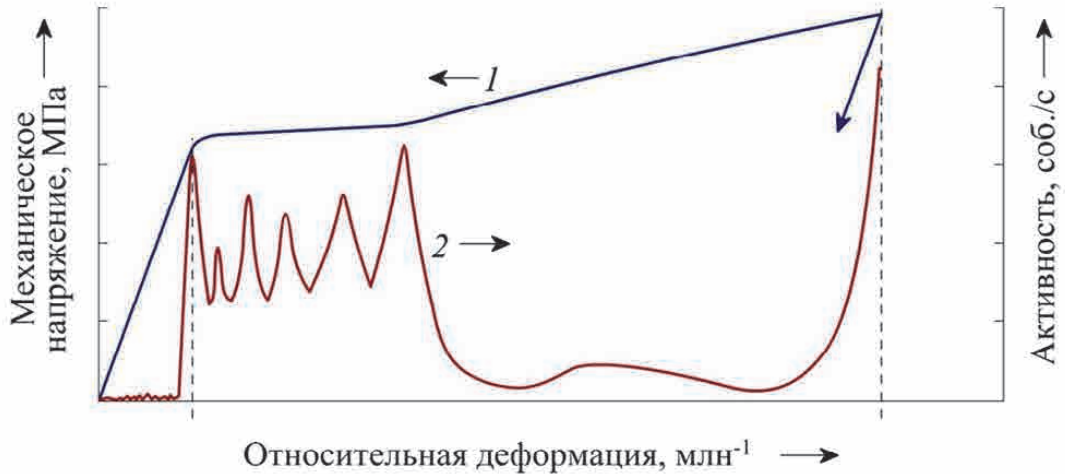


Рисунок 1.7 – Зависимость механических напряжений (1) в образце и активности (2) сигналов акустической эмиссии от относительной деформации

Экспериментальные исследования, направленные на установление связи числа импульсов акустической эмиссии с развитием зоны пластической деформации в устье трещины при циклическом и монотонном нагружении, широко представлены в отечественной и зарубежной литературе [91, 226, 236]. Закономерности изменения числа импульсов при развитии зоны пластической деформации позволили создать и стандартизировать в [190] критерий классификации источников акустической эмиссии, основанный на экспериментальной оценке параметра классификации n :

$$N = B \cdot \Pi^n, \quad (1.5)$$

где B – коэффициент пропорциональности;

Π – параметр нагружения.

В зависимости от значения параметра n зарегистрированные источники акустической эмиссии разделяют на четыре группы: пассивные, активные, критически активные или катастрофически активные.

С.И. Буйло [40, 42] предлагает альтернативный подход к анализу потока импульсов акустической эмиссии. Учитывая его случайный характер, предлагается использовать параметры статистических распределений, называемые автором инвариантами. Параметры должны быть устойчивы к стадии деформирования и, наоборот, при смене стадии должны изменять свои значения. В этом случае задача разработки критериев браковки сводится к поиску инвариантов, характеризующих статистические распределения акустико-эмиссионных сигналов.

В работах [38, 39, 41, 44] для оценки состояния материала рекомендуется использовать временные инварианты, основанные на анализе интервалов времени между регистрируемыми импульсами акустической эмиссии. Исследованный в [44] инвариант

$$I_{1\Delta t} = \frac{S(\Delta t)}{M(\Delta t)}, \quad (1.6)$$

где $S(\Delta t)$ – оценка среднего квадратического отклонения;

$M(\Delta t)$ – оценка математического ожидания, среднее значение, позволил зафиксировать при испытаниях образцов скачки трещины и предсказать момент разрушения.

Поток сигналов акустической эмиссии на этапе пластического деформирования при отсутствии магистральной трещины является пуассоновским. При этом временные интервалы между импульсами удовлетворительно описываются экспоненциальным распределением, для которого значение инварианта $I_{1\Delta t} \approx 1$. Образование магистральной трещины приводит к нарушению пуассоновского характера потока импульсов, так как события перестают быть независимыми друг от друга. При этом естественно изменяется распределение временных интервалов и значение инварианта $I_{1\Delta t}$, которое, как показано в [44], уменьшается.

Подобный подход может применяться для анализа амплитудного распределения сигналов акустической эмиссии. Известно, что амплитудное распределение на этапе пластической деформации конструкционных сталей

удовлетворительно описывается экспоненциальным распределением. Образование магистральной трещины приводит к его нарушению.

$$I_{1u} = \frac{S(u)}{M(u)}, \quad (1.7)$$

где $S(u)$ – оценка среднего квадратического отклонения амплитудного параметра;
 $M(u)$ – оценка математического ожидания (среднее значение) амплитудного параметра.

При одноосном нагружении до разрушения образцов из стали 95Х18 применение амплитудных и временных инвариантов позволяет обнаружить появление магистральной трещины по уменьшению амплитудного инварианта ниже критического значения, определенного в работе и равного 0,8. Сформулирована достаточно серьезная проблема любого акустико-эмиссионного испытания. Поток акустико-эмиссионных сигналов носит существенно случайный характер, и при этом регистрируется небольшое количество импульсов, недостаточное для статистического анализа. Так, при испытаниях образцов установлено, что на начальном этапе деформирования от 0 до 80 с, количество сигналов не превышает 10.

Таким образом, одна из важнейших проблем, сдерживающих развитие акустико-эмиссионного метода, заключается в недостаточной проработанности статистических моделей акустико-эмиссионных сигналов и их параметров. Это не позволяет оценивать достоверность применяемых критериев технического состояния объекта, следовательно, анализировать и обосновывать выбор методик контроля.

Одно из важнейших приложений акустико-эмиссионного метода связано с построением моделей акустической эмиссии, которые позволят оценивать прочность и долговечность деталей, узлов и элементов конструкций [147, 161–166, 92]. В.В. Носов [161] предложил методику определения времени до разрушения сварных соединений, основанная на связи характеристик регистрируемой акустической эмиссии с параметрами физической модели разрушения. Процесс накопления повреждений описывается микромеханической моделью, в которой повреждаемость материала с течением времени

характеризуется концентрацией микротрещин $C(t)$. Время до разрушения τ определяется решением уравнения $C(t) = C_0$, где C_0 – предельная концентрация разрушенных элементов (в работе принято $C / C_0 = 0,01$).

Параметры функции $C(t)$ определялись по параметрам сигналов акустической эмиссии. Число зарегистрированных сигналов акустической эмиссии $N_{\Sigma}(t)$ пропорционально концентрации микротрещин $C(t)$ и коэффициенту k_{AE} , зависящему от параметров амплитудной, частотной и временной фильтраций, объема контролируемого материала. Функцию концентрации микротрещин находят, варьируя ее параметры и добиваясь максимального подобия теоретической и экспериментальной зависимости числа регистрируемых сигналов акустической эмиссии от времени. При выполнении аппроксимации наиболее сложным для обоснования этапом является выбор вида функции $\psi(\gamma)$ распределения структурно-чувствительного элемента γ , в качестве которого в работе принималось вейбулловское и логарифмически-нормальное распределение. Параметр γ является определяющим в теории однородного разрушения, характеризует уменьшение энергии активации процесса разрушения при увеличении механических напряжений и зависит от свойств и структуры материала.

В работе [161] приведены результаты экспериментальных исследований более 30 образцов со стыковыми и нахлесточными сварными соединениями. Испытания на растяжение проводились с постоянной скоростью изменения напряжений. Акустико-эмиссионные сигналы регистрировали двухканальной системой СДАЭ-16(2) с преобразователями типа П113 (20–200 кГц). В результате автору удалось показать корреляционную связь результатов акустико-эмиссионного исследования, характеризуемого диагностическим показателем F / X_{AE} , и времени до момента появления трещины. Это позволяет, используя разработанную методику, выполнить вероятностную оценку ресурса сварного соединения.

В.В. Носовым и А.И. Потаповым [162] рассчитан остаточный ресурс металлоконструкций с неизвестным напряженным состоянием – сварного

соединения мостового крана. Оценка ресурса проводилась на основании результатов акустико-эмиссионного контроля, полученных в процессе выдержки конструкции при постоянных нагрузках: $P_{\text{раб}}$ и $1,25 \cdot P_{\text{раб}}$. Показано, что оптимальную информативность для диагностики имеет параметр W_{AE} , определяемый по числу импульсов, их амплитуде, приращению нагрузки. Сравнение значений параметра W_{AE} с его критическим значением $[W_{AE}]$, определяемым пределом текучести и коэффициентом запаса прочности, позволило установить, что сварное соединение конструкции находится в ограниченно работоспособном состоянии. Оценка остаточного ресурса оказалась меньше межремонтного периода, следовательно, дальнейшая эксплуатация конструкции возможна только после ремонта или при условии снижения максимальной допустимой нагрузки до 68 % от нормативной.

Использование физических моделей разрушения совместно с моделями акустической эмиссии позволяет на основе статистических параметров, полученных в процессе акустико-эмиссионных испытаний, определять и классифицировать работоспособность конструкций, а также оценивать их остаточный ресурс.

В последние годы активное развитие получили комплексные методики контроля, основанные на применении акустико-эмиссионного контроля совместно с другими методами, что позволяет накапливать больше информации об объекте и оценивать качество получаемой акустико-эмиссионной информации. Например, в работе [276] объединены два метода: рентгеноструктурный и акустико-эмиссионный.

Известны исследования [273] по совместному применению метода акустической эмиссии и цифровой фотографии. Образцы из квазихрупкого материала испытывали до разрушения на трехточечный изгиб. Для акустико-эмиссионного контроля применяли восемь преобразователей фирмы PAC (модель S9225), сигналы с которых регистрировали аналого-цифровым преобразователем (АЦП) PCI-5112 (National Instruments) и обрабатывали с помощью специализированного программного обеспечения LabView. При обработке

результатов контроля использовали плоскостную локацию источников акустической эмиссии по разности времен прихода сигналов на преобразователи. Одну сторону образца снимали цифровой камерой в когерентном излучении. Полученные спекл-интерферограммы обрабатывали в среде MathLab и на их основе строили поля вертикальных и горизонтальных перемещений материала. Результаты локации источников акустической эмиссии сопоставляли с картиной перемещений на поверхности образца. Обе методики контроля трещины показали сопоставимые результаты по длине и характеру разрушения. При этом два метода дополнили друг друга: кластер источников акустической эмиссии позволил уверенно определить область разрушения, а спеклометрия – интегральное положение и направление движения вершины трещины.

Результаты совместного использования термографии и акустической эмиссии при усталостных испытаниях образцов с V-образным концентратором на разрыв приведены в [244]. Для контроля распространения трещины использовали датчики раскрытия, тепловизор с разрешением по температуре 20 мК, акустико-эмиссионную систему РАС с двумя широкополосными (от 50 до 800 кГц) преобразователями. В качестве эталонного средства измерения для сравнения с другими методами принимали датчик раскрытия трещины. В результате испытаний установлено, что длительность, время нарастания и амплитуда импульсов позволяют предсказать процесс ускоренного развития трещины за 1000–1200 циклов до разрушения. С использованием тепловизора удалось бесконтактным способом правильно обнаружить рост трещины до выхода ее на поверхность. Ограничения данной работы связаны с отсутствием в опубликованных результатах экспериментов локационных схем источников, что не позволяет сопоставить координаты областей выделения упругой энергии, соответствующей акустической эмиссии, с координатами областей выделения тепловой энергии, связанной с пластической деформацией и трением.

Группой специалистов ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина» под руководством Л.Н. Степановой выполнены исследования по совместному использованию метода акустической эмиссии и тензометрии [4, 179]. Результаты

тензометрии дополняют информацию, получаемую акустико-эмиссионным методом, и позволяют связать сигналы акустической эмиссии с уровнем деформаций и напряжений в испытываемой конструкции.

При циклических испытаниях крупных элементов авиационных конструкций, представляющих собой фрагменты обшивки закрылка самолета С-80, использовались акустико-эмиссионные и тензометрические системы [133]. Образцы размером 230×500 мм и толщиной 1,8 мм с поперечным пропилом глубиной 10 мм по центру стрингера испытывались на растяжение. Циклическое нагружение осуществлялось с частотой 1 Гц и амплитудой 44 кН в испытательной машине MTS-10. Тензодатчики располагались вдоль предполагаемой траектории распространения трещины, акустико-эмиссионные преобразователи формировали прямоугольную пьезоэлектрическую антенну, охватывающую область распространения трещины.

Регистрируемые в процессе испытания образцов сигналы акустической эмиссии содержат значительный объем информации о процессах разрушения. Однако интерпретация этих сигналов без учета дополнительной информации затруднительна и требует применения специальных алгоритмов. Например, для разделения источников сигналов акустической эмиссии, вызванных разными причинами: разрушением металлических накладок, стрингера, конструктивного элемента, захватов нагружающего устройства, в работе применялся кластерный анализ. Математическая обработка позволила локализовать зону разрушения конструктивного элемента радиусом не более 40 мм.

При испытаниях авиационных конструкций с помощью тензометрии удастся идентифицировать изменение распределения механических напряжений в области расположения тензодатчиков. Приближение вершины трещины к тензодатчику приводит к естественному увеличению механических напряжений на 40–70 % в зависимости от их взаимного расположения. После прохождения трещиной тензодатчика напряжения уменьшаются до уровня не более 30 % от первоначального значения. На основе совместного применения тензометрии и акустической эмиссии в [214] разработана методика, которая позволила в

процессе усталостных испытаний обнаружить, локализовать и идентифицировать на фоне помех развивающиеся дефекты конструкций.

При этом акустико-эмиссионный контроль позволяет локализовать в объекте участки выделения упругой энергии, а тензометрический – количественно оценить запасаемую упругую энергию в процессе испытания конструкции и связать сигналы акустической эмиссии с параметрами нагружения.

1.2 Особенности применения динамической тензометрии для решения задач неразрушающего контроля

Основы тензометрии и ее применения на железнодорожном транспорте заложили ученые: В.Н. Федюкин, В.М. Бобренко, А.А. Пятницкий, В.Г. Аляпышев, М.Л. Дайчик, В.С. Шадрин, Р.А. Макаров, В.В. Хиценко, В.Л. Бурнштейн, П.Н. Бутин, А.Н. Серьезнов, Б.А. Атакулов; исследования динамики взаимодействия колес и рельсов выполнили: А.Я. Коган, М.Ф. Вериго, А.К. Шафрановский, А.Е. Балановский, Н.Н. Кудрявцев, С.В. Вершинский, Л.В. Кудюров.

Тензометрический контроль базируется на регистрации прямыми или косвенными методами деформаций [21, 145, 148, 175, 216] и механических напряжений [237] в материале конструкций. За счет использования специально разрабатываемых упругих элементов этот метод контроля позволяет также измерять силу и давление. Тензометрию применяют с целью исследования состояния деталей, узлов и элементов конструкций, определения уровня напряжений и деформаций в условиях, максимально приближенных к рабочим, в том числе и на критических режимах работы.

Наибольшее распространение тензометрический метод получил при испытаниях, выполняемых с целью проверки результатов расчетных методов при проектировании конструкций и продлении срока их службы, определении прочности [126], ресурса [221] и оценки фактического состояния деталей и узлов. Многие авторы [15, 34, 135] воспринимают его как метод определения

прочностных характеристик и фактических условий эксплуатации на этапе проверки результатов конструирования и проектирования.

Несмотря на это, тензометрия признается как пассивный метод неразрушающего контроля [123, 213, 157], который позволяет обнаруживать дефекты и измерять их параметры. В основе тензометрии как метода неразрушающего контроля лежит регистрация изменения распределения напряжений и деформаций в конструкции при появлении и развитии дефектов. Существенным достоинством данного метода является то, что он позволяет непосредственно оценить коэффициенты концентрации напряжений и, следовательно, степень опасности дефекта (в отличие от активных методов, в которых определяются размеры и в отдельных случаях форма дефекта, а степень опасности оценивается на основе опыта эксплуатации типовых объектов или расчетным методом).

Существенным ограничением тензометрии как метода неразрушающего контроля являются ее локальность и техническая сложность реализации сканирования объекта контроля. Поэтому метод без специальных условий не может быть использован для сплошного контроля. Однако его применение возможно для мониторинга наиболее опасных [171], склонных к усталостному разрушению участков конструкции или наблюдения за развитием дефектов. Кроме того, метод может быть использован для обнаружения дефектов, развитие которых влияет на интегральное распределение напряжений и деформаций в объекте контроля.

В настоящее время накоплен значительный практический опыт применения тензометрии для решения широкого класса прикладных задач [86, 205]. Результаты тензометрирования конструкций могут использоваться для расчета коэффициента интенсивности напряжений в вершине трещины [261, 88].

В работе [261] в основу оценки коэффициента интенсивности напряжений положены измерения деформаций с использованием малобазных тензорозеток, расположенных по окружности с центром в вершине трещины. В публикации [88] рассмотрен общий случай расположения тензодатчиков на основе

аппроксимирующих функций. Для исследований принята модель пластины из анизотропного или изотропного материала в условиях плоского напряженного состояния, в рамках которой решена прямая задача о двухмерном распределении деформаций на поверхности пластины. Полученные зависимости используются в качестве аппроксимирующих функций. Интегрированием сигналов учитывается протяженность тензодатчика, что позволяет использовать преобразователи с базой от 1 до 10 мм. По оценкам авторов, наибольшая погрешность измерений составляет $\pm 15\%$ и связана с погрешностью измерения деформаций.

Определение сил, действующих на конструкцию в реальных условиях эксплуатации, является научно-технической задачей, которая требует индивидуального подхода. В частности, достоверность определения усилий в стержнях ферменных конструкций [89] в значительной степени зависит от точности определения граничных условий закрепления и параметров конструкций. Для расширения области применения вибрационного метода измерения продольных сил в конструкции автором предложены и экспериментально отработаны два способа уточнения граничных условий, основанных на создании дополнительной нагрузки на конструкцию и вариации масс элементов конструкции. В основе реализованного способа лежит изменение массы нагруженных элементов, что позволяет оценить граничные условия для решения обратной задачи – определения продольных усилий по собственным частотам конструкции. При этом разность продольных усилий, полученных двумя методами, не превышает 9 %.

Оценка прочностных характеристик конструкций требует обоснованного выбора мест установки и ориентации тензодатчиков, для определения которых широкое распространение получили расчетные методы [50]. Предварительным этапом экспериментальных исследований напряжений и деформаций многогранных гнутых стоек, испытывающих достаточно сложно нагруженное состояние, являются расчеты, основанные на методах конечных элементов. Результаты расчетов, полученные авторами, позволили определить наиболее напряженные участки конструкции и в дальнейшем получить достоверные

экспериментальные результаты предельных напряжений и деформаций конструкции.

Тензометрия позволяет не только решать квазистатические задачи, но и осуществлять регистрацию упругих колебаний. Так в работе [90] с использованием тензометрических систем проведены исследования напряжений кузовов вагонов для оценки вибронагруженности при действии на них виброразгрузчика с рабочей частотой около 24 Гц. Для регистрации деформаций применялись одиночные тензодатчики и тензорозетки. Достоверность решения научно-технической задачи напрямую зависит от расположения тензодатчиков на кузове вагона, поэтому места установки выбирались исходя из априорной информации о повреждаемости кузовов вагонов в эксплуатации. Применение тензометрии позволило определить максимальные напряжения при вибронагрузке вагона в наиболее опасных участках конструкции, рассчитать показатели переходных процессов при включении и выключении виброразгрузчика и оценить скорость диссипации энергии упругих колебаний.

Применение тензометрии для мониторинга и контроля технических объектов в динамике требует отдельных исследований. При быстропротекающих неквазистатических процессах деформации нелинейно зависят от действующих нагрузок. Эти процессы обычно описываются дифференциальными уравнениями, а результирующие деформации существенно зависят от амплитудно-частотных характеристик объекта и спектральной функции динамического воздействия.

Одним из наиболее актуальных приложений динамической тензометрии является технология контроля ходовых частей вагонов в движении [1, 45, 51, 57, 169, 176, 268, 238, 239], а также обратная задача оценки состояния пути [2]. Создание такой технологии требует исследований и разработки методик уменьшения влияния на результаты измерений характеристик подрельсового основания и соседних колесных пар.

На железных дорогах Нидерландов в 2003 г. внедрена измерительная система Quo Vadis, разработанная компаниями ProRail, Baas R&D и NedTrain ConsultinG [97]. На подошву рельса устанавливается волоконно-оптический

датчик (Рисунок 1.8), который в процессе движения поезда регистрирует вертикальные деформации рельса, связанные с его изгибом в вертикальной плоскости.

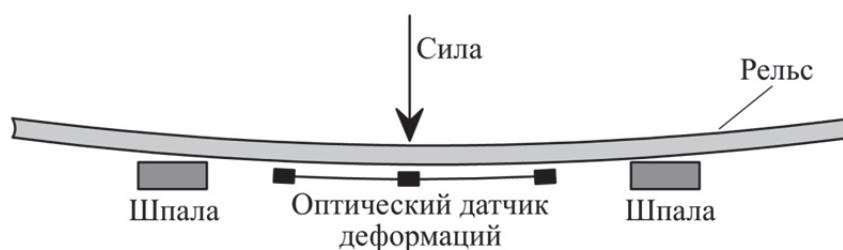


Рисунок 1.8 – Схема для пояснения принципа работы измерительной системы Quo Vadis

При разработке данной системы принята модель верхнего строения пути, в которой рельс деформируется по схеме трехточечного изгиба. В такой постановке задачи вертикальные деформации подошвы очевидно пропорциональны вертикальной силе, действующей от колеса на рельс.

В работе [52] отмечаются проблемные вопросы, требующие решения для реализации пассивных систем диагностики. Во-первых, это влияние жесткости и демпфирующей способности подрельсового основания. Этот фактор вносит существенную неопределенность в результаты измерения вертикальной силы, так как он определяет коэффициент преобразования силы в деформацию. Во-вторых, на достоверность измерений оказывает влияние интерференция сигналов от соседних колес, тележек. В работе отмечается, что система при определении силы автоматически учитывает влияние изменения подрельсового основания и соседних колес.

Система ориентирована на определение веса подвижного состава в процессе движения, однако позволяет обнаруживать и дефекты железнодорожных колес. Отмечается, что сигналы не зависят от скорости движения поезда, если она превышает 40 км/ч. Калибровка системы проводится с помощью единицы подвижного состава с известной осевой нагрузкой, например, локомотива.

На измерении вертикальных деформаций рельса основана работа системы

Lasca [263], разработанной и внедренной на железных дорогах Германии. На подошве рельса закрепляют лазер и фотоприемник (рисунок 1.9), сигнал с приемника пропорционален вертикальным деформациям подошвы рельса, вызванным воздействием колеса на рельс.

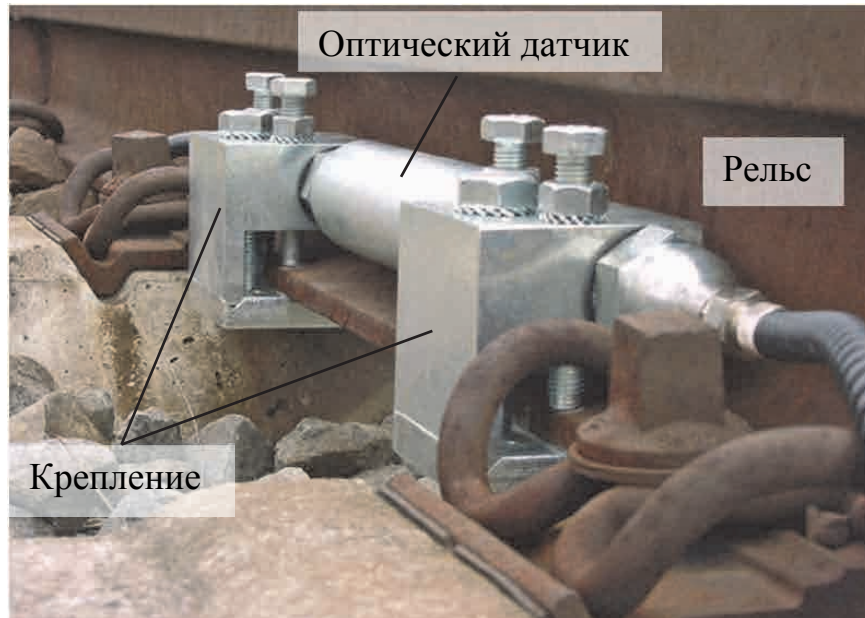


Рисунок 1.9 – Лазерный датчик системы Lasca [263]

Зона чувствительности датчика принята разработчиками равной 0,9 м, при этом по графической информации [263] уровень сигнала на границе зоны составляет от 0,5 до 0,6 максимального значения сигнала. Устанавливая шесть датчиков в межшпальных ящиках на расстояниях около 0,6 м, получают полную развертку колеса. Применение данной системы позволяет обнаруживать дефекты поверхности катания и определять динамические силы, действующие от колес на рельсы. На основании данных [263] система не требует изменения конструкции пути и может использоваться для высокоскоростного движения (свыше 210 км/ч). Кроме того, система не требует калибровки в процессе эксплуатации.

Отдельный класс образуют такие системы, как Multirail WheelScan, Sensorline и DafuR. В этих системах в качестве основных измерительных элементов используются силоизмерительные датчики, устанавливаемые между шпалами и рельсами. Система Multirail WheelScan (рисунок 1.10) требует применения специальных шпал. Известно, что в процессе движения поезда эта

система позволяет идентифицировать подвижной состав, определять массу вагона и ее распределение по осям и колесам, а также обнаруживать повышенный уровень динамических сил в системе «колесо – рельс».

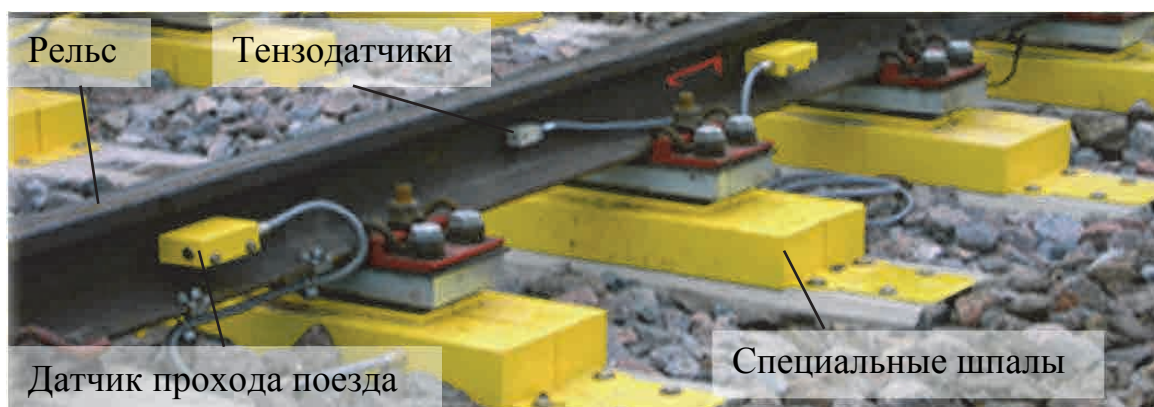
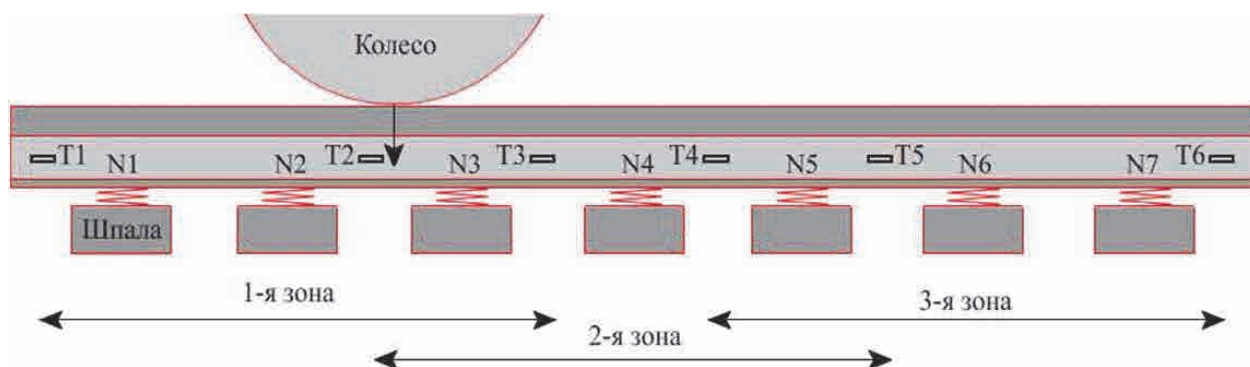


Рисунок 1.10 – Диагностическое оборудование системы Multirail WheelScan

На железных дорогах Германии с 1997 г. используется система DafuR [168], принцип работы которой основан на измерении вертикальных динамических сил, воздействующих на рельс от колес подвижного состава. Диагностический участок пути (рисунок 1.11) включает в себя семь шпал с датчиками силы. Датчики объединены в три зоны по три датчика: 1–3 – первая зона; 3–5 – вторая зона; 5–7 – третья зона. Перекрывание зон обеспечивает непрерывность регистрации силы при проходе колес по измерительному участку. При расстояниях между осями колесных пар менее 1,8 м количество зон увеличивается до четырех.



N1–N7 – силоизмерительные датчики между рельсом и шпалой;

T1–T6 – тензодатчики, измеряющие усилия продольного сдвига рельса

Рисунок 1.11 – Схема измерительного участка системы DafuR

Силоизмерительные датчики регистрируют силы реакции опор шпал, по которым определяют вертикальную силу от подвижного состава. Кроме силы реакции шпал, существует сила реакции рельса, связанная с его изгибом в вертикальной плоскости. Учет этой силы проводится тензодатчиками, устанавливаемыми на шейку рельса для регистрации продольных деформаций. Применение сигналов с этих датчиков в алгоритмах обработки информации позволяет повысить точность измерения сил.

В работе [168] предложено использовать динамический коэффициент, характеризующий максимальное отклонение вертикальной силы от среднего значения. Показано, что значение коэффициента существенно зависит от скорости движения и позволяет обнаруживать дефекты поверхности катания и оценивать их размеры. Основное назначение системы – аварийная сигнализация. Опытным путем определены максимально допускаемые значения, превышение которых вертикальными силами недопустимо по показателям безопасности движения. Одним из существенных положительных результатов эксплуатации системы является возможность мониторинга и статистического анализа подвижного состава, что в перспективе дает возможности установить соответствие его технического состояния с неисправностями пути.

Системы третьей группы, такие как WILD (США), Tamtron Systems Oy (Финляндия), ДДК и СКВДН (Россия), основаны на использовании датчиков деформаций, в частности, тензодатчиков для регистрации динамических деформаций рельса, по которым судят о силовых показателях динамики взаимодействия колес и рельсов.

Система контроля колес WILD (Wheel Impact Load Detector), разработанная компанией Amtrak (рисунок 1.12), включает в себя тензодатчики и акселерометры, закрепляемые на рельсе. Суммарная длина диагностического участка системы WILD составляет около 16 м. Тензодатчики наклеены на шейке рельса в межшпальных ящиках (рисунок 1.13). В каждом межшпальном ящике расположены восемь датчиков симметрично с противоположных сторон шейки рельса. С каждой стороны расположены четыре датчика, ориентированные под

45° к продольной оси рельса, симметрично относительно нейтральной оси рельса. Электрическое соединение датчиков по схеме «мост» (рисунок 1.14) обеспечивает измерение вертикальной силы с равномерной чувствительностью при движении колеса в интервале между датчиками.



Рисунок 1.12 – Измерительный участок системы WILD [254]

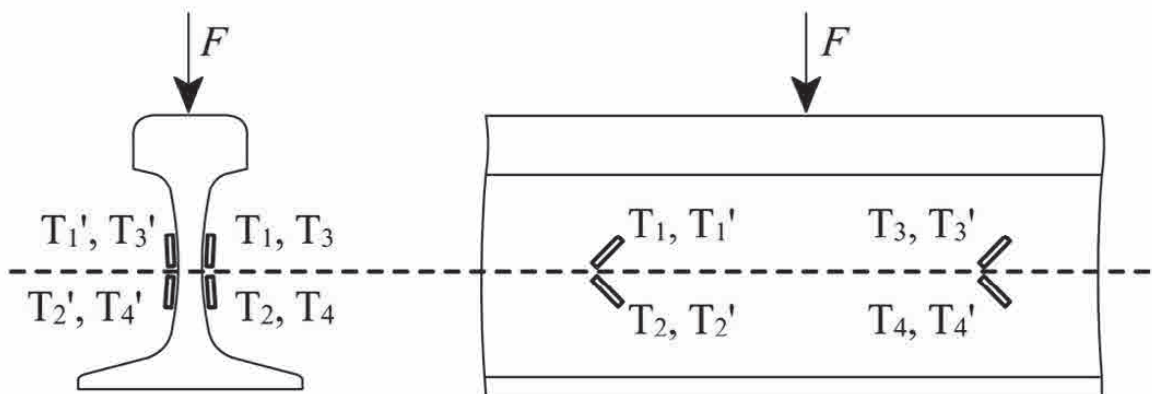


Рисунок 1.13 – Схема расположения тензодатчиков на рельсе в системе WILD

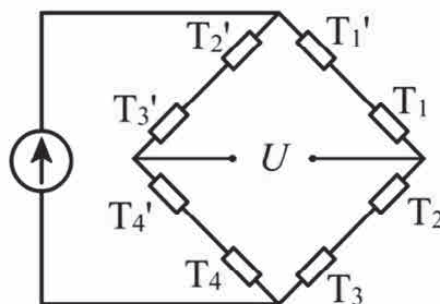


Рисунок 1.14 – Схема подключения тензодатчиков в системе WILD в соответствии с рисунком 1.13

Данный способ измерения вертикальной силы является модификацией известного метода Шлупфа, описанного в [52] и регламентированного в ГОСТ при проведении испытаний подвижного состава. Предложенная схема позволяет уменьшить влияние боковой силы на результаты измерения вертикальной силы за счет установки тензодатчиков на внутренней и наружной сторонах шейки рельса.

Датчики, расположенные непосредственно над и под нейтральной осью рельса, позволяют компенсировать в информативном сигнале прогиб рельса в вертикальной плоскости. Сигнал на выходе мостовой схемы (см. рисунок 1.14) пропорционален вертикальной силе с равномерной чувствительностью в зоне между датчиками, разнесенными вдоль рельса, на участке протяженностью 200 мм.

В работе [268] отмечается, что сигналы системы зависят от скорости движения и амплитудно-частотной характеристики рельса. Система позволяет проводить контроль подвижного состава на скоростях от 40 до 300 км/ч, а предел чувствительности не превышает 50 Н. Опыт эксплуатации системы позволил установить, что протяженные неровности (например, неравномерный прокат) приводят к повышенному уровню динамических сил, особенно на высоких скоростях. Вероятность обнаружения таких дефектов при визуальном контроле низкая.

При высоких скоростях происходит изменение формы сигнала от четко выраженной трапеции к колоколообразной форме. При этом амплитуда части сигнала, полученного из центра измерительной схемы, не уменьшается. Подобная ситуация наблюдается, когда полоса пропускания входного сигнала ниже 2 кГц. Измерительное устройство, установленное на действующем участке пути, чувствительно к дефектам в зоне до 200 мм.

Ударное воздействие на рельс от колеса с дефектом наблюдается в сигнале в виде локального максимума – импульса силы (рисунок 1.15), который в представленной ситуации совпадает с составляющей сигнала от квазистатической силы, действующей от колеса на рельс. Длительность импульса составляет около 3 мс, а максимальное значение силы превышает 200 кН. Параметры импульса

зависят от скорости движения колеса и характеристик дефектов; так, длительность импульса изменяется в диапазоне от 0,4 до 3,0 мс.

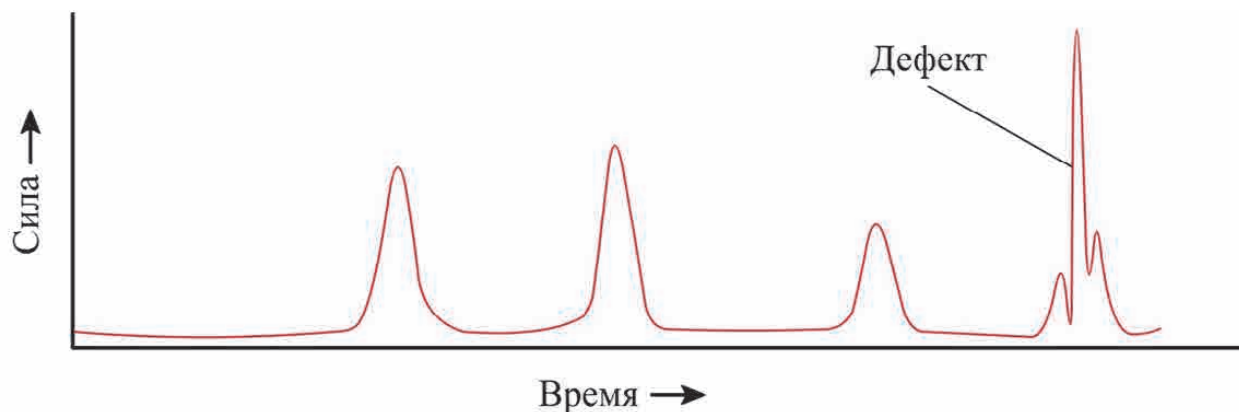


Рисунок 1.15 – Сигнал измерительной зоны при прохождении четырех колесных пар двух тележек соседних вагонов

Неоднозначность интерпретации информативных сигналов может возникать в условиях резонансного воздействия на рельс, когда частота ударного импульса силы совпадает с собственной частотой колебаний рельса. Удар колеса с дефектом поверхности катания вне измерительной зоны датчиков возбуждает в рельсе затухающие колебания изгибного типа, которые фиксируются в измерительной зоне. Характерная частота собственных колебаний составляет около 2 кГц. При этом сигнал может одновременно регистрироваться в нескольких соседних измерительных зонах.

Главное достоинство технологии контроля, основанной на регистрации деформаций рельсов тензодатчиками, заключается в отсутствии необходимости изменения конструкции пути, возможности проведения высокочастотных измерений свыше 1 кГц, что обеспечивает подобие измерительных сигналов и реального импульса силы, вызванного воздействием на рельс колеса с дефектом поверхности катания.

С 1970 по 1990 г. во Всероссийском научно-исследовательском институте инженеров железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) под руководством профессора Н.Н. Кудрявцева проведены масштабные исследования взаимодействия грузовых и пассажирских вагонов с верхним строением пути [114

– 116]. Выполнена оценка влияния протяженных и коротких неровностей на силовые показатели динамики взаимодействия ходовых частей и рельсов, и найдена зависимость этих процессов от скорости движения и типоразмера дефекта.

Отечественный комплекс тензометрического контроля колес ДДК (Детектор дефектных колес) разработан во ВНИИЖТе и внедрен на сети железных дорог РФ. Комплекс предназначен для обнаружения неровностей колес по их ударному воздействию на рельс и состоит из двух специально подготовленных рельсов, на которых установлены тензометрические устройства, позволяющие регистрировать уровень динамических сил в системе «колесо – рельс» на частотах до 400 кГц. Комплекс работает не как средство измерений, а как средство сравнения, позволяя сравнивать уровни вертикальных сил от колес подвижного состава с их установленными критическими значениями.

Для обнаружения протяженных и коротких неровностей, нарушения требований к осевой нагрузке регистрируются два типа диагностических сигналов, которые характеризуют вертикальную силу от колеса на рельс и амплитудное значение силы, вызванное ударным воздействием от колеса с короткой неровностью поверхности катания. После прохождения поезда все колесные пары классифицируют по трем группам: норма, опасные, критически опасные. Классификацию проводят путем сравнения диагностических сигналов первого и второго типа с двумя предельно допустимыми значениями. Превышение первого критического значения требует проведения визуально-измерительного контроля осмотрщиком вагонов, превышение второго уровня – отцепки вагона в текущий ремонт и замены колесной пары.

Ограниченность применения детектора заключается в условности регистрируемых показателей динамики взаимодействия колес и рельсов. В основу его работы положен экспериментальный подход, в котором критические уровни устанавливаются опытным путем в зависимости от решаемых задач и имеют недостаточно обоснованную связь с действительными значениями сил, возникающих в системе «колесо – рельс». При этом решение о браковке колесных

пар принимается на основании визуально-измерительного контроля в соответствии с критериями, основанными на измерениях размеров дефектов.

В наиболее широко распространенных напольных системах диагностики колесных пар вагонов в движении нашли применение первичные преобразователи: тензодатчики [52], вибродатчики [99], оптические датчики деформаций [263], силоизмерительные датчики. Каждый из используемых датчиков обладает определенными ограничениями. Например, сигналы силоизмерительных датчиков зависят от конструкции и технического состояния рельсов и подрельсового основания. Силоизмерительные датчики, устанавливаемые в промежутке между рельсом и шпалой, позволяют регистрировать силу реакции шпалы, в то время как наибольшее негативное влияние дефекты поверхности катания оказывают на рельс. Датчики силы позволяют измерять интегральную среднюю силу, которая может существенно отличаться от силы динамического воздействия колеса и рельса.

Несмотря на высокую чувствительность вибродатчиков, они не нашли широкого применения в качестве основных преобразователей диагностических напольных систем, что связано со сложностью фильтрации шумов и неоднозначностью оценки силовых показателей по результатам измерения ускорения. Кроме того, в низкочастотном диапазоне вибродатчики без потери информативности могут быть заменены тензодатчиками. Применение для регистрации силовых показателей тензодатчиков и оптических датчиков деформаций, устанавливаемых на рельс, требует достоверной информации о реакции упругого тела (рельса) на силы в системе «колесо – рельс» и граничные условия в местах крепления рельсов к шпалам.

Выводы по первой главе

Современный уровень развития пассивных методов неразрушающего контроля, таких как акустико-эмиссионный и тензометрический, позволяет не только обнаруживать дефекты, но и оценивать их степень опасности.

Информативные параметры сигналов связаны с динамическими характеристиками дефектов, что дает возможность классифицировать их по влиянию на эксплуатационные свойства объекта контроля. Тензометрический контроль обеспечивает прямое измерение деформаций и косвенное измерение механических напряжений и сил в реальных условиях эксплуатации, акустико-эмиссионный – обнаружение развивающихся под нагрузкой дефектов. В последнее время выполняется значительное количество исследований, связанных с совместным применением нескольких методов неразрушающего контроля, что позволяет повысить достоверность и надежность каждого из них.

Неподрессоренные ходовые части (колесные пары с буксовыми узлами и боковые рамы) являются наиболее ответственными элементами грузовых вагонов. Их отказ в эксплуатации приводит к сходу, аварии, крушению подвижного состава. На работоспособность ходовых частей вагонов в межремонтный период оказывают влияние развивающиеся дефекты и динамические силы, возникающие в процессе движения поезда. Для обеспечения безопасной эксплуатации необходим комплексный подход с применением методов неразрушающего контроля при ремонте и мониторинг в эксплуатации.

Наиболее перспективным методом контроля ходовых частей на вагоноремонтных предприятиях считается акустико-эмиссионный метод, который позволяет избирательно выявлять усталостные дефекты. В эксплуатации для обнаружения сверхнормативных динамических сил доказана эффективность тензометрического контроля, который дает возможность обнаруживать дефекты поверхности катания в движении и оценивать их негативное воздействие как на верхнее строение пути, так и на подвижной состав.

Несмотря на значительное количество публикаций по акустико-эмиссионному методу и тензометрии, в том числе в области контроля колес вагонов в движении, некоторые принципиальные вопросы проработаны недостаточно. Для внедрения технологии контроля требовалось разработать оптимизированные для деталей подвижного состава комплексы информативных параметров сигналов акустической эмиссии, устойчивые к влиянию мешающих

факторов. Особенностью железнодорожных объектов контроля является их сложная конструкция, наличие в материале и на поверхности деталей допустимых технологических несплошностей, остатков литой формы, коррозии. Для повышения достоверности результатов контроля необходимы способы экспериментальной оценки устойчивости амплитудных и временных параметров сигналов акустической эмиссии, достоверного определения координат источников.

Материалы, используемые для изготовления деталей ходовых частей вагонов, отличаются многообразием акустических и механических свойств. Используются как относительно «мягкие» легированные стали 20ФЛ для изготовления боковых рам, так и твердые углеродистые стали ШХ4 для колец подшипников или сталь ОС для осей колесных пар. Закономерности акустической эмиссии в этих материалах были представлены в литературе неполно. Для создания обоснованных критериев браковки необходимы достоверные сведения об акустико-эмиссионных характеристиках дефектов, полученные при испытаниях образцов и реальных деталей с усталостными трещинами.

Безопасность эксплуатации деталей ходовых частей вагонов после ремонта может быть гарантирована только при условии нормального силового воздействия в процессе эксплуатации. Достоверность акустико-эмиссионного метода существенно зависит от выбора обоснованного уровня максимальных рабочих сил. Сверхнормативные силы, воздействующие на ходовые части вагонов, негативно влияют на безопасность эксплуатации и существенно снижают достоверность акустико-эмиссионного контроля. Для создания систем динамического контроля колес вагонов в движении с использованием тензометрических систем необходимы исследования влияния неинформативных составляющих на параметры регистрируемых сигналов. Актуальной задачей является метрологическое обеспечение напольных средств динамического контроля в рамках поверочной схемы средств измерений силы, которая предусматривает только статические испытания. Исследования закономерностей формирования диагностических сигналов должны проводиться с использованием

статического и динамического нагружения. На железных дорогах РФ обоснованная браковка и последующая отцепка вагонов от поезда может проводиться только на основании результатов измерений, полученных с использованием оборудования и методик измерений, которые в установленном порядке прошли метрологическое обеспечение.

Применяемые при плановых видах ремонта методики контроля и мониторинг в процессе движения поезда должны быть взаимосвязаны по уровню динамических сил, воздействующих на объекты контроля. Комплексный подход к жизненному циклу деталей вагонов позволяет обеспечить необходимый уровень безопасной эксплуатации наиболее ответственных и нагруженных деталей – ходовых частей вагонов.

2 ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПАРАМЕТРОВ СИГНАЛОВ И КООРДИНАТ ИСТОЧНИКОВ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

2.1 Анализ устойчивости параметров сигналов корреляционным методом

Акустико-эмиссионный метод контроля основан на анализе корреляционных зависимостей параметров регистрируемых электрических сигналов акустической эмиссии от характеристик процессов образования и развития дефектов. Применение пассивных методов контроля требует разработки и внедрения специальных методик, направленных на снижение чувствительности к шумам, помехам и другим мешающим факторам. В частности, процессы затухания, дисперсия, вариация фронта волны существенно изменяют амплитуду регистрируемых сигналов, и для восстановления первоначального воздействия применяются специальные методики. В результате преобразования получают группу параметров, наиболее информативных и в наименьшей степени связанных с мешающими факторами. Разработка информативных параметров выполняется на основе анализа процессов возбуждения, распространения и регистрации сигналов акустической эмиссии. Однако для обоснованного выбора параметров необходимы научно обоснованные критерии оценки их устойчивости к мешающим факторам.

Одним из наиболее эффективных методов анализа акустико-эмиссионной информации является кластеризация [9], в процессе которой проводят объединение источников сигналов акустической эмиссии на основе общности параметров их акустических сигналов. Возможность применения такой методики основана на гипотезе о том, что незначительные отклонения первоначального акустического возмущения, связанного с развитием источника акустической эмиссии, приводят к малым отклонениям параметров регистрируемых сигналов.

При контроле объектов железнодорожного транспорта, в частности литых деталей тележек грузовых вагонов, имеющих неровную поверхность, значительное количество внутренних дефектов литья (пор, раковин, неслитин),

процесс распространения сигнала акустической эмиссии носит стохастический характер. Поэтому для обоснованного выбора информативных параметров сигналов, по которым судят о степени опасности дефектов, необходимы методики оценки устойчивости параметров сигналов акустической эмиссии.

Термин «устойчивость параметров сигналов акустической эмиссии» не определен в нормативной документации [73, 80]. В науке и технике принято под устойчивостью понимать способность системы сохранять текущее состояние под влиянием внешних воздействий. В данной работе термин «устойчивость параметров сигналов акустической эмиссии» используется для определения возможности их применения при анализе результатов контроля.

Параметр сигнала p_{AE} является устойчивым к воздействию мешающего фактора g , если для заранее установленных значений p_{max} и g_{max} при изменении мешающего фактора на величину $|\Delta g| < g_{max}$ выполняется условие $|\Delta p_{AE}| < p_{max}$ с доверительной вероятностью P . Параметр сигнала является устойчивым, если он устойчив к воздействию всех мешающих факторов.

При создании алгоритмов кластеризации и идентификации источников акустической эмиссии для каждого параметра устанавливаются границы. При совпадении значений параметров двух и более сигналов в пределах этих границ их относят к одному источнику. Если параметры сигналов являются устойчивыми, то для установленного значения p_{max} при наличии мешающего контролируемого параметра $|\Delta g| < g_{max}$ разность параметров регистрируемых сигналов от одного источника не превысит $|\Delta p_{AE}| < p_{max}$. Устойчивость параметра позволяет использовать его для оценки характеристик источника. С другой стороны, отсутствие устойчивости свидетельствует о невозможности достоверной оценки результатов контроля. Применение неустойчивых параметров проявляется в отсутствии воспроизводимости результатов контроля.

В научных работах [80, 3, 223, 227, 228, 189, 246, 248] описано значительное количество параметров сигналов акустической эмиссии, которые являются однородными и связаны с одной из характеристик источника (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Система параметров акустико-эмиссионных сигналов

Параметр сигнала	Обозначение, формула	Описание, ссылка
Амплитуда сигнала	u_m	Максимальное значение сигнала [80]
Размах	$R_{AE} = U_{\max} - U_{\min}$	Разность максимального и минимального значений сигнала [3]
Среднеквадратическое значение	$U_{\text{ск}}$	[227]
Электрическая мощность	P_E	[129]
Средняя мощность	$P_{\text{ср}}$	[189]
Уровень	u_{AE}	Среднее квадратическое значение амплитуды сигналов за интервал времени наблюдения [129]
Энергия сигнала	$E = \frac{1}{Z} \int_0^t u^2 dt$	[227]
Энергетический параметр	$\text{MARSE} = \int_0^t \bar{u} \cdot dt$ <p>где \bar{u} – огибающая сигнала</p>	Площадь под огибающей сигнала, [227]

При этом в нормативных документах и стандартах часто отсутствует однозначное определение параметров сигналов, что связано с невозможностью универсального способа определения параметра для произвольного объекта и условий контроля. Например, в [227] способ оценки энергии акустико-эмиссионных сигналов не регламентирован и при этом сказано, что способ вычисления энергетических параметров выбирает разработчик аппаратуры. Параметр MARSE определен через интеграл от огибающей сигнала, при этом способ получения огибающей также не регламентирован.

Неоднозначность определения и значительное количество параметров, встречающихся в публикациях, связаны, прежде всего, с необходимостью индивидуального подхода при выборе наиболее информативного комплекса параметров для решения конкретной научно-технической задачи. Современные акустико-эмиссионные системы, основанные на микропроцессорной технике,

позволяют реализовать вычисления практически любых параметров сигналов. При этом актуальной остается задача определения их применимости для решения конкретной научно-технической задачи на основе оценки устойчивости к влиянию мешающих факторов. Выполненные исследования направлены на создание методики оценки устойчивости параметров акустико-эмиссионных сигналов для обоснованного выбора информативных параметров при контроле объектов различной формы и размеров.

Экспериментальные исследования устойчивости параметров сигналов акустической эмиссии проводились на образцах и реальных объектах контроля, на которые устанавливались от двух до четырех преобразователей. Сигналы регистрировались с помощью цифровой акустико-эмиссионной диагностической системы СЦАД-16.03. Для возбуждения акустических импульсов использовался имитатор Су-Нильсена (графитовый стержень диаметром 0,5 мм и твердостью 2Н) [264] и электронный имитатор. Обработка результатов измерений выполнялась в программном обеспечении MathCad и специализированном программном обеспечении [199].

Методика оценки устойчивости параметров сигналов акустической эмиссии отрабатывалась на плоском объекте (рисунок 2.1) – пластине толщиной 10 мм из стали 45. Расчет коэффициента корреляции амплитудных параметров проводился путем обработки десяти сигналов. Пример акустико-эмиссионного сигнала представлен на рисунке 2.2.

Устойчивость параметров сигналов исследовалась для оценки влияния основных, достаточно подробно изученных мешающих факторов, таких как:

- ориентация источника;
- переотражения в образце.

В эксперименте регистрировалась последовательность импульсов дискретной акустической эмиссии от одного источника одновременно двумя преобразователями. Оценка устойчивости проводилась для следующих параметров: амплитуды u_m , размаха R_{AE} , среднего квадратического отклонения $U_{ск}$, среднего значения модуля сигнала на интервале z_{AE} :

$$u_m = \max(U_i); \quad (2.1)$$

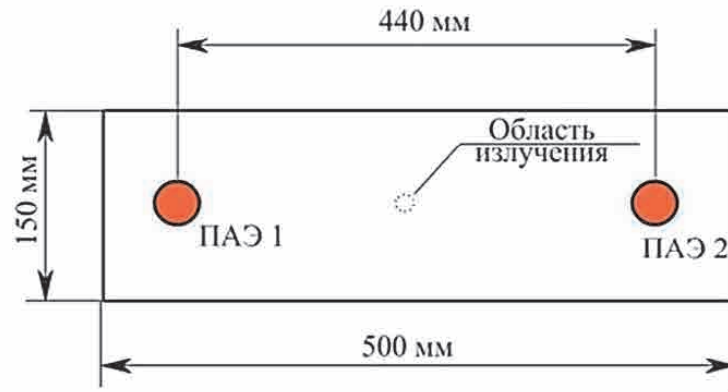
$$R_{AE} = \max(U_i) - \min(U_i); \quad (2.2)$$

$$U_{\text{СК}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (U_i - U_{\text{CP}})^2}{n-1}}; \quad (2.3)$$

$$z_{AE} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |U_i - U_{\text{CP}}|, \quad (2.4)$$

где U_i – измеренное значение напряжения на преобразователе в i -й отсчет АЦП, В;

U_{CP} – среднее измеренное значение напряжения с датчика, В.



ПАЭ 1, ПАЭ 2 – преобразователи акустической эмиссии

Рисунок 2.1 – Размеры образца из стали 45 для исследования устойчивости параметров акустико-эмиссионных сигналов

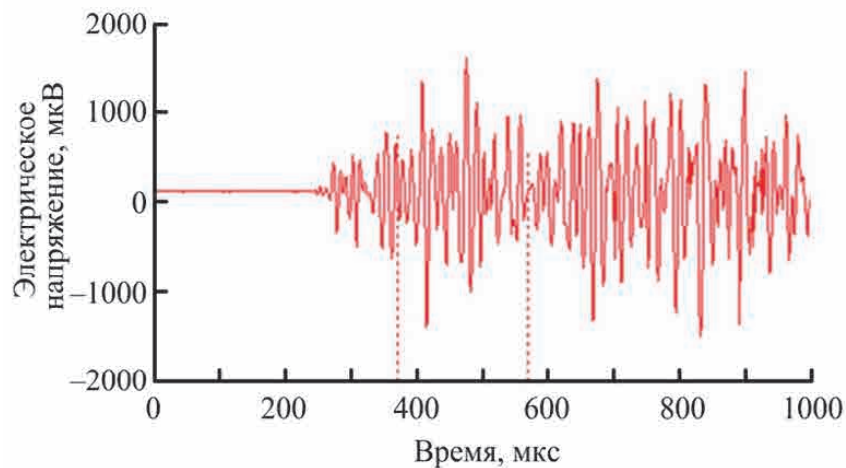


Рисунок 2.2 – Зависимость электрического напряжения U на выходе преобразователя от времени t

Для анализа полученных параметров вычислялись коэффициенты корреляции (таблица 2.2), а методом наименьших квадратов определялись параметры линейной зависимости для каждого

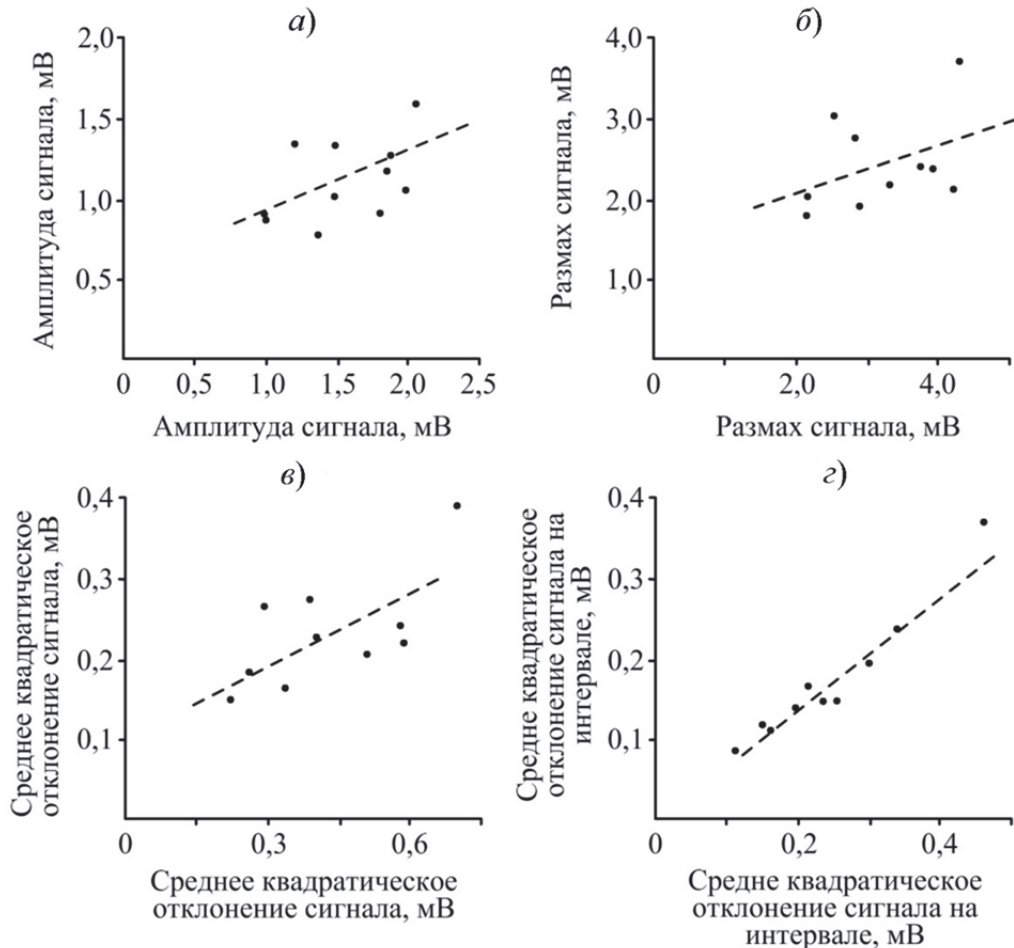
Таблица 2.2 – Результаты расчета коэффициента корреляции параметров сигналов акустической эмиссии

Параметр	Коэффициент корреляции
Амплитуда сигнала	0,573
Размах сигнала	0,403
Среднее квадратическое отклонение	0,659
Среднее квадратическое отклонение сигнала на интервале	0,904

При обработке данных и исследовании связи параметров акустического сигнала с одного датчика от параметров сигнала с другого датчика построены зависимости параметров на первом преобразователе от аналогичных параметров на втором (рисунок 2.3). Чем ближе зависимость между параметрами с разных датчиков к линии аппроксимации, тем устойчивее параметр, т.е. он в меньшей степени подвержен влиянию мешающих факторов и, следовательно, более информативен. Степень близости результатов к линии аппроксимации может быть охарактеризована коэффициентом корреляции. При этом значение коэффициента корреляции, равное единице, соответствует максимальной устойчивости параметра, при которой мешающие факторы не влияют на измеряемый параметр. Значение коэффициента корреляции, равное нулю, показывает, что мешающие факторы случайным образом изменяют значения параметров сигналов на двух преобразователях, следовательно, параметр является неустойчивым, т.е. из его значения невозможно выделить информацию о характеристиках источника.

Анализ экспериментальных результатов показал, что значение коэффициентов корреляции амплитуды и размаха сигнала равны 0,573 и 0,403 соответственно, следовательно, эти параметры являются неустойчивыми к влиянию переотражений в образце при проведении акустико-эмиссионного контроля. Даже относительно небольшие изменения параметров источника, такие

как угол наклона стержня, координата источника, проскальзывание стержня при изломе, направление излома, изменяют первоначальную форму сигнала, которая в процессе переотражений в образце вызывает неустойчивость амплитуды и размаха сигналов.



• – экспериментальные данные;

- - - - аппроксимация методом наименьших квадратов

Рисунок 2.3 – Зависимость параметра сигнала на первом преобразователе от параметра сигнала на втором преобразователе: *a* – амплитуда сигнала; *б* – размах сигнала; *в* – среднее квадратическое отклонение; *з* – среднее квадратическое отклонение на интервале

Наибольший коэффициент корреляции наблюдался у среднего квадратического отклонения сигнала на интервале и составил 0,904. Высокий уровень корреляции объясняется способом расчета среднего значения модуля сигнала. Для определения коэффициента использовали результаты измерения на

интервале, на котором влияние переотражений минимально. Длительность этого интервала определяется временем прихода переотраженного сигнала, которое составляет

$$t = L/c, \quad (2.5)$$

где L – минимальный линейный размер пластины, мм;

c – скорость распространения сигнала в пластине, мм/мкс.

В случае пластины с наименьшим размером 150 мм и скоростью распространения сигнала 5,9 мм/мкс время начала ревербераций по формуле (2.5) составит $t = 25$ мкс. Влияние ревербераций на амплитуду показано на рисунке 2.2, первый локальный максимум амплитуды колебаний сигнала приходится на $t = 200$ мкс, что соответствует приходу отраженной от противоположного торца пластины волны и ее наложению на исходную волну. Форма сигнала на датчиках при повторном возбуждении акустической волны не повторяет форму предыдущих сигналов вследствие многочисленных отражений от боковых граней пластины.

В последующих экспериментах источник акустической эмиссии сместили на 125 мм в направлении первого преобразователя (см. рисунок 2.1), при этом вид сигналов существенно изменился (рисунок 2.4). Этот факт объясняется значительным влиянием переотражений на форму регистрируемых сигналов.

В данном эксперименте формы сигналов на двух датчиках существенно различались. Максимальная амплитуда сигнала на первом преобразователе превышала таковую на втором преобразователе почти в два раза. Максимальное значение амплитуды сигнала, пришедшего на второй датчик, наблюдалось на интервале от 400 до 500 мкс от момента начала сигнала, а на первом датчике – от 150 до 250 мкс. Данный факт связан с разными временами распространения отраженных волн до первого и второго преобразователей.

Исследование устойчивости параметров сигналов с использованием электронного имитатора проводилось на пластине, толщина которой составляла 10 мм. На ней устанавливались: один преобразователь, работающий в режиме излучения, на расстоянии 45 мм от края пластины, и два преобразователя,

работающих в режиме приема. Регистрация сигналов проводилась сертифицированной цифровой акустико-эмиссионной диагностической системой СЦАД 16.03. Генератором НМ8130 возбуждались прямоугольные импульсы с частотой 1 Гц. Амплитуда импульсов изменялась в диапазоне от 0,1 до 1,5 В. Обработка сигналов проводилась в программном обеспечении MathCad.

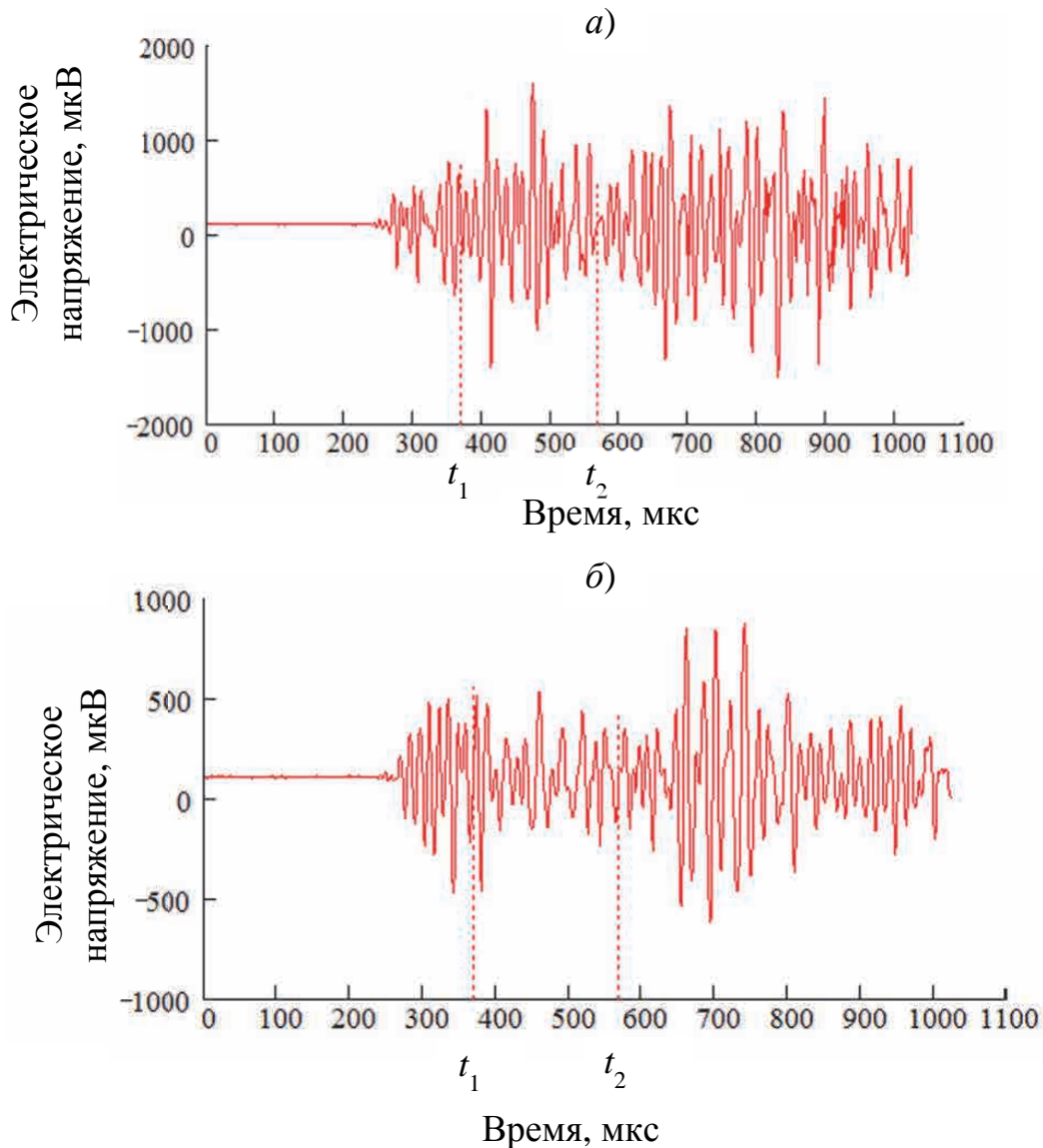


Рисунок 2.4 – Электрические сигналы акустической эмиссии на преобразователях, имеющих разные координаты: *a* – на первом преобразователе, *б* – на втором преобразователе

При уменьшении амплитуды излучаемых сигналов от 1,5 до 0,1 В коэффициент корреляции изменяется незначительно от 0,98 до 0,96. При этом

основное уменьшение коэффициента корреляции наблюдалось в интервале амплитуд от 0,1 до 0,5 В и было связано с усилением влияния собственных шумов аппаратуры. При амплитуде генератора 0,1 В отношение сигнал / шум на приемнике уменьшалось до 10. Таким образом, изменение амплитуды сигнала от одного и того же источника практически не влияет на коэффициент корреляции и, следовательно, на устойчивость параметров сигналов при выполнении условия, что отношение сигнал / шум больше 10.

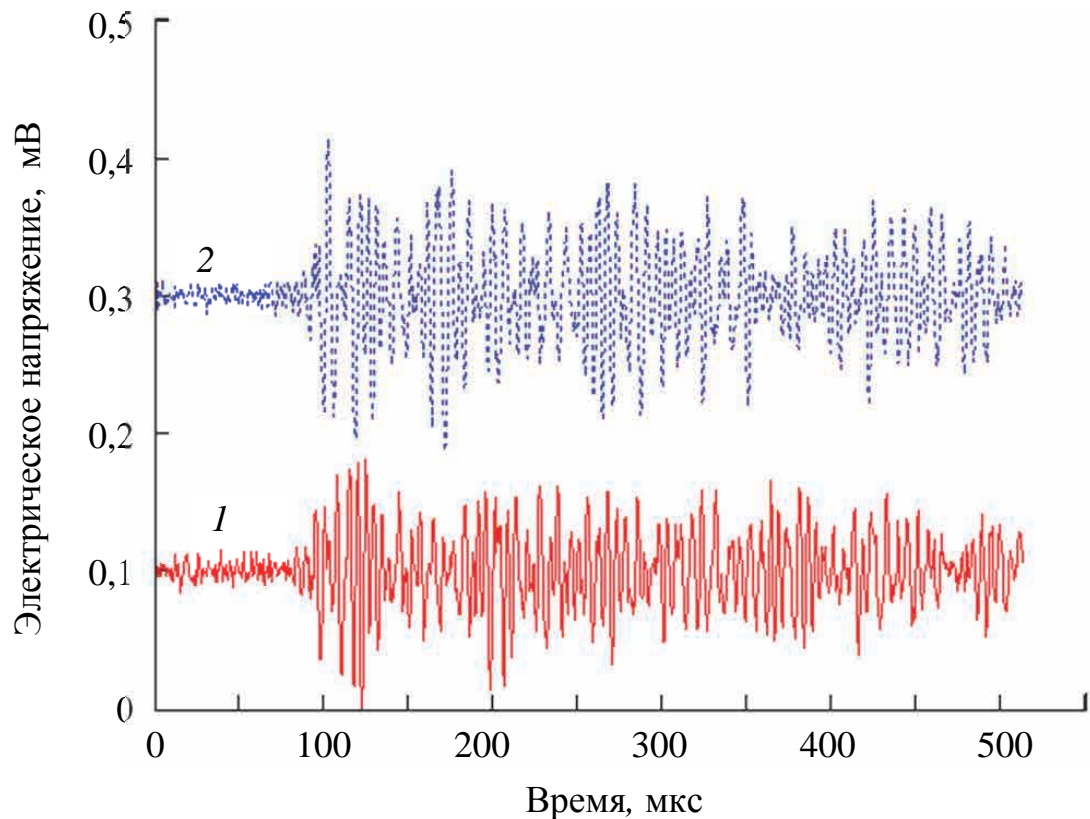
В дальнейших экспериментах изучалось влияние смещения источника, подключенного к генератору, на параметры сигналов. Источник смещали относительно начального положения на 3, 8 и 18 мм. При этом коэффициент корреляции, вычисляемый на интервале 25 мкс, изменялся от 0,99 до 0,71. При изменении интервала расчета корреляции с 25 до 100 мкс уровень корреляции сигналов уменьшался на 12 %. Для минимального допустимого значения корреляции 0,9 предельное значение интервала составило 50 мкс. При этом смещение источника (более чем на 10 мм) приводило к значительному влиянию переотражений сигнала даже в начальной части сигнала (до 50 мкс), поэтому коэффициент корреляции содержит случайную составляющую на уровне 30 % от полезного сигнала.

Эксперименты с реальными сигналами проводили на пластине, в которой был выполнен концентратор напряжений в виде пропилов симметрично с двух сторон пластины. Применение такого концентратора позволило локализовать пластическую деформацию в центре образца в области с характерным размером 5 мм. На пластину устанавливались два приемных датчика, а сигналы акустической эмиссии возникали в процессе ее изгиба. Характерный вид зарегистрированных сигналов приведен на рисунке 2.5.

При проведении экспериментов исследованы акустико-эмиссионные сигналы, информативные параметры и влияние изменения координаты источника сигналов на коэффициент корреляции.

Разработанная методика оценки устойчивости параметров акустико-эмиссионных сигналов позволила применять комплекс информативных

параметров для алгоритмов кластеризации. При этом особую важность приобретают методы повышения точности локации сигналов.



1 – первый преобразователь; 2 – второй преобразователь

Рисунок 2.5 – Сигналы акустической эмиссии, возбуждаемые в процессе изгиба пластины с концентратором

2.2 Повышение достоверности и информативности локации источников акустической эмиссии

Место расположения источников дискретной акустической эмиссии оценивается по разности времен прихода сигналов на преобразователи, разнесенные на поверхности объекта контроля. Основное влияние на точность определения координат источников оказывает неопределенность измерения времени начала сигнала акустической эмиссии на преобразователях [74]. Эта неопределенность зависит от амплитуды сигналов и длительности переднего фронта. Уменьшение амплитуды и увеличение длительности приводят к

возрастанию случайных, систематических и грубых составляющих неопределенностей измерения координат дефектов. Для повышения точности локации применяются специальные алгоритмы обработки.

В относительно небольших объектах, размеры которых сопоставимы с длиной волны, при проведении акустико-эмиссионного контроля возникает значительная неопределенность координат источников, которая может достигать 50 %. Например, для углов буксового проема, колец подшипников, особенно актуальной является задача повышения точности локации за счет совершенствования методов определения времени начала импульса. Дискретность измерения времени в современных диагностических системах составляет 0,25–1,00 мкс. Диапазон регистрируемых акустических частот составляет от 100 до 500 кГц, а соответствующий период – от 2 до 10 мкс. Поскольку время распространения импульсов в кольце подшипника обычно не превышает 50 мкс, то неопределенность оказывается порядка 10 %. Точность локации при этом явно недостаточна для решения задач кластеризации источников акустической эмиссии, фильтрации источников механических помех.

В боковых рамах грузовых вагонов время нарастания импульса составляет от 50 до 300 мкс, и при использовании порогового метода определения времени начала импульса неопределенность равна

$$\Delta t = \frac{u_0}{u_m} \cdot T_{\text{пф}}, \quad (2.6)$$

где u_0 – порог системы, мкВ;

u_m – амплитуда импульса, мкВ;

$T_{\text{пф}}$ – длительность переднего фронта, с.

Для сигналов с амплитудой $u_m < 10 \cdot u_0$ неопределенность измерения времени может достигать 5–30 мкс. Соответствующая неопределенность координат источников акустических волн, распространяющихся на скорости 5,4 мм/мкс, составит 200 мм. При этом достоверность идентификации акустико-эмиссионных источников низкая, что существенно ограничивает возможности их идентификации по их месту расположения. В боковой раме грузового вагона при

неопределенности более 30 мм невозможно дифференцировать источники, расположенные в наиболее опасном месте во внутреннем углу буксового проема и на опорных поверхностях в местах контакта нагружающего устройства. Это не позволяет проводить дискриминацию ложных сигналов, причиной которых является трение в местах взаимодействия захватов нагружающего устройства с объектом контроля.

Регистрируемые импульсы акустической эмиссии являются дискретными электрическими сигналами, получаемыми с АЦП после усиления и фильтрации. Электрический сигнал представляет собой одномерный массив значений электрического напряжения U_i , где i – порядковый номер в массиве или номер измерения (изменяется от единицы до общего количества измерений n). Соответствующий массив времен измерений определяется через время квантования АЦП Δ_{ADC} :

$$t_i = i \cdot \Delta_{ADC}. \quad (2.7)$$

Математически любой алгоритм нахождения времени начала импульса может быть определен через некоторую функцию $K_i = \phi(U_1, \dots, U_n, i)$, по времени появления ее экстремального значения $K_j = K_{\max}$ оценивают время начала сигнала $t_n = j \cdot \Delta_{ADC}$. В данном случае j – номер измерения, которое содержит экстремальное значение. Тогда оптимизация методов определения координат источников сводится к поиску функции $\phi(U_1, \dots, U_n, i)$, которая минимизирует границы неопределенностей измерений на поле сигналов акустической эмиссии U_i . Поскольку в общем случае регистрируемые сигналы могут существенно различаться, то при таком математическом подходе невозможно построить одну функцию для всех практически важных случаев. Поэтому задача поиска оптимальной функции должна формулироваться в терминах: поле акустико-эмиссионных сигналов и пределы допусаемых неопределенностей измерения времени начала импульса. Следовательно, для решения конкретной научно-технической задачи локации источников на объекте определенного типа, формы и размера необходимо найти функцию $\phi(U_1, \dots, U_n, i)$, применение которой позволит обеспечить неопределенность

измерения времени не более Δ_t .

Для определения оптимальной функции необходимо разработать способы оценки неопределенности на заданном поле сигналов, для которых требуется применять аналитические методы, математическое моделирование и экспериментальные методы нахождения координат источников. Ниже рассматриваются способы оценки неопределенности нового метода [180] определения координат источников акустической эмиссии на основе двухинтервального коэффициента.

Повышение точности локации и, что не менее важно, информативности может быть достигнуто за счет применения метода, основанного на определении времени прихода по максимальному значению двухинтервального коэффициента. Достоинством данного метода [150, 151] является возможность оценки неопределенности измерения координат источников и создания системы их классификации по достоверности локации.

Наиболее распространенными моделями акустико-эмиссионных сигналов в деталях подвижного состава являются сигналы с линейным передним фронтом. Для оценки достоверности локации проведено моделирование работы модернизированного «двухинтервального» метода и выполнена оценка неопределенностей измерения времени начала импульсов Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 на преобразователях, образующих пьезоантенну. «Двухинтервальный» метод основан на определении коэффициента, характеризующего изменение энергии сигнала [151]:

$$K(t) = \frac{A(t)}{A(t-T)} - 1, \quad (2.8)$$

где $A(t) = \int_t^{t+T} (U(t))^2 dt$ – интеграл $U(t)$ по интервалу времени от t до $(t+T)$, $V^2 \cdot c$;

$U(t)$ – акустико-эмиссионный сигнал, В;

T – временной интервал усреднения, с.

Здесь и далее для аналитического расчета выполнена замена дискретных сигналов U_i на непрерывные $U(t)$. Соотношение для расчета коэффициента A на

поле дискретных сигналов, регистрируемых с помощью АЦП, и поле непрерывных сигналов имеет вид

$$A(t) = \int_t^{t+T} (U(t))^2 dt \approx \sum_{i=j}^{j+N} U_i^2, \quad (2.9)$$

где i – индекс суммирования;

j – номер отчета в сигнале;

N – количество точек на интервале усреднения.

Момент времени, в который реализуется максимальное значение коэффициента $K(t)$, характеризует время начала импульса, причем при отсутствии шумов до начала импульса эти времена равны. Акустический импульс, распространяющийся в объекте контроля, испытывает дифракцию. Волновой пакет расплывается, при этом увеличиваются как общая длительность импульса, так и длительность переднего и заднего фронта. Передний фронт в первом приближении описывается линейной функцией.

Неопределенность измерения времени начала импульса связана с параметрами двухинтервального коэффициента $K(t)$, который, в свою очередь, зависит от свойств акустико-эмиссионного сигнала. Для анализа используется модель сигнала $U_p(t)$, имеющая на начальном этапе линейный передний фронт:

$$U_p(t) = \begin{cases} 0, & t < 0, \\ \alpha \cdot t \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \varphi), & t \geq 0, \end{cases} \quad (2.10)$$

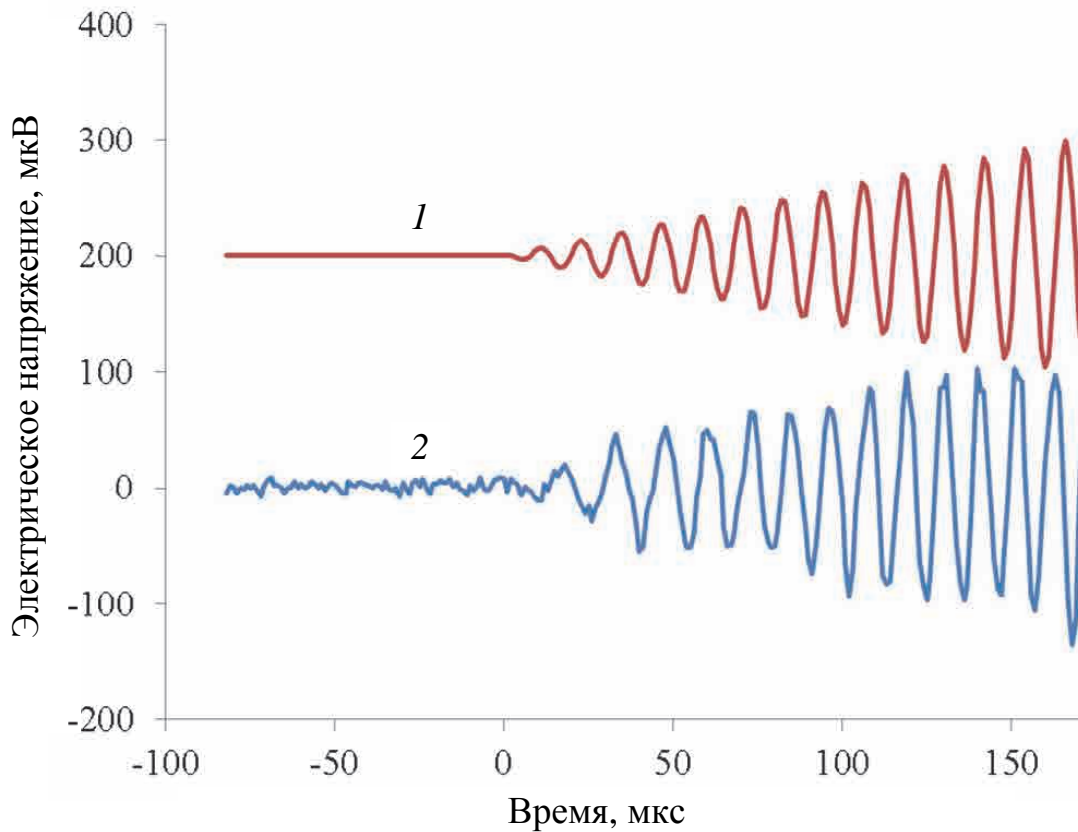
где α – скорость нарастания переднего фронта, В/с;

f, φ – частота и фаза сигнала соответственно.

Суммарный сигнал представляет собой сумму регулярной (рисунок 2.6) и случайной составляющих. Функция случайного шума $U_n(t)$ не может быть выражена в элементарных функциях.

В работе принята гипотеза нормального распределения шума $U_n(t)$ с равным нулю математическим ожиданием и дисперсией σ^2 . Модельный сигнал (рисунок 2.7) представляется в виде

$$U(t) = U_p(t) + U_n(t). \quad (2.11)$$



1 – модельный сигнала; 2 – реальный сигнал,

Рисунок 2.6 – Зависимость электрического напряжения на преобразователе от времени, рассчитанная по формуле (2.10)

После подстановки (2.11) в (2.8) с учетом (2.10), выражение для двухинтервального коэффициента принимает вид

$$K(t) = \frac{A_2(t)}{A_1(t)} - 1, \quad (2.12)$$

$$A_1(t) = \frac{1}{T} \cdot \int_{t-T}^t (U_p(\tau) + U_n(\tau))^2 d\tau; \quad (2.13)$$

$$A_2(t) = \frac{1}{T} \cdot \int_t^{t+T} (U_p(\tau) + U_n(\tau))^2 d\tau, \quad (2.14)$$

где τ – переменная интегрирования, с.

После раскрытия скобок с учетом аддитивности интегралов выражения (2.13) и (2.14) принимают вид:

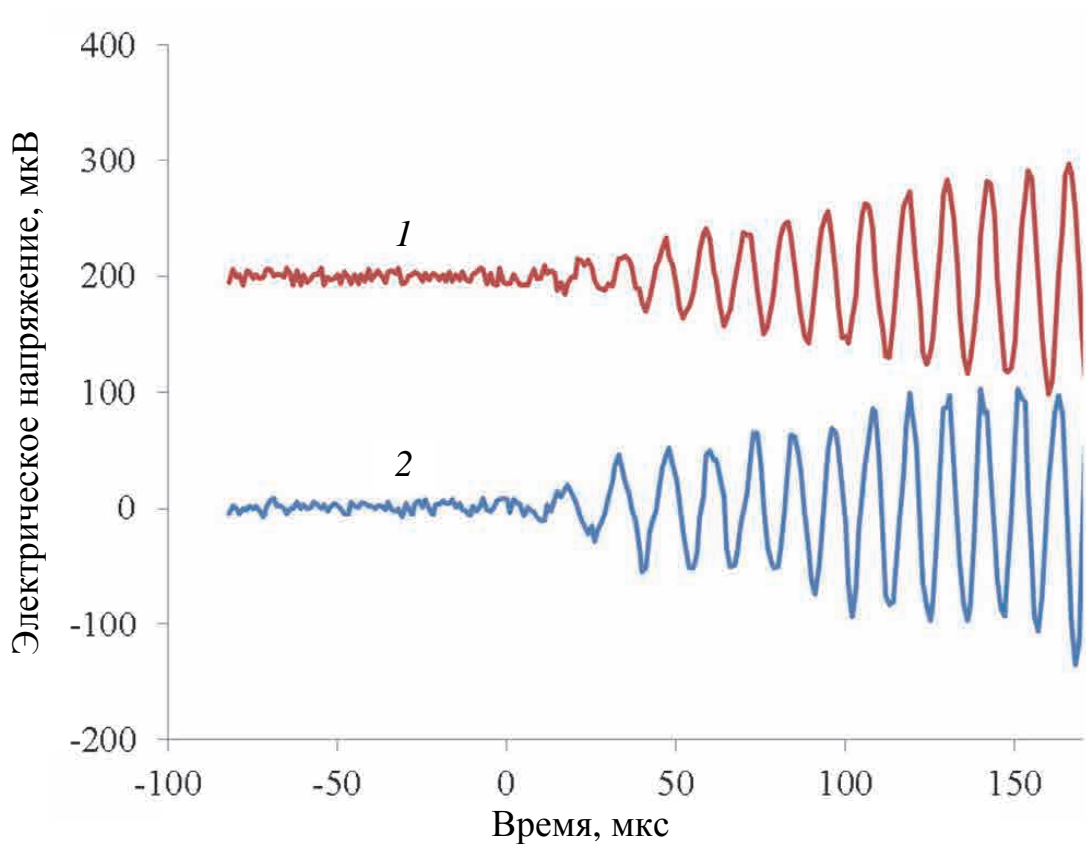
$$A_1(t) = \frac{1}{T} \cdot \int_{t-T}^t (U_p(\tau))^2 d\tau + \frac{1}{T} \cdot \int_{t-T}^t (U_n(\tau))^2 d\tau + \frac{2}{T} \cdot \int_{t-T}^t U_p(\tau) \cdot U_n(\tau) d\tau; \quad (2.15)$$

$$A_2(t) = \frac{1}{T} \cdot \int_t^{t+T} (U_p(\tau))^2 d\tau + \frac{1}{T} \cdot \int_t^{t+T} (U_n(\tau))^2 d\tau + \frac{2}{T} \cdot \int_t^{t+T} U_p(\tau) \cdot U_n(\tau) d\tau. \quad (2.16)$$

По определению дисперсии, вторые интегралы в выражениях (2.15) и (2.16) равны σ^2 шума. В условиях, когда шум является случайным с математическим ожиданием, равным нулю, последние интегралы в выражениях (2.15) и (2.16) равны нулю. После подстановки функции $U_p(t)$ из (2.10) и интегрирования на интервале времени $T \gg 1/f$ выражений (2.15), (2.16) для положительных значений времени коэффициенты $A_1(t)$ и $A_2(t)$ принимают вид

$$A_1(t) = \frac{1}{6 \cdot T} \cdot \alpha^2 \cdot t^3 + \sigma^2; \quad (2.17)$$

$$A_2(t) = \frac{1}{6 \cdot T} \cdot \alpha^2 \cdot (3 \cdot t^2 \cdot T + 3 \cdot t \cdot T^2 + T^3) + \sigma^2. \quad (2.18)$$



1 – модельный сигнала; 2 – реальный сигнал,

Рисунок 2.7 – Зависимость электрического напряжения на преобразователе от времени, рассчитанная по формуле (2.11)

Окончательно после подстановки выражений (2.17) и (2.18) в (2.12) двухинтервальный коэффициент принимает вид

$$K(t) = \frac{3\beta^2 + 3\beta + 1 + k_\sigma}{\beta^3 + k_\sigma} - 1, \quad (2.19)$$

где $\beta = \frac{t}{T}$ и $k_\sigma = \frac{6\sigma^2}{\alpha^2 T}$ – коэффициенты.

Момент времени, соответствующий максимуму двухинтервального коэффициента $K(t)$, определяется обращением в нуль первой производной по времени t :

$$\beta^4 + 2 \cdot \beta^3 + \beta^2 + k_\sigma \cdot \beta^2 - 2 \cdot k_\sigma \cdot \beta - k_\sigma = 0. \quad (2.20)$$

В условиях малости шума

$$k_\sigma \ll 1$$

и

$$k_\sigma \ll \beta$$

уравнение (2.20) примет вид

$$\beta^2 - k_\sigma = 0. \quad (2.21)$$

Решение уравнения (2.21):

$$\beta = \sqrt{k_\sigma}. \quad (2.22)$$

После обратной замены переменных неопределенность измерения времени равна

$$\Delta_t = \frac{\sqrt{6} \cdot \sigma}{\alpha}. \quad (2.23)$$

На рисунке 2.8 одновременно приведены: сигнал акустической эмиссии и соответствующая ему зависимость двухинтервального коэффициента от времени. Кроме данных о времени прихода импульса t_H , которое определяется по экстремуму двухинтервального коэффициента, из графика может быть получена дополнительная информация, например, его максимальное значение. Аналитически максимальное значение коэффициента K_{\max} находится подстановкой (2.22) в (2.19) и исключением членов малых по k_σ :

$$K_{\max} = \frac{1}{k_\sigma} = \frac{\alpha^2 \cdot T^2}{6 \cdot \sigma^2}. \quad (2.24)$$

Значение скорости нарастания переднего фронта выражается из (2.24):

$$\alpha = \frac{\sigma}{T} \cdot \sqrt{6 \cdot K_{\max}}. \quad (2.25)$$

Для сигналов с длинными передними фронтами ($T_\phi > T$), описываемыми

линейной зависимостью, неопределенность времени прихода (интервал времени между моментом достижения максимума коэффициента $K(t)$ и действительным значением времени начала импульса) получается подстановкой (2.25) в (2.23):

$$\Delta_t = \frac{T}{\sqrt{K_{\max}}}. \quad (2.26)$$

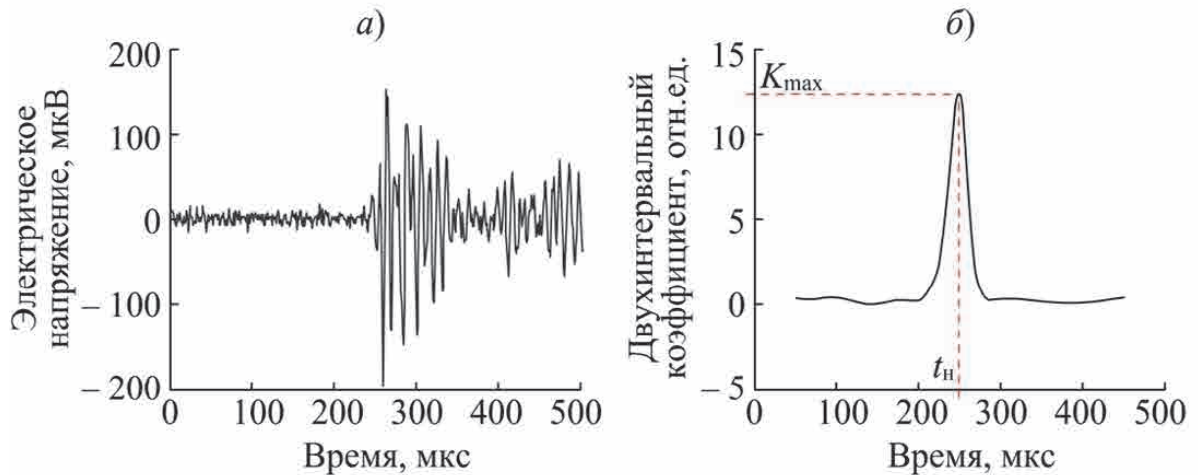


Рисунок 2.8 – Зависимость электрического напряжения на преобразователе от времени (а) и соответствующая зависимость значения двухинтервального коэффициента от времени (б)

Предлагаемый способ локации [180] позволяет повысить информативность процесса локации сигналов акустической эмиссии, так как предоставляет экспериментатору, кроме координат источников акустической эмиссии, сведения о содержащихся в них неопределенностях.

Неопределенность времени прихода сигнала на i -й преобразователь определяется по формуле

$$\Delta_i = k_P \frac{T}{\sqrt{K_{\max i}}}, \quad (2.27)$$

где i – номер принимающего преобразователя;

k_P – коэффициент, зависящий от доверительной вероятности P ;

$K_{\max i}$ – максимальное значение коэффициента $K(t)$ для сигнала с i -го преобразователя.

Для обнаружения неинформативных сигналов акустической эмиссии, локализуемых с недопустимо большой неопределенностью, вводится ее

критическое значение Δ_{\max} . Если для зарегистрированного сигнала акустической эмиссии выполняется неравенство

$$\Delta_i < \Delta_{\max}, \quad (2.28)$$

то сигнал оставляют для дальнейшего анализа, в противном случае сигнал исключают как неинформативный.

Неопределенности разностей времен прихода сигналов на пары преобразователей 1–2, 1–3 определяются следующим образом:

$$\Delta t_{12} \in (-\Delta t_1, \Delta t_2), \quad (2.29)$$

$$\Delta t_{13} \in (-\Delta t_1, \Delta t_3). \quad (2.30)$$

Окончательно граница неопределенности координат источников может быть получена подстановкой (2.29) и (2.30) в известные соотношения [55, 56]. Акустико-эмиссионные источники, неопределенности которых пересекаются, объединяются в один кластер, координаты которого оценивают по средневзвешенному значению координат:

$$x_{\text{ср}} = \frac{\sum_{j=1}^n \frac{x_j}{\Delta x_j}}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{\Delta x_j}}, \quad (2.31)$$

$$y_{\text{ср}} = \frac{\sum_{j=1}^n \frac{y_j}{\Delta y_j}}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{\Delta y_j}}, \quad (2.32)$$

где j – порядковый номер источника сигналов;

n – количество информативных источников, сигналы которых удовлетворяют критерию (2.28);

x_j, y_j – координаты j -го источника, м;

$\Delta x_j, \Delta y_j$ – неопределенности координат x и y для j -го источника, м.

Неопределенность координат кластера определяется выражениями

$$\Delta_x = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \cdot \Delta x_j \right)^2}, \quad (2.33)$$

$$\Delta_y = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial y_j} \cdot \Delta y_j \right)^2}. \quad (2.34)$$

После подстановки (2.31), (2.32) в (2.33) и (2.34) неопределенность координат кластера принимает вид

$$\Delta x_{\text{cp}} = \frac{1}{\sqrt{n \cdot \sum_{j=1}^n \frac{1}{\Delta x_j}}}; \quad (2.35)$$

$$\Delta y_{\text{cp}} = \frac{1}{\sqrt{n \cdot \sum_{j=1}^n \frac{1}{\Delta y_j}}}. \quad (2.36)$$

Окончательно результаты локации кластера записываются:

$$(x_{\text{cp}} \pm \Delta x_{\text{cp}}; y_{\text{cp}} \pm \Delta y_{\text{cp}}). \quad (2.37)$$

Результаты локации источников акустической эмиссии во внутреннем углу буксового проема боковой рамы тележки грузового вагона могут быть представлены тремя различными способами (рисунок 2.9). Точечный способ отображения источников (рисунок 2.9, а) демонстрирует разброс координат на поверхности образца в области размером 100×50 мм. При таком представлении результатов контроля каждый источник является равнозначным и при прочих равных условиях все источники вносят равный вклад в диагноз. Отображение результатов контроля в виде доверительной области (рисунок 2.9, б) позволяет по аналогии с ультразвуковым контролем классифицировать источники на компактные и протяженные в зависимости от соотношения дисперсии координат источников в кластере к неопределенности координат источников. Например, на рисунке 2.9, а источник идентифицируется как протяженный, так как отношение дисперсии к средней неопределенности существенно больше единицы и равно 3,7. Еще один способ отображения координат с накоплением источников (рисунок 2.9, в) позволяет визуализировать вероятностную картину распределения источников акустической эмиссии в объекте контроля.

Реализованный подход к анализу результатов акустико-эмиссионного контроля, учитывающий неопределенность результатов локации источников акустической эмиссии, позволяет проводить статистически обоснованные идентификацию, симплификацию, кластеризацию источников. При этом достоверная оценка неопределенности локации может быть выполнена уже на этапе разработки технологии контроля, для чего необходимо рассмотреть

закономерности распространения импульсов в объекте контроля, проанализировать свойства акустико-эмиссионного канала.

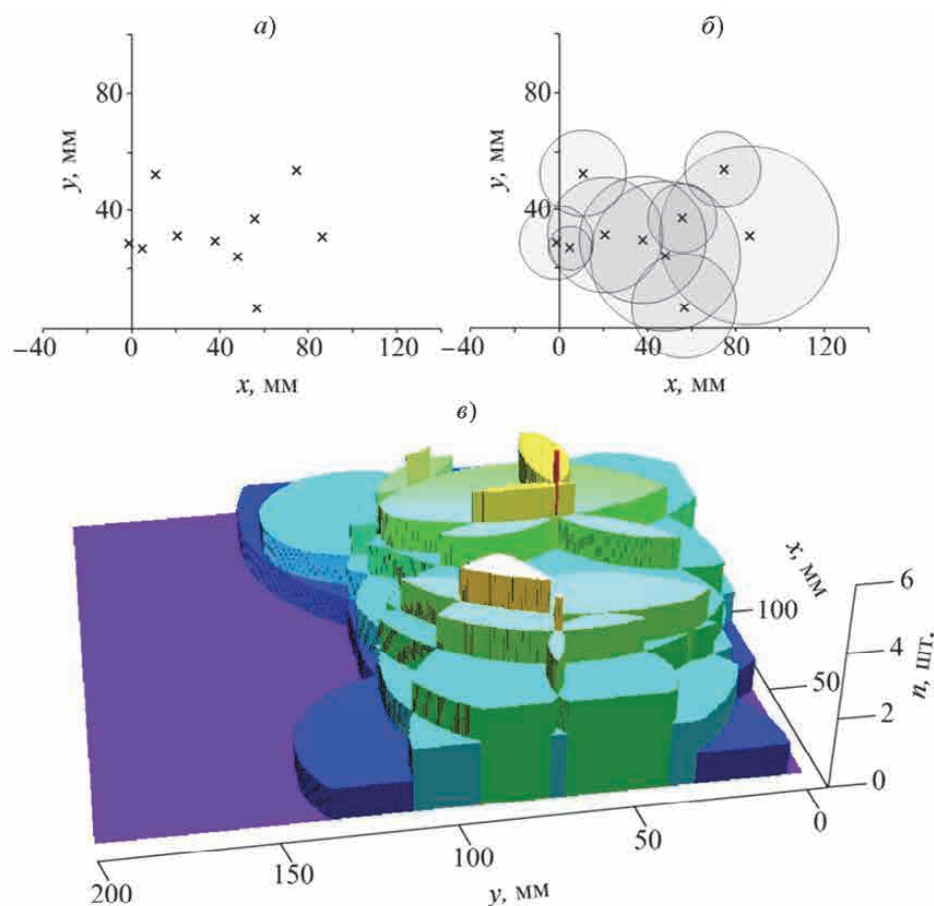


Рисунок 2.9 – Результаты локации источников во внутреннем углу боковой рамы: *a* – точечная локация; *б* – локация с учетом неопределенности на плоскости; *в* – локация с накоплением

2.3 Анализ показателей точности локации источников акустической эмиссии

Выбор параметров контроля, таких как размеры и геометрия акустической антенны, разброс чувствительности каналов, влияет на границы неопределенности измерения координат источников [53, 54]. В рассматриваемой ниже модели локация источников дискретной акустической эмиссии на плоскости проводится по разности путей распространения акустических сигналов на три преобразователя в составе прямоугольной акустической антенны (рисунок 2.10).

Координатный вектор источника зависит от разности путей распространения на пары преобразователей и координат трех преобразователей:

$$\bar{r}(S_{12}, S_{13}, \bar{r}_1, \bar{r}_2, \bar{r}_3), \quad (2.38)$$

где \bar{r} – координаты источника, м;

S_{12}, S_{13} – разность путей распространения от источника до первого и второго преобразователей, первого и третьего преобразователей, м;

$\bar{r}_1, \bar{r}_2, \bar{r}_3$ – координаты преобразователей, м.

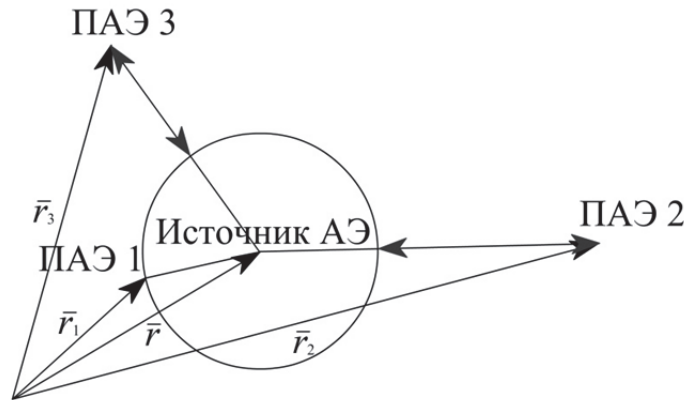


Рисунок 2.10 – Схема локации источника акустической эмиссии треугольной акустической антенной

Такой тип измерений классифицируется как косвенный, неопределенность измерений которого может быть оценена как [130]:

$$\Delta r_i = \sqrt{\left(\frac{\partial r_i(S_{12}, S_{13}, \bar{r}_1, \bar{r}_2, \bar{r}_3)}{\partial S_{12}}\right)^2 \cdot (\Delta S_{12})^2 + \left(\frac{\partial r_i(S_{12}, S_{13}, \bar{r}_1, \bar{r}_2, \bar{r}_3)}{\partial S_{13}}\right)^2 \cdot (\Delta S_{13})^2}, \quad (2.39)$$

где $\Delta S_{12}, \Delta S_{13}$ – неопределенность разностей путей распространения волны на пары преобразователей, м;

$i = 1, 2$ – индексы компонент координатного вектора \bar{r} источника на плоскости.

При локации с использованием формулы (2.38) разность путей распространения определяют по результатам измерений времен начала импульсов до преобразователей, образующих акустическую антенну:

$$S_{12} = C \cdot (t_2 - t_1); \quad (2.40)$$

$$S_{13} = C \cdot (t_3 - t_1), \quad (2.41)$$

где C – скорость распространения акустического сигнала, м/с;

t_1, t_2, t_3 – время прихода сигнала на первый, второй и третий преобразователи соответственно, с.

Неопределенности величин (2.40) и (2.41) определяются неопределенностями времен начала импульсов и скоростей распространения. Известно, что импульс акустической эмиссии является широкополосным, поэтому в объектах контроля с дисперсией скорость акустического импульса является неопределенной величиной на уровне 20–30 %. Однако для определенной моды волны, например нулевой симметричной, может быть введена максимальная скорость, которая используется в алгоритмах локации. Данная скорость может быть с достаточно высокой точностью (не более 1 %) измерена с использованием имитатора, возбуждающего высокоамплитудный импульс на уровне от 100 до 200 В. Поэтому в дальнейшем в расчетах неопределенностью скорости можно пренебречь.

Неопределенности времен t_1, t_2, t_3 являются положительными, так как вероятность обнаружения импульса до его начала ничтожно мала. Учитывая, что $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3$ имеют известный знак, неопределенности разностей путей распространения принимают вид

$$\Delta S_{12} = C \cdot (\Delta t_2 - \Delta t_1); \quad (2.42)$$

$$\Delta S_{13} = C \cdot (\Delta t_3 - \Delta t_1), \quad (2.43)$$

где $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3$ – неопределенности времени прихода сигнала акустической эмиссии на преобразователи акустической антенны, с.

Конкретные значения $\Delta t_1, \Delta t_2$ и Δt_3 зависят от алгоритмов обработки акустико-эмиссионных сигналов, но в общем случае [139] эти величины прямо пропорциональны длительности переднего фронта сигналов и обратно пропорциональны амплитуде. Неопределенности времен начала импульсов зависят от акустических свойств объекта контроля как акустического канала, который характеризуется затуханием, расхождением лучей, дисперсией. Скорость

акустического импульса определяется частотой, толщиной объекта и типом волны. Дисперсионные кривые представляют собой зависимость групповой и фазовой скорости от обобщенного параметра $f \cdot h$. В результате дисперсии увеличивается длительность акустико-эмиссионного импульса (рисунок 2.11). Влияние дисперсии на параметры акустико-эмиссионного импульса тем сильнее, чем шире его спектр.

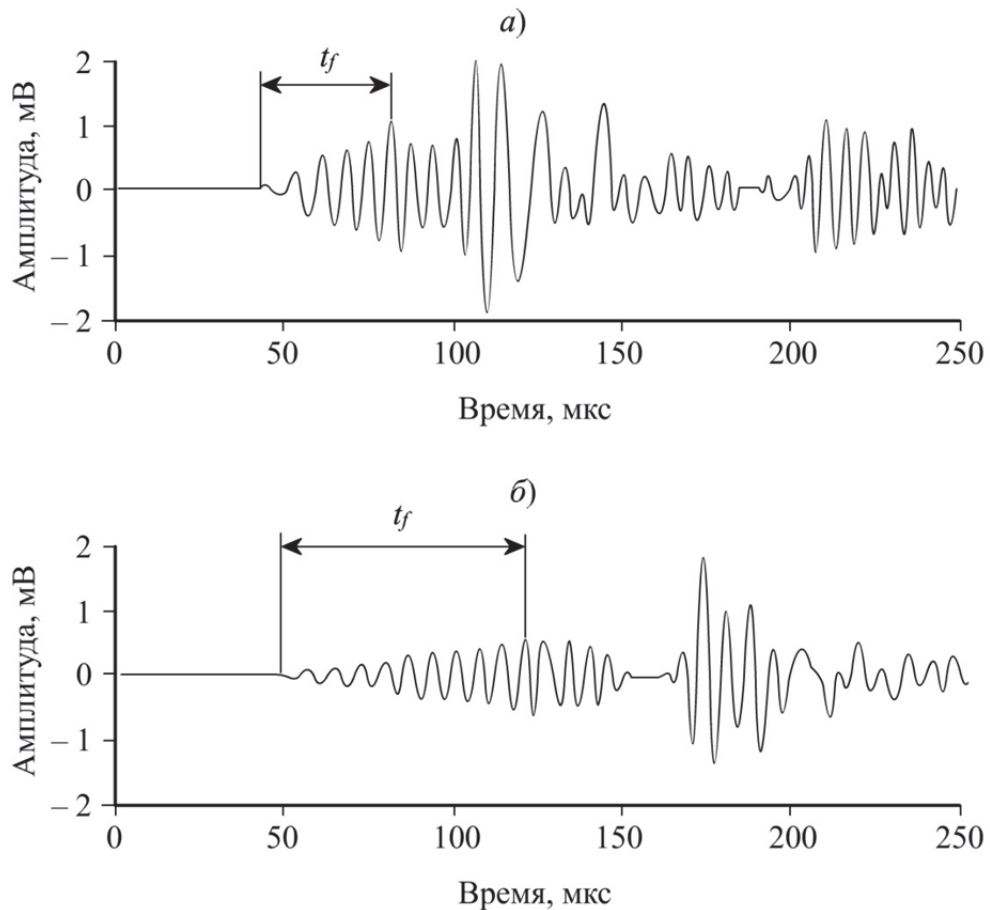


Рисунок 2.11 – Акустико-эмиссионные сигналы, зарегистрированные на различных расстояниях от источника: *a* – 600 мм, *б* – 1 200 мм

Негативное влияние на погрешность измерения координат источников акустической эмиссии оказывают два основных процесса, связанные с изменением формы импульса: увеличение длительности переднего фронта и уменьшение амплитуды импульса. Изменение формы импульса может быть оценено из закона сохранения энергии. При отсутствии затухания и расхождения лучей волны энергия импульса сохраняется неизменной, следовательно,

$t_{ap} \cdot U_{\max}^2 = \text{const.}$ Амплитуда импульса обратно пропорциональна корню квадратному из длительности импульса:

$$U_{\max} \sim \frac{1}{\sqrt{t_{ap}}}. \quad (2.44)$$

Амплитудно-частотная характеристика регистрируемых акустико-эмиссионных импульсов зависит от частотных свойств источника, приемника и акустического тракта в объекте контроля. В используемом для регистрации акустической эмиссии оборудовании на базе системы СЦАД 16.03 применяются полосовые преобразователи.

Амплитудно-частотная характеристика преобразователей имеет выраженный максимум чувствительности на частоте 100 кГц с шириной полосы на уровне 6 дБ около 40 кГц. По зависимостям скоростей распространения от обобщенного параметра относительная неопределенность скорости распространения симметричной нулевой моды волны Лэмба составит $\delta C_{S0} = 20 \%$, а для асимметричной волны – $\delta C_{A0} = 5 \%$. Тогда в общем виде длительность переднего фронта примет вид:

$$t_f = t \cdot \delta C, \quad (2.45)$$

где t_f – длительность переднего фронта, с;

t – время распространения импульса, с;

δC – относительная неопределенность скорости.

В процессе распространения волны длительность переднего фронта импульса пропорциональна времени распространения и для объектов с толщиной стенки 12 мм коэффициент пропорциональности составляет 0,36. Погрешность времени начала импульса определяется выражением (2.23) и зависит от среднего квадратического значения шума в предыстории импульса и длительности переднего фронта. Данная зависимость (2.23) справедлива для любых методов оценки времени начала импульса, различие состоит только в коэффициенте пропорциональности. Для дальнейших расчетов неопределенность начала импульса может быть представлена в форме, удобной для анализа в терминах порогового метода, в котором о начале импульса судят по моменту превышения

сигналов установленного уровня – порога:

$$\Delta t = k \cdot t_f \cdot \frac{U_n}{U_{\max}}, \quad (2.46)$$

где k – коэффициент, зависящий от способа определения времени начала импульса;

t_f – длительность переднего фронта импульса, мс;

U_n – среднее квадратическое значение шума, мВ;

U_{\max} – амплитуда импульса, мВ.

Из выражения (2.46) следует, что неопределенность времени начала импульсов возрастает при уменьшении амплитуды и увеличении переднего фронта или уровня шума. После подстановки (2.45) в (2.46) неопределенность времени начала импульса принимает вид

$$\Delta t = k \cdot t \cdot \delta C \cdot \frac{U_n}{U_{\max}} \quad (2.47)$$

Окончательно неопределенности разности путей распространения получают подстановкой (2.47) в (2.42) и (2.43):

$$\Delta S_{12} = C \cdot \left(k \cdot t_2 \cdot \delta C \cdot \frac{U_{2n}}{U_{2\max}} - k \cdot t_1 \cdot \delta C \cdot \frac{U_{1n}}{U_{1\max}} \right) = C \cdot \delta C \cdot \frac{k}{K_{sn}} \cdot (t_2 \cdot K_{s12} \cdot K_{A13} - t_1), \quad (2.48)$$

$$\Delta S_{13} = C \cdot \left(k \cdot t_3 \cdot \delta C \cdot \frac{U_{3n}}{U_{3\max}} - k \cdot t_1 \cdot \delta C \cdot \frac{U_{1n}}{U_{1\max}} \right) = C \cdot \delta C \cdot \frac{k}{K_{sn}} \cdot (t_3 \cdot K_{s13} \cdot K_{A12} - t_1), \quad (2.49)$$

где t_1, t_2, t_3 – время распространения импульса до первого, второго и третьего преобразователей, с;

K_{sn} – отношение сигнал/шум в первом канале акустико-эмиссионной системы;

K_{s12}, K_{s13} – отношение чувствительностей первого, второго и первого, третьего каналов акустико-эмиссионной системы;

K_{A12}, K_{A13} – отношение амплитуд акустических сигналов на первом, втором и первом, третьем каналах акустико-эмиссионной системы;

Оценка коэффициента K_{sn} снизу определяется отношением порога дискриминации системы, который задает минимальную амплитуду регистрируемых сигналов, к максимальному допустимому уровню собственных шумов аппаратуры:

$$K_{sn} = \frac{U_0}{U_n}, \quad (2.50)$$

где U_0 – уровень дискриминации системы, мВ;

U_n – уровень собственных шумов аппаратуры, мВ.

Для оценки отношения амплитуд импульсов на преобразователях амплитуд акустических сигналов на первом, втором и первом, третьем каналах системы может быть использована формула акустического тракта, известная из акустики:

$$K_{A12} = \frac{U_{1\max}}{U_{2\max}} = \sqrt{\frac{S_1}{S_2}} \cdot \sqrt{\frac{S_1}{S_2}} \cdot e^{-\delta \cdot (S_1 - S_2)}, \quad (2.51)$$

$$K_{A13} = \frac{U_{1\max}}{U_{3\max}} = \sqrt{\frac{S_1}{S_3}} \cdot \sqrt{\frac{S_1}{S_3}} \cdot e^{-\delta \cdot (S_1 - S_3)}, \quad (2.52)$$

где S_1, S_2, S_3 – путь распространения импульса до первого, второго и третьего преобразователей соответственно, м;

δ – коэффициент затухания, м^{-1} .

В выражениях (2.51) и (2.52) первые множители отвечают за уменьшение амплитуды волны, связанное с расхождением лучей волны с цилиндрическим фронтом. Вторые множители определяют уменьшение амплитуды, вызванное дисперсионным увеличением длительности импульса. Третий множитель учитывает затухание в материале объекта контроля. Поскольку коэффициент затухания в большинстве конструкционных материалов не превышает $\delta = 0,01 \text{ м}^{-1}$, то в случае акустических антенн размером менее 5 м при анализе неопределенности координат источников акустической эмиссии затуханием допустимо пренебречь.

После подстановки (2.50), (2.51) и (2.52) в (2.48) и (2.49) и выражения времени распространения через расстояние неопределенность разностей путей распространения принимает вид

$$\Delta S_{12} = \delta C \cdot S_1 \cdot \frac{k}{K_{sn}} \cdot \left(\frac{S_2}{S_1} \cdot K_{S12} - 1 \right); \quad (2.53)$$

$$\Delta S_{13} = \delta C \cdot S_1 \cdot \frac{k}{K_{sn}} \cdot \left(\frac{S_3}{S_1} \cdot K_{S13} - 1 \right). \quad (2.54)$$

Неопределенности (2.53) и (2.54) зависят от относительной неопределенности скорости распространения волны, отношения сигнал / шум и

отношения чувствительностей акустико-эмиссионных каналов, в том числе преобразователя и методики определения времени начала импульса. Окончательно неопределенность координат источников может быть получена после подстановки в (2.39) выражений (2.53) и (2.54).

Практическая отработка методики выполнена для треугольной пьезоантенны с прямым углом в вершине первого преобразователя и катетами, равными 1,0 м, для объекта контроля с толщиной стенки 12 мм. На рисунке 2.12 приведены результаты расчета по формуле (2.39) для равных (а) и различных (б) чувствительностей акустических каналов. В случае одинаковых чувствительностей каналов минимальное значение неопределенности реализуется в центре акустической антенны и не превышает 35 мм, а на краях пьезоантенны неопределенность достигает 1/4 расстояния между преобразователями около 250 мм.

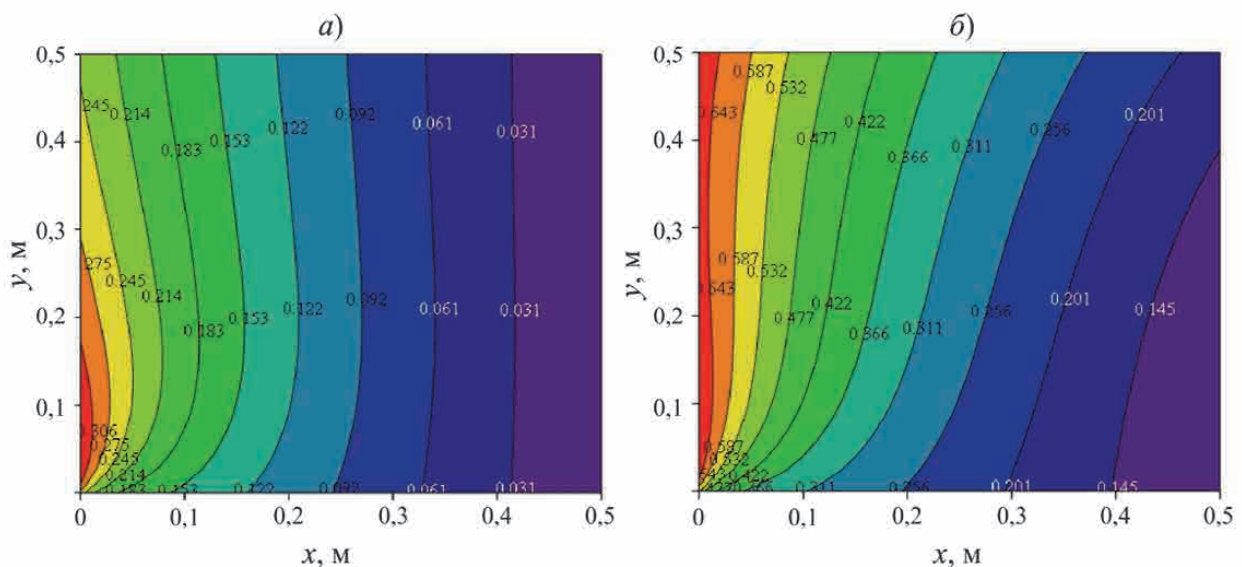


Рисунок 2.12 – Распределение границ неопределенностей для прямоугольной пьезоантенны: *а* – равная чувствительность на всех каналах; *б* – чувствительность первого канала в два раза больше второго и третьего каналов

Изменение относительной чувствительности каналов существенно влияет на неопределенность координат. При изменении чувствительности первого канала в два раза относительно остальных каналов неопределенность в средней части увеличивается в семь раз и достигает в середине пьезоантенны 0,15 м или около

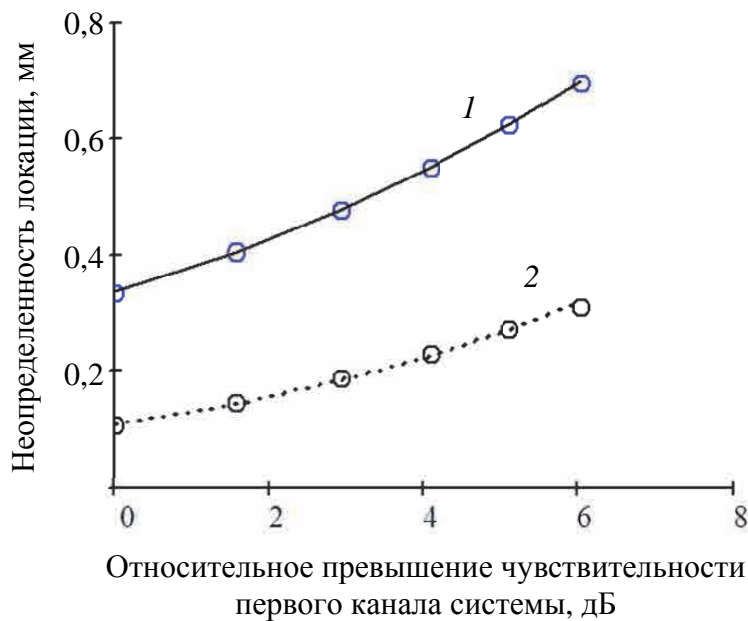
15 % расстояния между преобразователями.

В качестве параметра пьезоантенны, характеризующей ее предельную точность локации, разработаны интегральные характеристики: средняя и максимальная неопределенность (рисунок 2.13). Средняя неопределенность монотонно возрастает при увеличении относительной чувствительности акустических каналов. Методом наименьших квадратов построена аппроксимирующая зависимость

$$\lg \Delta_x = 0,077 \cdot N - 0,958,$$

где Δ_x – средняя неопределенность локации, м;

N – отношение чувствительностей, дБ.



1 – максимальная неопределенность; 2 – средняя неопределенность

Рисунок 2.13 – Зависимость неопределенности локации Δ_x от относительного превышения чувствительности первого канала N

После установки преобразователей акустической эмиссии на объект контроля проводится проверка чувствительности акустико-эмиссионных каналов, при этом максимальное отношение чувствительностей любых двух каналов составляет 6 дБ. Для достоверной оценки относительных чувствительностей акустико-эмиссионных преобразователей во всем спектре предложен способ

[168], основанный на возбуждении и регистрации широкополосных шумовых сигналов. Средняя неопределенность координат в этом случае составляет 0,3 м. При этом реализуется не плоскостная локация, а зонная, так как размеры неопределенностей координат составляют $1/3$ расстояния между преобразователями.

Так как при увеличении размеров пьезоантенны с сохранением отношения сторон неопределенность в абсолютной форме возрастает пропорционально размеру, то для характеристики точности пьезоантенны перспективно использовать приведенную погрешность, которая составляет $\gamma = 30\%$.

Геометрия прямоугольной пьезоантенны определяется отношением ее сторон. Приведенная погрешность вдоль наибольшей стороны при увеличении аспектного отношения от одного до десяти монотонно убывает от 10,7 до 9,0 % (рисунок 2.14). Следовательно, погрешность при измерении координаты в направлении наибольшей стороны изменяется незначительно, менее чем на $1/3$. При этом погрешность вдоль меньшей стороны изменяется почти в 2 раза. Таким образом, увеличение одной стороны пьезоантенны повышает приведенную погрешность во взаимно перпендикулярном направлении.

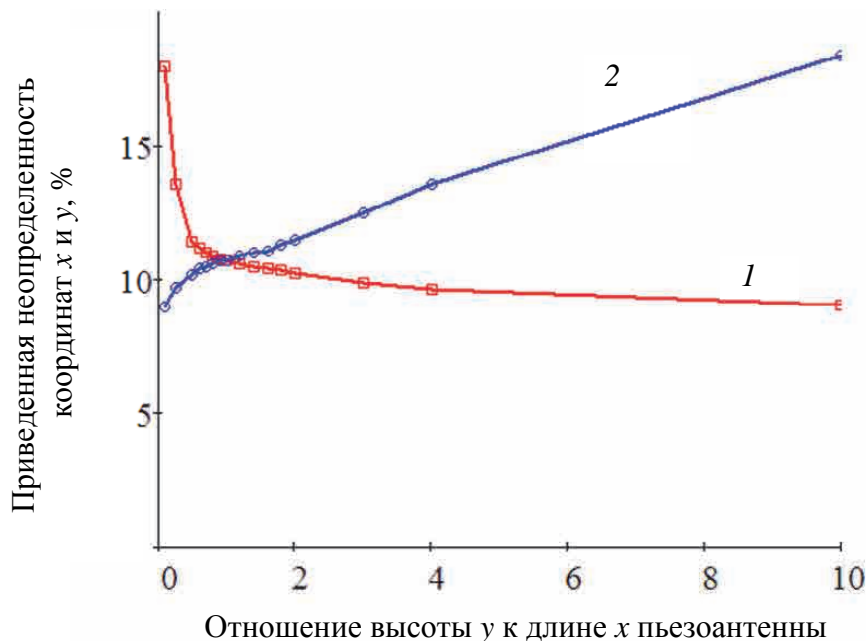


Рисунок 2.14 – Зависимость приведенной неопределенности координат x (1) и y (2) источника от отношения высоты y_{\max} к длине x_{\max} пьезоантенны

Пределы допустимой приведенной неопределенности в 10 % соответствуют площади неопределенности на уровне 1 %. Данная неопределенность обусловлена фундаментальными источниками погрешности, связанными с шумами в предыстории, уменьшением амплитуды и увеличением длительности переднего фронта акустико-эмиссионного импульса в процессе распространения в объекте контроля.

Выводы по второй главе

В объектах контроля, изготовленных из материала с неоднородной структурой, имеющих сложную форму, с расстоянием между границами l существенно меньше величины, обратной коэффициенту затухания δ ($l \ll \delta^{-1}$), форма акустико-эмиссионных импульсов в значительной степени определяется многократными отражениями. Интерференция переотраженных и рассеянных волн вызывает изменение формы акустико-эмиссионных импульсов при малозначительных вариациях первоначального воздействия. Аналитические модели сигналов акустической эмиссии не позволяют проводить анализ их параметров, связь которых со свойствами источника носит исключительно корреляционный характер с коэффициентом корреляции от 0,60 до 0,99.

Для оценки устойчивости к влиянию мешающих факторов предложена методика, основанная на корреляционном анализе параметров сигналов, зарегистрированных разными преобразователями от одного источника. При прочих равных условиях более устойчивым параметрам соответствуют высокие значения коэффициента корреляции. Методика позволяет проводить обоснованный выбор информативных параметров и оптимизировать их для объектов контроля определенного типа. Выполненный анализ устойчивости параметров сигналов в буксовых проемах боковых рам и кольцах подшипников позволил обосновать выбор информативного параметра для характеристики энерговыделения источника – среднего квадратического отклонения сигнала на временном интервале и определить его положение на временной оси и

длительность. При этом коэффициент корреляции параметра составил 0,9, в то время как амплитуды сигнала – не более 0,6.

В боковых рамах, колесных парах, кольцах подшипника в процессе акустико-эмиссионного контроля регистрируется значительное количество (100–1000) акустических помех, вызванных поверхностным растрескиванием остатков литейной формы, трением в сопряжениях деталей и в местах взаимодействия с нагружающим устройством. Погрешности измерения времени прихода сигналов на преобразователи приводят к локациям помех в зоне контроля и, следовательно, перебраковке деталей.

Разработана методика определения координат источников акустической эмиссии, основанная на преобразовании регистрируемых сигналов к виду, в котором экстремальное значение соответствует времени прихода сигнала на преобразователь. Для сигналов с сильной дисперсией, у которых относительная неопределенность скорости распространения $\delta C > 5 \%$, предложен двухинтервальный коэффициент, чувствительный к изменению формы сигнала. Разработана математическая модель, в рамках которой получены аналитические зависимости неопределенности времени прихода Δ от максимального значения двухинтервального коэффициента K_{\max} , длительности интервала усреднения T , коэффициента k_P , определяемого уровнем доверительной вероятности P : $\Delta = k_P \cdot T \cdot K_{\max}^{-0,5}$. Это позволило создать алгоритмы плоскостной локации источников акустической эмиссии с оценкой доверительных границ их координат. Реализованная фильтрация с использованием модернизированного двухинтервального коэффициента внедрена в программное обеспечение цифровых акустико-эмиссионных систем СЦАД 16.03 и СЦАД 16.10 (ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина») и обеспечивает обнаружение информативных сигналов от развивающихся дефектов при ресурсных и прочностных испытаниях образцов на фоне значительного количества акустических помех. Методика обеспечивает уверенную локацию сигналов от трещины во внутренних углах буксового проема боковых рам и в кольцах подшипников.

Предложена методика анализа акустического тракта для оценки

неопределенности координат источников акустической эмиссии на этапе разработки схемы локации. Для прямоугольной пьезоантенны изменение отношения сторон в диапазоне от 0,5 до 2,0 несущественно влияет на погрешность, увеличивая ее не более чем на 30 %. Различие в чувствительностях акустических каналов изменяет отношение сигнал / шум, что, в свою очередь, значительно увеличивает неопределенность времени начала импульса. Например, вариация 6 дБ отношения сигнал/шум на двух каналах акустической антенны приводит к двукратному увеличению неопределенности координат источников акустической эмиссии.

Разработанные методики обработки акустико-эмиссионных сигналов обеспечивают достоверную оценку параметров и координат источников акустической эмиссии в условиях регистрации малозначительных шумов и помех, влияния многочисленных переотражений от границ объекта контроля и рассеяния на неоднородностях структуры материала, литейных дефектов и неровностей поверхности. Оценка опасности усталостных дефектов производится по критериям браковки, основанным на закономерностях потоковых характеристик. Эти данные могут быть получены в процессе прочностных и усталостных испытаний образцов и реальных объектов контроля, сопровождаемых акустико-эмиссионным контролем.

3 ЗАКОНОМЕРНОСТИ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ ПРИ РАЗВИТИИ ТРЕЩИН И ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ МАТЕРИАЛОВ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ

3.1 Акустическая эмиссия материала боковых рам вагонов

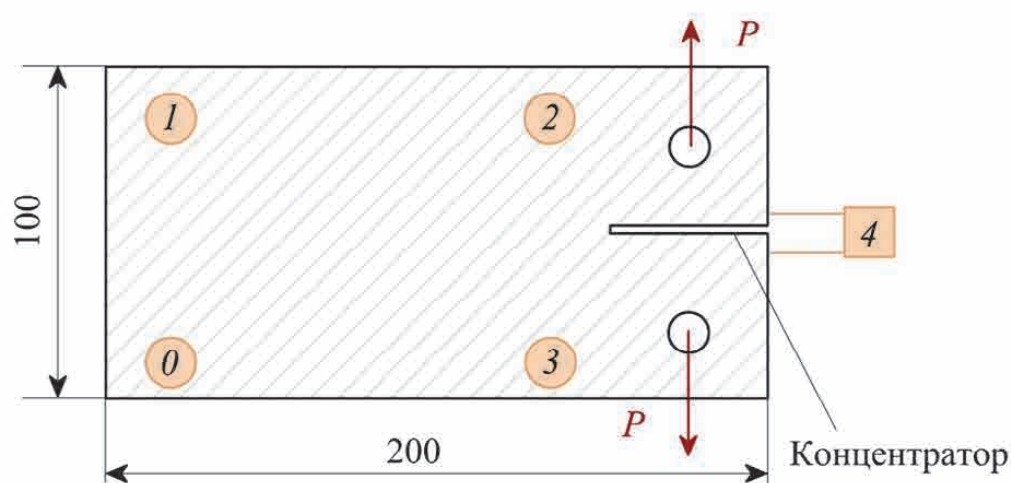
Для диагностики боковых рам и надрессорных балок [68, 69] тележек грузовых вагонов при плановых видах ремонта применяются вихретоковый и магнитные методы неразрушающего контроля. Для повышения надежности литых деталей тележки, исчерпавших установленный заводом–изготовителем ресурс, проводится акустико-эмиссионный контроль. Существующая методика контроля методом акустической эмиссии [5, 100, 102, 149, 153, 154] боковых рам и надрессорных балок направлена на предотвращение будущих отказов уже бывших в эксплуатации деталей. Применяемые при контроле критерии браковки являются максимально жесткими и направлены на отбор бездефектных деталей из заведомо непригодных к эксплуатации по сроку службы [140, 138, 141].

Технология акустико-эмиссионного контроля [6] при плановых видах ремонта требует другого подхода [32], при котором необходимо минимизировать не только вероятности недобраковки, но и вероятности ошибок другого рода – перебраковки. Необходимая связь критических значений диагностических сигналов с вероятностями ошибок определения диагноза объекта контроля может быть получена только в процессе испытаний образцов [64] и объектов контроля с естественными усталостными дефектами.

Для исследования закономерностей изменения потоковых характеристик акустической эмиссии в процессе развития усталостной трещины и развития области пластической деформации материала выполнены испытания образцов из материала литых деталей тележки – стали 20ГЛ.

Испытания образцов проводились по схеме, воспроизводящей процесс эксплуатации и ремонта боковых рам грузовых вагонов. Образцы [29] нагружались в электрогидравлической машине MTS-50 растягивающей

циклической силой P (рисунок 3.1) с амплитудой 25 кН. Через каждые 5–20 тыс. циклов нагружение приостанавливалось и проводился акустико-эмиссионный контроль в процессе нагружения монотонно возрастающей силой до максимального значения 30 кН. Во всех испытаниях образцы доводили до разрушения. Число циклов до разрушения зависело от толщины образца, количества и размеров литейных дефектов и изменялось от 60 до 250 тыс. Подробный металлографический анализ разрушенных фрагментов приведен в [103].



0, 1, 2, 3 – преобразователи акустической эмиссии; 4 – датчик раскрытия трещины; P – испытательная нагрузка

Рисунок 3.1 – Образец из материала боковых рам

В процессе циклического нагружения [66] в образце возникала и развивалась усталостная трещина. При статическом нагружении фиксировались параметры акустической эмиссии, связанные с процессами развития трещины.

Всего испытаниям подвергались шесть образцов толщиной от 8 до 13 мм размером 100×200 мм, изготовленных из верхнего пояса боковых рам коробчатого сечения. Поскольку образцы изготавливались из реального объекта контроля, то их толщина была переменной в диапазоне от 8,5 до 12,5 мм. В образцах имелись литейные дефекты [103]: поры и раковины (рисунок 3.2). Источником развития трещины являлся пропилен длиной 45 мм.

Процесс развития трещины контролировался штатным MTS датчиком

раскрытия (поз. 4 на рисунок 3.1), синхронизированным по времени с акустико-эмиссионной системой. Сигналы акустической эмиссии регистрировались преобразователями акустической эмиссии с полосой пропускания от 0,1 до 0,7 МГц. Преобразователи устанавливались на одной стороне образца в углах прямоугольника (поз. 0–3 на рисунке 3.1). Для регистрации сигналов акустической эмиссии, фильтрации и первичной обработки использовалась акустико-эмиссионная система СЦАД 16.03 (ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина», СГУПС). Окончательная обработка сигналов проводилась в специализированном разработанном программном обеспечении (Свидетельство № 2010612114, 2010 г.) и универсальном программном обеспечении MathCad.

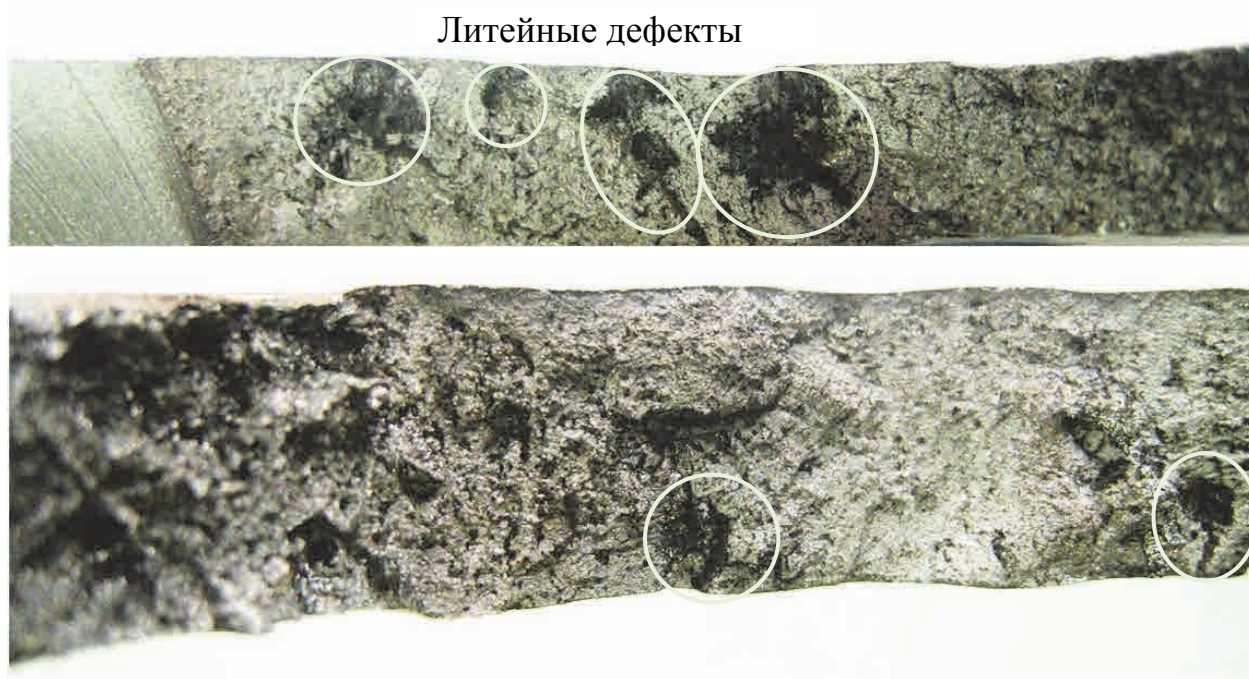


Рисунок 3.2 – Изломы образцов с литейными дефектами

По разности времен прихода сигналов на преобразователи проводилась плоскостная локация источников, координаты которых использовались для определения местоположения вершины трещины и фильтрации сигналов, возникающих в местах взаимодействия образца с захватами нагружающего устройства.

В процессе циклических испытаний длина трещины и пластическая

деформация контролировалась по увеличению раскрытия берегов трещины или концентратора (рисунок 3.3). В результате циклической наработки увеличивается остаточное раскрытие трещины (поз. 2 на рисунке 3.3).

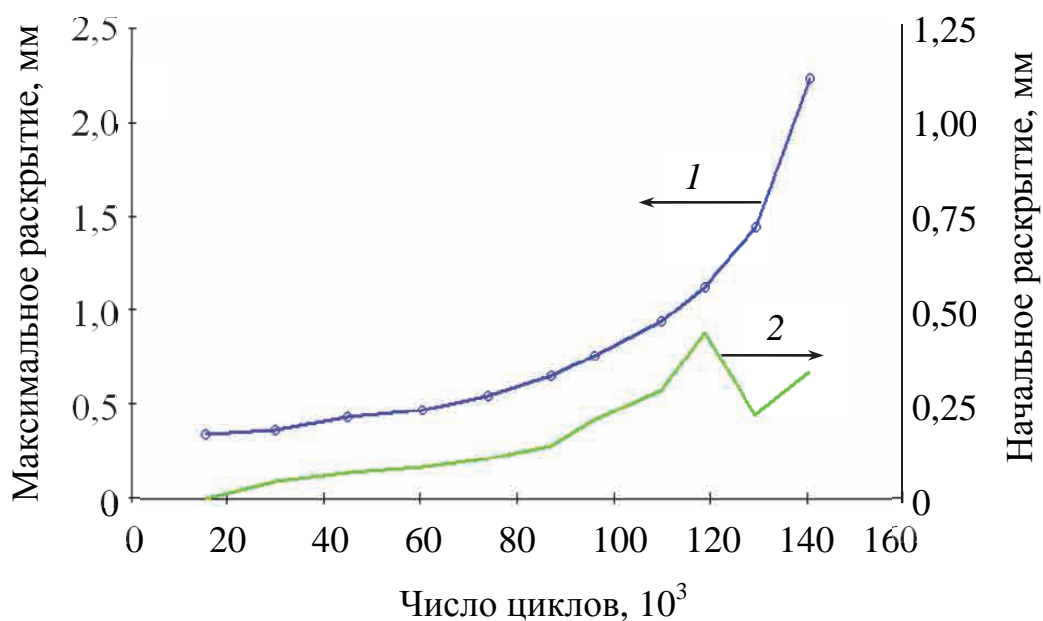


Рисунок 3.3 – Зависимость максимального (1) и начального (2) раскрытия трещины при статическом нагружении образца № 2 от числа циклов

Немонотонное изменение деформации (поз. 2 на рисунке 3.3) в диапазоне от 120 до 130 тыс. циклов связано с проскальзыванием датчика по поверхности образца. Амплитудное значение раскрытия трещины при статическом нагружении (поз. 1 на рисунке 3.3) монотонно возрастала, что свидетельствует о росте трещины.

Для всех образцов увеличение раскрытия трещины фиксировалось уже на начальном этапе испытаний, а скорость изменения раскрытия монотонно возрастает. Подобные закономерности характерны для малоциклового усталости, связанной с повторно-пластическим деформированием материала. В образцах № 5 и № 6 (рисунок 3.4) перед разрушением зафиксировано резкое (более чем в два раза) увеличение раскрытия трещины, а у образца № 2 такая закономерность не обнаружена, что связано со значительным количеством (от 8 до 12 тыс.) циклов между его статическими испытаниями.

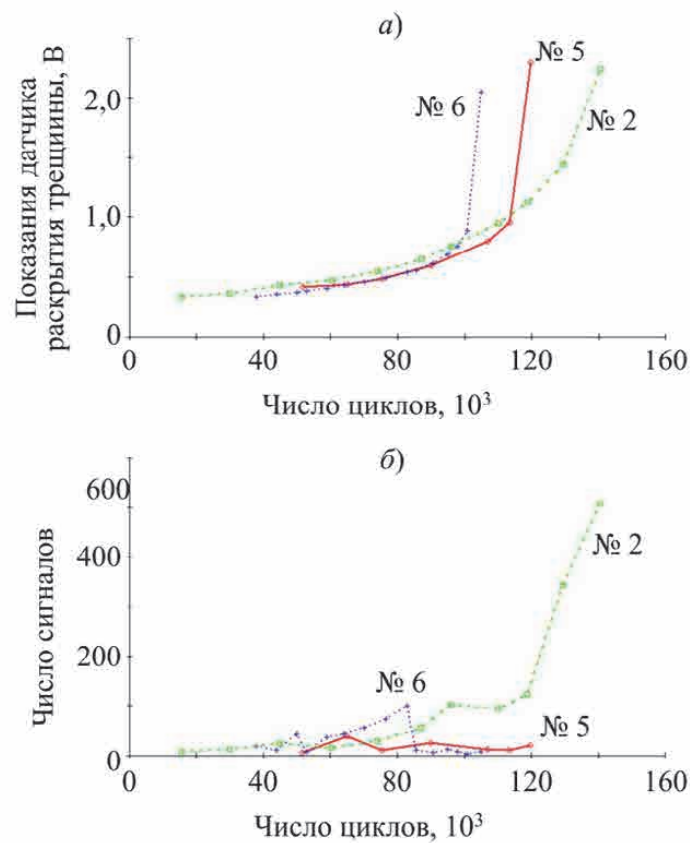


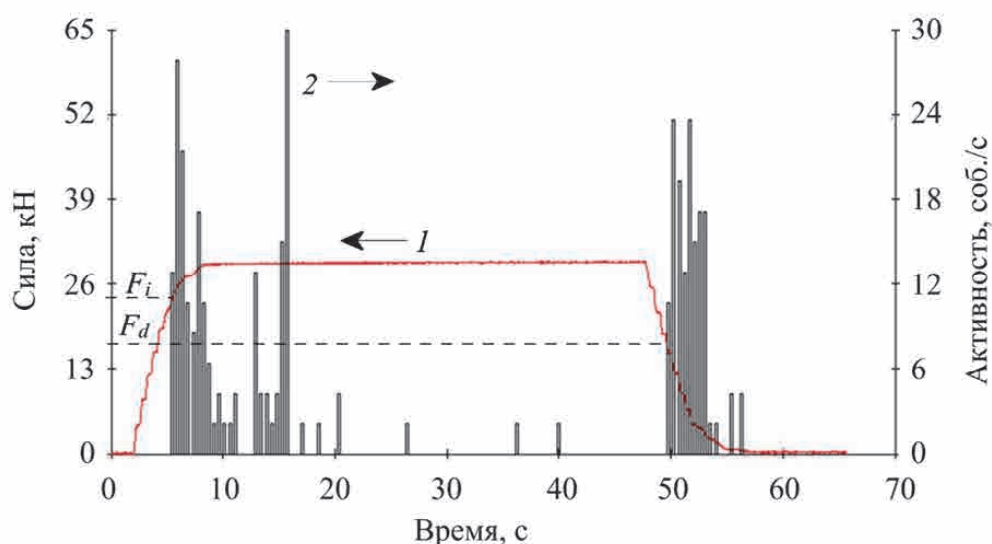
Рисунок 3.4 – Зависимость максимальных показаний датчика раскрытия трещины (а) и числа сигналов акустической эмиссии (б) от числа циклов нагружения образцов № 2, № 5 и № 6

В условиях малоциклового усталости основным механизмом возбуждения сигналов акустической эмиссии является пластическая деформация в области концентратора. Зависимость числа сигналов акустической эмиссии при нагружении монотонно возрастающей силой от количества приложенных циклов показана на рисунок 3.4, б. Очевидных закономерностей, которые позволяли бы связать регистрируемый параметр акустической эмиссии с числом циклов нагружения или раскрытием трещины, не наблюдается. Например, для образца № 2 характерно увеличение числа сигналов вплоть до разрушения, для образца № 6 – наличие максимума при 80 тыс. циклов, а для образца № 5 – примерно постоянный уровень от 20 до 40 сигналов.

Число сигналов акустической эмиссии в первую очередь зависит от размеров области и степени пластической деформации [12, 240]. Отсутствие

закономерности связано с типом испытаний, при котором трещины развиваются по сложной траектории с выходом на боковую грань образца, и наличием в материале образца дефектов литья, которые влияют на параметры развития трещины [31]. Поэтому в процессе распространения трещины характер пластического течения в ее устье изменяется случайным образом, что определяет достаточно сложный характер зависимости числа сигналов акустической эмиссии от числа циклов нагружения.

Во всех испытаниях сигналы акустической эмиссии регистрировались в процессе как повышения, так и снижения нагрузки (рисунок 3.5) [252], что свидетельствует о пластической деформации при обоих направлениях изменения испытательного усилия. Возникающие при нагрузке и разгрузке сигналы акустической эмиссии анализировались отдельно.



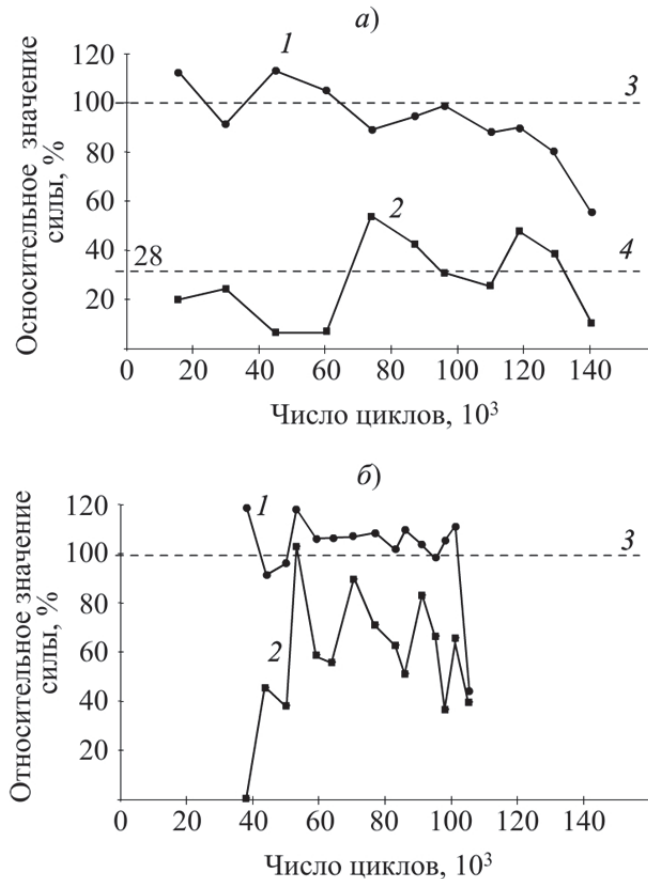
F_i, F_d – нагрузка начала регистрации сигналов акустической эмиссии при повышении и снижении нагрузки соответственно

Рисунок 3.5 – Зависимость испытательной силы (I) и активности акустической эмиссии (2) от времени при монотонном нагружении образца № 6 после наработки 83 тыс. циклов

Сигналы, превышающие установленный порог дискриминации 20 мкВ, при нагружении регистрируются после превышения испытательной силой некоторого критического значения F_i , а при разгрузке – после ее уменьшения до значения

ниже F_d (см. рисунок 3.5).

Зависимости этих параметров от числа циклов для образцов № 2 и № 6 показаны на рисунке 3.6. Во всех испытаниях за 5–10 тыс. циклов до разрушения (от 5 до 10 % общего количества циклов) наблюдается резкое снижение силы F_i начала стационарной акустической эмиссии.



3 – амплитуда силы циклического нагружения, 4 – средняя сила F_d

Рисунок 3.6 – Зависимость относительных значений силы начала регистрации стационарной акустической эмиссии при нагружении F_i (1) и при разгрузке F_d (2) от числа циклов для образцов № 2 (а) и № 6 (б)

Особенностью образца № 2 является наличие тенденции к уменьшению силы F_i на всех этапах развития трещины, поэтому снижение силы до уровня 90 % наблюдается за 30 тыс. циклов (20 %) до разрушения. Сила F_d начала стационарной акустической эмиссии при снижении нагрузки испытывает значительны флуктуации, что делает неэффективным ее использование в качестве единственного критерия браковки деталей.

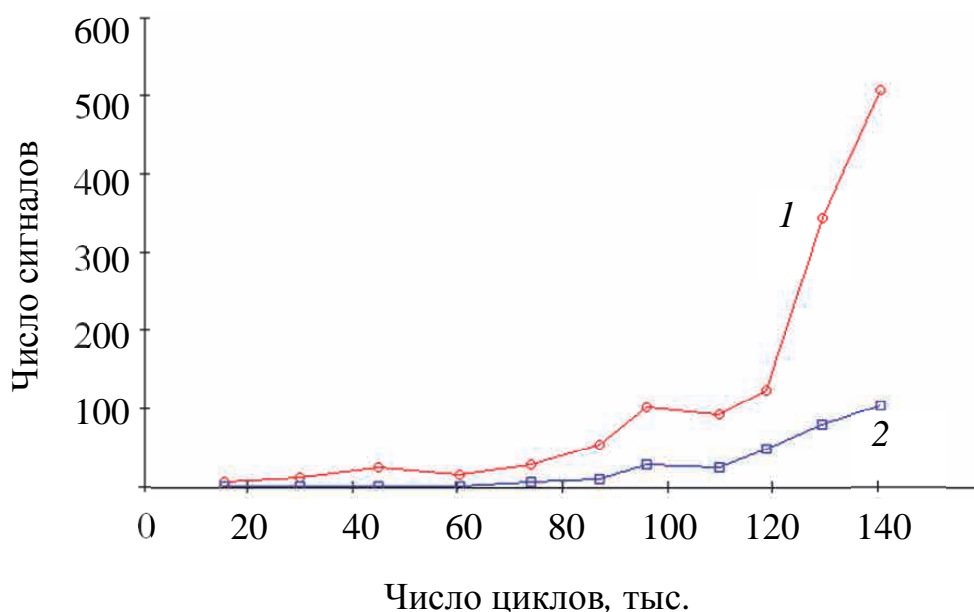


Рисунок 3.7 – Зависимость числа сигналов акустической эмиссии, регистрируемых в процессе статического нагружения при повышении (1) и снижении (2) нагрузки, от числа циклов

Число сигналов акустической эмиссии при увеличении нагрузки изменяется сложным образом (рисунок 3.8), так, при превышении определенного уровня испытательной силы активность сигналов акустической эмиссии резко возрастает. В области нагрузок меньше 20 кН регистрируются отдельные сигналы, акустическая эмиссия при этом носит нестационарный характер. Число сигналов нестационарной акустической эмиссии при всех испытаниях не превышает 20. Нагружение свыше 20 кН приводит к появлению стационарной акустической эмиссии, причем зависимость числа сигналов от значения силы описывается линейной зависимостью

$$N = \alpha \cdot (P - P_0) + N_0, \quad (3.1)$$

где α – коэффициент, определяемый методом наименьших квадратов по экспериментальным данным, кН^{-1} ;

P_0 – сила начала стационарной акустической эмиссии, кН;

N_0 – число сигналов нестационарной акустической эмиссии.

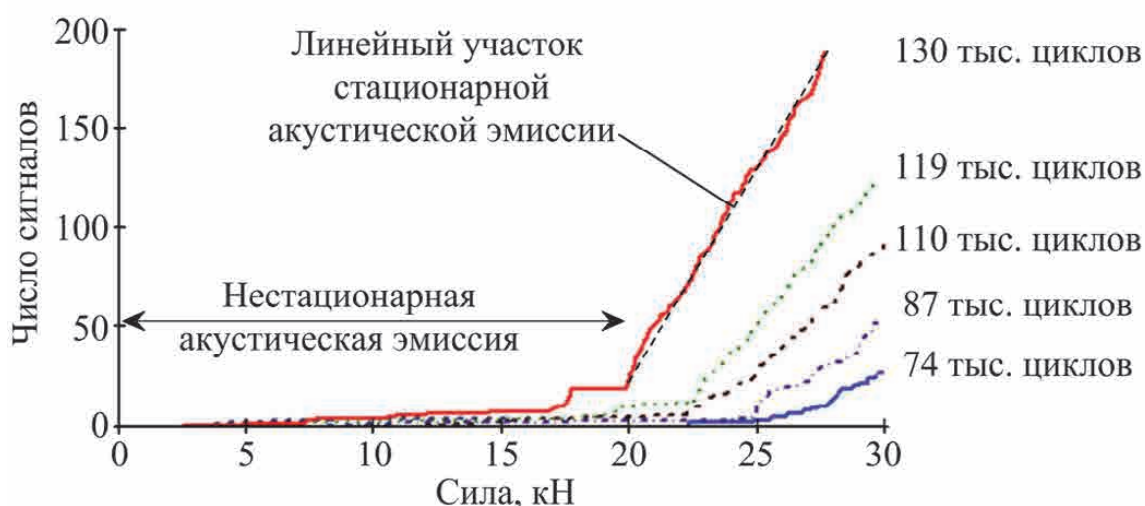


Рисунок 3.8 – Зависимость числа сигналов от испытательной силы при нагружении монотонно возрастающей нагрузкой после заданного количества тыс. циклов

Скорость роста числа сигналов акустической эмиссии по нагрузке описывается коэффициентом α в уравнении (3.1). При относительно небольшом количестве циклов (менее 87 тыс.) стационарная акустическая эмиссия появляется при нагрузках, превышающих максимальную нагрузку циклического нагружения. Увеличение длины трещины приводит к уменьшению нагрузки P_0 , которая при 130 тыс. циклов перед разрушением составляет 20 кН. Появление стационарной акустической эмиссии при нагрузках около 80 % от максимальной нагрузки циклического нагружения свидетельствует о нарушении эффекта Кайзера и, следовательно, об активном развитии усталостного дефекта. В процессе роста трещины монотонно увеличивается скорость роста числа сигналов по нагрузке α , которая при изменении числа циклов от 110 до 130 тыс. увеличивается с 12 до 21 кН^{-1} .

Для исследования динамики амплитудного распределения сигналов акустической эмиссии в процессе роста трещины по экспериментальным данным для различного количества циклов нагружения построены зависимости относительной частоты зарегистрированных сигналов от их амплитуды (рисунок 3.9). Для всех образцов за 10–20 тыс. циклов (для образца № 2 за 40–50 тыс.) до разрушения наблюдается повышение доли высокоамплитудных

сигналов (с амплитудой более 300 мкВ), что свидетельствует об исчерпании запаса пластичности и начале работы хрупкого механизма разрушения. Для образца № 2 относительное количество высокоамплитудных сигналов не превышает 5 %, при этом средняя амплитуда всех сигналов за время испытаний монотонно возрастает от 40 до 75 мкВ.

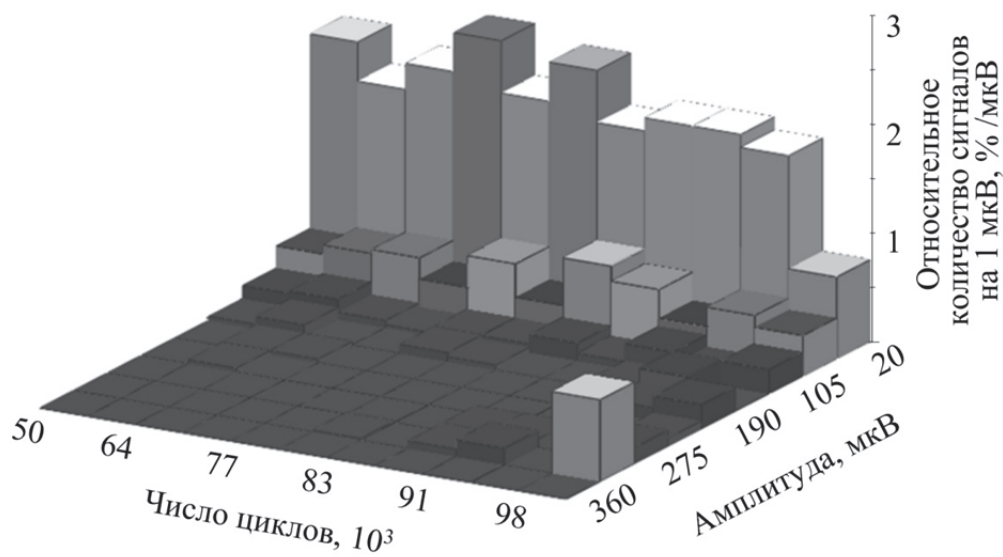


Рисунок 3.9 – Динамика изменения амплитудного распределения сигналов акустической эмиссии при статических испытаниях от числа циклов нагружения образца № 6

В процессе роста усталостной трещины увеличивается коэффициент концентрации, а следовательно, в материале возрастают механические напряжения. При этом увеличивается средняя амплитуда сигналов. С точки зрения разработки технологии контроля боковых рам особенно важными являются амплитудные характеристики, которые напрямую влияют на уровни порога дискриминации, уровни фильтрации сигналов и достоверность их локализации. Например, для образца № 2 скорость роста амплитуды сигналов акустической эмиссии составила 0,23 мкВ на 1 тыс. циклов (рисунки 3.10 и 3.11).

Браковка боковых рам основывается преимущественно на анализе числа зарегистрированных сигналов акустической эмиссии в процессе нагружения на

специализированных стендах. В деталях выявляются слабые участки, в которых развивается пластическая деформация, и это приводит к высокому уровню браковки (5–10 %) новых деталей.

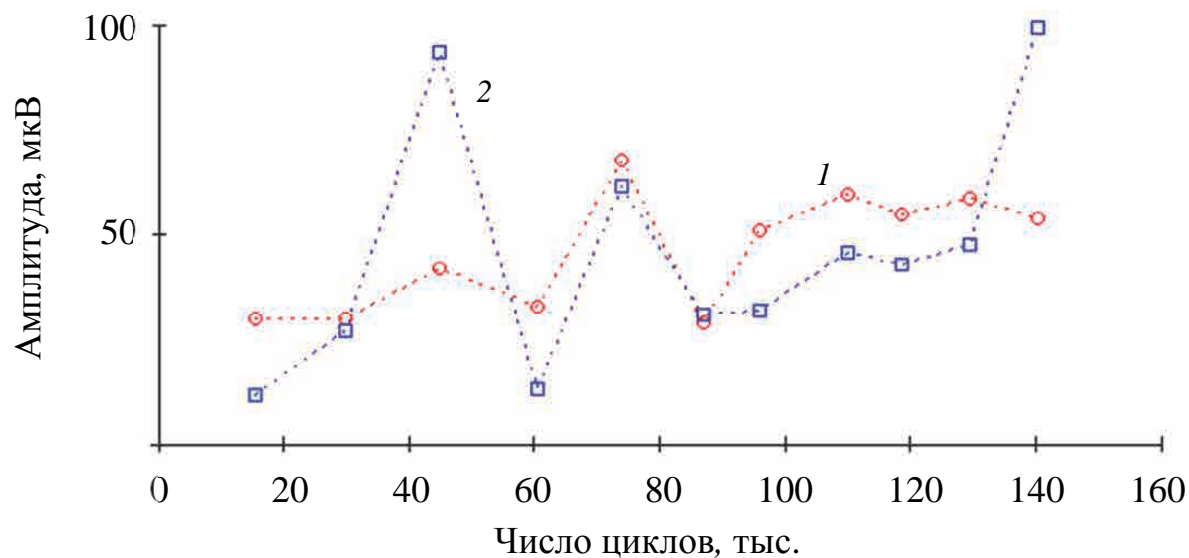


Рисунок 3.10 – Зависимость средней амплитуды сигналов акустической эмиссии, регистрируемых в процессе статического нагружения при повышении (1) и снижении (2) нагрузки, от числа циклов

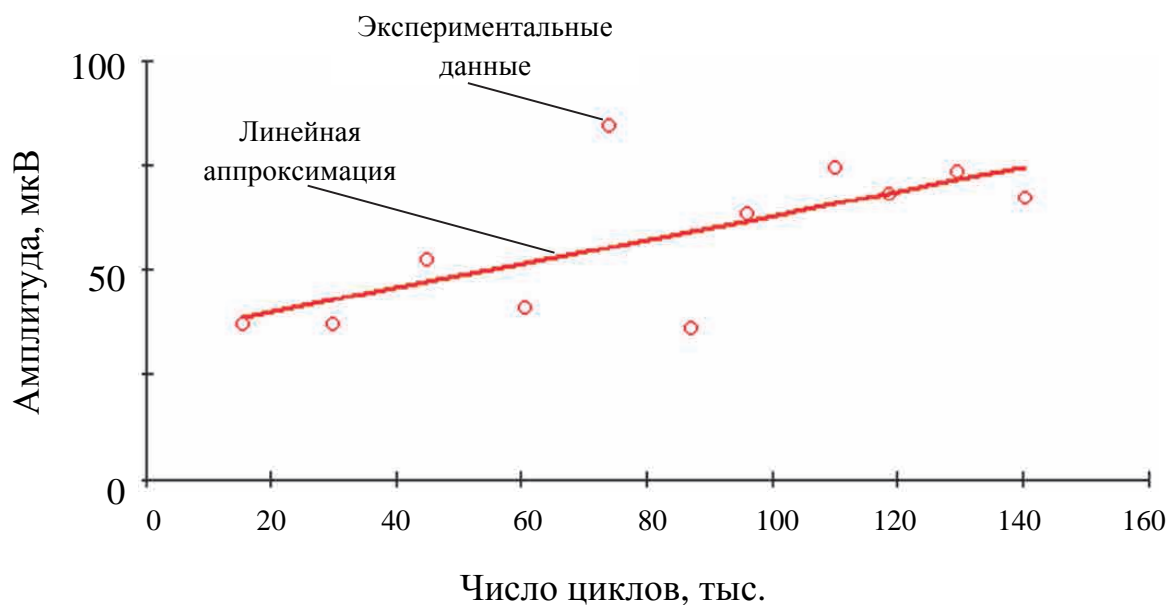


Рисунок 3.11 – Зависимость средней амплитуды сигналов акустической эмиссии при увеличении силы статического нагружения от числа циклов

Для повышения достоверности контроля и снижения вероятностей перебраковки деталей, установленный срок службы которых не исчерпан, предлагается ввести в критерии браковки методом акустической эмиссии анализ относительного значения начала стационарной акустической эмиссии и амплитудного распределения. Рекомендуемое пороговое значение относительной силы составляет 80 % от максимальной рабочей нагрузки, пороговое значение амплитуды – 300 мкВ.

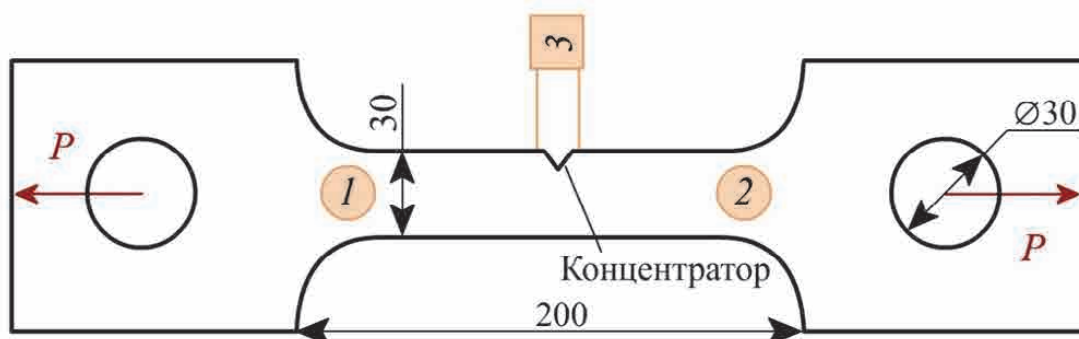
Выполненные испытания образцов из материала боковых рам показали, что сложный характер развития трещины, связанный с литой структурой материала, определяет слабую зависимость числа сигналов от раскрытия трещины. Только у одного образца наблюдается монотонный рост числа сигналов в процессе развития трещины. Применение значения силы начала стационарной акустической эмиссии позволяет обнаруживать трещину в материале образца, когда до разрушения остается 5–20 % от общего количества циклов. Использование для браковки высокоамплитудных (более 300 мкВ) сигналов позволяет обнаруживать переход от вязкого разрушения к хрупкому за 10–40 % циклов до разрушения.

3.2 Акустическая эмиссия материала осей колесных пар

Для исследования закономерностей акустической эмиссии в осевой стали марки ОС по ГОСТ 4728 [70] были изготовлены десять плоских образцов (рисунок 3.12) толщиной $(9,0 \pm 0,5)$ мм для испытаний на растяжение. С одной из боковых поверхностей в средней части образца был выполнен концентратор с углом 90° , глубиной 2 мм и радиусом вершины 0,01 мм. Для исключения влияния неровностей поверхности на результаты испытаний рабочая поверхность шлифовалась до шероховатости $Rz = 10$ мкм.

Образцы нагружались на растяжение на специализированной установке с программным управлением INSTRON 8800. Монотонное нагружение проводилось до усилия 160 кН при максимально возможной воспроизводимой

нагружающим устройством нагрузке 250 кН. Скорость нагружения 1,3 кН/с выбиралась исходя из оптимального времени испытания, при котором отсутствуют шумы и помехи, а активность сигналов не превышает максимально допустимого значения для системы СЦАД 16.03 не более 100 с^{-1} .



1, 2 – преобразователи акустической эмиссии; 3 – датчик раскрытия трещины;
P – испытательная нагрузка

Рисунок 3.12 – Образец для испытаний

В процессе исследований проводили два типа испытаний: статические (монотонно возрастающей нагрузкой) и усталостные (нагрузкой, изменяющейся по периодическому закону). При статическом нагружении разрушающая нагрузка составляла порядка 150 кН. При циклическом нагружении на частотах от 3 до 5 Гц испытательная сила изменялась по синусоидальному закону от 18 кН до максимальной силы в диапазоне от 90 до 105 кН. При усталостных испытаниях частота изменения силы составляла 5 Гц.

Контроль испытательной нагрузки проводился штатным датчиком нагружающего устройства, погрешность которого не превышала 10 Н. Деформация материала в области концентратора регистрировалась штатным датчиком машины INSTRON 8800, база которого составляла 12,5 мм, а предел чувствительности не более 0,24 мкм.

В процессе настройки и измерения шумов обнаружен недопустимо высокий уровень собственных акустических шумов нагружающего устройства даже при постоянной нагрузке, связанный с работой гидравлического распределителя. Для предотвращения шумов разработаны и созданы специализированные захваты с

пальцевым креплением образца и передачей нагрузки через слои изоляционного материала, чередующиеся со стальными слоями. Изменение жесткости силовой цепи компенсировалось подбором параметров PID-регулятора в предварительных испытаниях. Принятые меры позволили уменьшить уровень шума во всем интервале рабочих нагрузок до 10 мкВ на входе предварительного усилителя.

Сигналы акустической эмиссии регистрировались цифровой акустико-эмиссионной диагностической системой СЦАД 16.03 (в Государственном реестре под номером 18892–99) с записью оцифрованной формы сигналов в электронном виде. Первичными преобразователями являлись стандартные для системы СЦАД полосовые преобразователи ПП АЭ 0,1-0,7 с полосой пропускания от 0,1 до 0,7 МГц.

Предварительная обработка проводилась в программном обеспечении «AES51», а окончательный анализ результатов контроля – в разработанном программном обеспечении и с использованием стандартных пакетов MathCad и Excel.

При обработке вычислялись информативные параметры акустико-эмиссионных сигналов:

- время начала сигнала с использованием пороговых и «двухинтервальных» методов,
- координаты источников акустической эмиссии;
- амплитуда и размах сигнала;
- среднее квадратическое значение сигнала на интервале;
- MARSE;
- длительность переднего фронта сигнала.

Линейная локация дискретных сигналов акустической эмиссии проводилась по разности времен прихода сигналов на два преобразователя акустической антенны. При этом за счет линейной локации получали пространственное распределение источников акустической эмиссии в рабочей части образца и проводили пространственную фильтрацию сигналов от источников, расположенных в области захватов нагружающего устройства.

Анализ потока сигналов проводился путем сравнения активности, числа сигналов, амплитудного распределения с зависимостью деформаций и испытательных усилий от времени. Деформации и нагрузки измерялись с частотой 1 Гц штатными средствами нагружающего устройства. Для синхронизации результатов измерений INSTRON 8800 и системы СЦАД 16.03 разработано и использовалось специальное электронное устройство с погрешностью времени не более 1 мс.

Преобразователи акустической эмиссии (ПАЭ1 и ПАЭ2 на рисунке 3.13) закреплялись симметрично относительно концентратора образца на расстоянии 60 мм с одной стороны. Калибровка проводилась с помощью имитатора Су-Нильсена и электронного имитатора, входящего в комплекс акустико-эмиссионной системы СЦАД 16.03. Работающий в режиме излучения преобразователь располагался в средней части образца вблизи концентратора и возбуждался сигналом электронного имитатора прямоугольной формы с длительностью не более 50 мкс и амплитудой 6 В. Для повышения точности локации источников амплитуда сигналов на преобразователях выравнивалась на уровне 6 дБ путем притирки преобразователей и изменения коэффициентов усиления каналов.

Преобразователи типа датчик раскрытия трещины располагались на боковой поверхности образца (ДТ1 и ДТ2 на рисунке 3.13). Преобразователь ДТ1 регистрировал деформации непосредственно материала концентратора, а ДТ2 – материала рабочей части образца. Контроль деформаций двух элементов образца с различным уровнем напряжений, позволил проанализировать потоки акустико-эмиссионных сигналов отдельно.

В процессе испытаний реализовывался мягкий тип нагружения, при котором управляли испытательным усилием. Образец разрушался по концентратору напряжений, при этом разрушающие усилия изменялись в диапазоне от 150 до 154 кН, а соответствующие напряжения составляли от 640 до 658 МПа. На зависимостях силы от деформации для всех образцов (рисунок 3.14) площадка и «зуб» текучести не наблюдались.

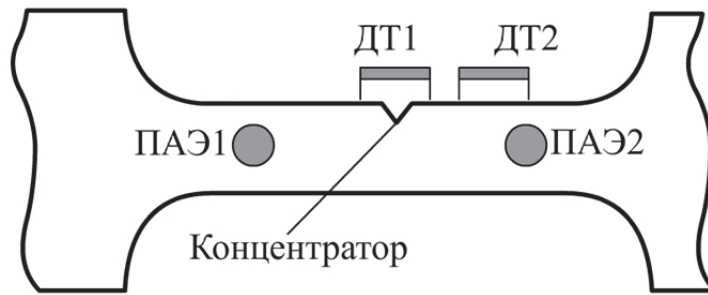


Рисунок 3.13 – Расстановка преобразователей акустической эмиссии (ПАЭ1 и ПАЭ2) и тензометрических преобразователей (ДТ1 и ДТ2) на рабочей части образца

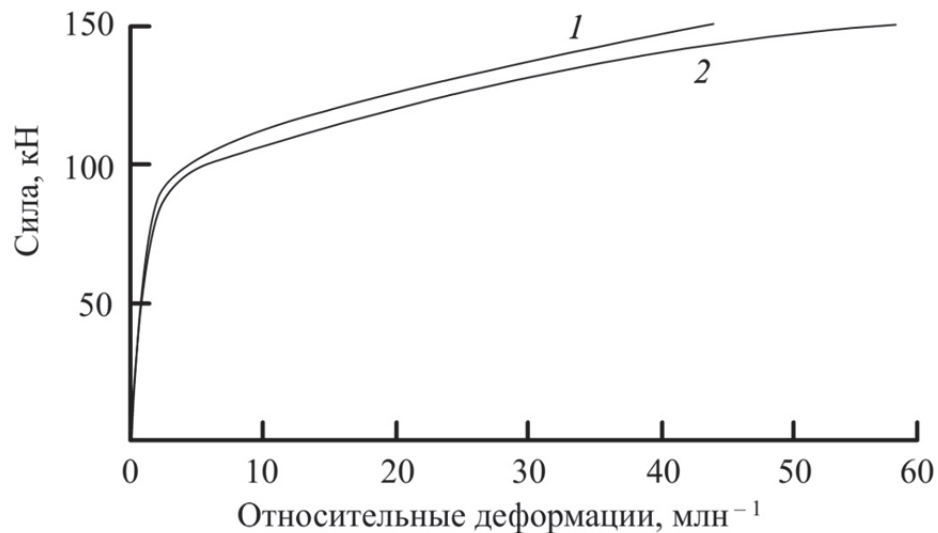


Рисунок 3.14 – Зависимость растягивающей силы от относительной деформации вне концентратора (1) и в области концентратора (2)

Оценку начала текучести проводили по уровню остаточных деформаций 0,2 %, аппроксимируя начальный участок кривой деформирования линейной зависимостью. В рабочей части образца вне концентратора текучесть начинается при нагрузках 103 кН, что соответствует механическим напряжениям 409 МПа. В области концентратора начало текучести соответствует нагрузкам около 92 кН, что на 10 % ниже нагрузок в рабочей части образца. Остаточные деформации образца после разрушения распределены следующим образом: в области концентратора – 5,8 %, а в рабочей части – около 4,4 %.

Зависимости числа сигналов дискретной стационарной акустической эмиссии для уровня дискриминации 340 мкВ, испытательной силы и деформации от времени приведены на рисунке 3.15. На графиках силы (рисунок 3.15, б) и деформации (рисунок 3.15, в) после перехода через предел текучести наблюдаются изменения: производная силы уменьшается, а производная деформаций увеличивается. Зависимость числа сигналов акустической эмиссии от времени (рисунок 3.15, а) характеризуется резким изменением в области перехода от упругой к пластической деформации.

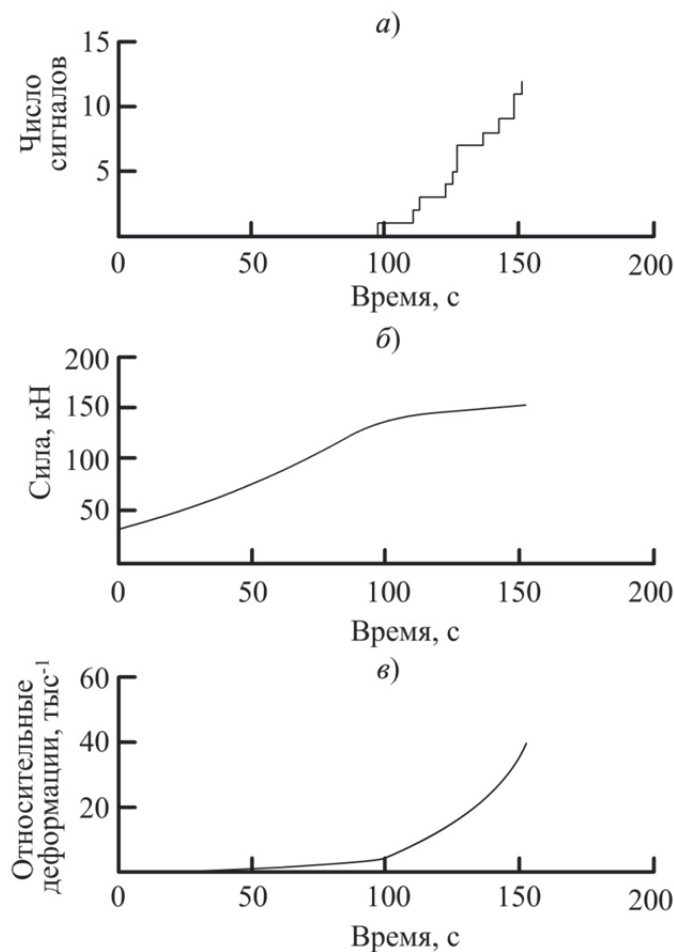


Рисунок 3.15 – Зависимость числа сигналов акустической эмиссии с порогом дискриминации 340 мкВ (а), испытательной силы (б) и относительной деформации рабочей части образца (в) от времени при монотонном нагружении до разрушения

В упругой области сигналы дискретной акустической эмиссии не фиксируются, что связано с отсутствием в материале процессов, вызывающих

релаксацию упругих напряжений. В области пластической деформации наблюдается стационарная акустическая эмиссия с постоянной средней активностью сигналов. Поскольку временные зависимости величин в значительной степени определяются работой нагружающего устройства, проведен корреляционный анализ числа сигналов акустической эмиссии с относительными деформациями образца. Коэффициент корреляции составил 0,98, что соответствует линейной зависимости числа сигналов от пластической деформации материала.

В опубликованных работах [17, 226] исследуется возможность обнаружения начала пластической деформации материала, которое связано с появлением сигналов акустической эмиссии. Действительно, в экспериментальных данных имеется достаточно сильная (более 0,9) корреляционная связь пластической составляющей деформации с числом сигналов акустической эмиссии. Экстраполяция зависимости числа сигналов на временную ось позволяет определить время начала пластической деформации и, следовательно, силу начала пластической деформации. Регистрация сигналов акустической эмиссии является случайным процессом, поток событий в котором часто независим и описывается распределением Пуассона. Неопределенность измерения силы начала пластической деформации, очевидно, зависит от среднего значения интервала времени между регистрацией двух последовательных событий и определяется активностью акустической эмиссии:

$$\Delta_F = \frac{\dot{F}}{\dot{N}}, \quad (3.2)$$

где \dot{F} – производная силы по времени, кН/с;

\dot{N} – активность акустической эмиссии, 1/с.

При испытаниях образцов из осевой стали с порогом дискриминации 340 мкВ неопределенность силы начала текучести составила 11 кН, а в относительных единицах – около 10 %

Исследование амплитудного и пространственного распределения сигналов акустической эмиссии проводилось с порогом дискриминации 40 мкВ.

Количество сигналов, регистрируемых в процессе испытаний, увеличилось более чем в 20 раз, что позволяет проводить их статистический анализ. На рисунке 3.16 приведены зависимости числа сигналов, относительных деформаций и амплитуды сигналов акустической эмиссии от испытательной силы.

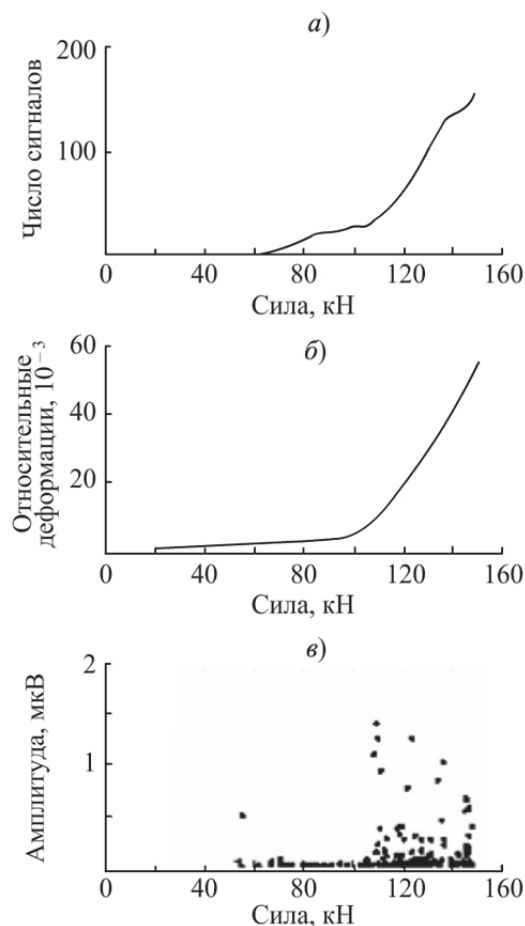


Рисунок 3.16 – Зависимость числа сигналов акустической эмиссии для порога дискриминации 40 мкВ (а), относительной деформации рабочей части (б) и амплитуды сигналов акустической эмиссии (в) от испытательной силы при однократном растяжении до разрушения

Зависимость числа сигналов (см. рисунок 3.16 а) от испытательной силы имеет сложный характер, отражающий наличие двух областей материала с различным уровнем напряжений и деформаций. В нижнем диапазоне сил до 60 кН стационарная акустическая эмиссия отсутствует, так как материал испытывает упругие деформации. Нагружение силой от 60 до 100 кН вызывает появление акустической эмиссии со средней производной числа сигналов по нагрузке не

более $0,6 \text{ кН}^{-1}$, а нагружение силой от 100 до 150 кН перед разрушением – более 2 кН^{-1} .

В процессе нагружения при изменении испытательной силы от 60 до 100 кН пластическая деформация сосредоточена только в области концентратора, относительно небольшой объем пластически деформируемого материала определяет среднее значение производной на уровне $0,6 \text{ имп./кН}$. При наступлении общей текучести всей рабочей части образца при силах свыше 100 кН производная числа сигналов по нагрузке увеличивается почти в 4 раза, что связано с увеличением объема пластически деформируемого материала.

При испытаниях пяти из десяти образцов переход от локальной пластической деформации к общей текучести рабочей части приводил к появлению высокоамплитудных сигналов (см. рисунок 3.16, в). Заметная доля сигналов с амплитудами свыше 500 мкВ на входе предварительного усилителя появляется в узком диапазоне нагрузок шириной не более 5 кН. В трех испытаниях начало регистрации высокоамплитудных сигналов предшествовало разрушению образца за 10 кН, а в двух испытаниях высокоамплитудная составляющая сигналов появлялась только в области начала пластической деформации концентратора напряжений. Неоднозначный характер изменения высокоамплитудной составляющей, по всей видимости, связан с состоянием боковой поверхности образца и не может быть использован для достоверной оценки уровня напряжений и деформаций в материале.

Динамика распределения (рисунок 3.17) координат источников сигналов акустической эмиссии вдоль образца соответствует процессу распространения зоны пластической деформации. В диапазоне сил от 60 до 100 кН в области концентратора от -10 до 10 мм расположено 80 % всех источников сигналов акустической эмиссии, так как в этой области сосредоточена пластическая деформация. Общая текучесть, которая возникает при силах от 100 кН, приводит к практически однородному распределению источников в рабочей части образца. Среднее квадратическое значение неопределенности координат источников акустической эмиссии не превышает 5 мм.

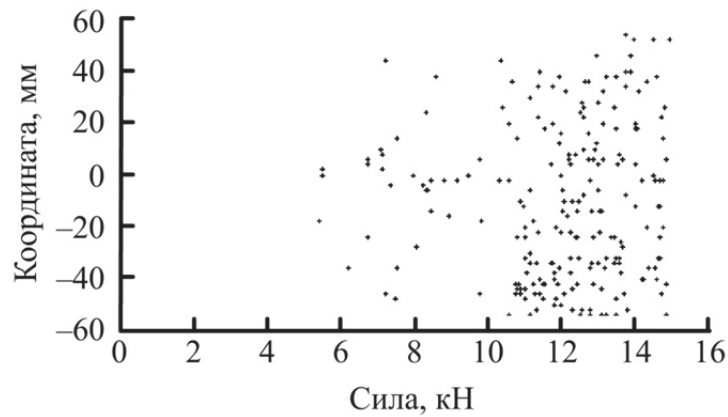


Рисунок 3.17 – Координата источников акустической эмиссии вдоль образца при различных значениях силы

Анализ временных зависимостей числа сигналов в различных областях образца представлен на рисунке 3.18. Вблизи концентратора анализировались источники акустической эмиссии в области от -5 до 5 мм, в рабочей части образца – от 30 до 70 мм и от -70 до -30 мм. Коэффициент корреляции числа сигналов из локальной области с силой по всем образцам составил $0,96$. Аппроксимация выполнялась линейной зависимостью методом наименьших квадратов. Перед аппроксимацией проводилась селекция сигналов нестационарной акустической эмиссии, регистрируемых на начальном этапе. Исключению подлежали сигналы, которые снижали коэффициент корреляции. Число сигналов при равномерной пластической деформации пропорционально объему пластически деформируемого материала

$$V = s \cdot l, \quad (3.3)$$

где s – площадь поперечного сечения, мм^2 ;

l – длина деформируемого участка образца, мм. Поэтому более правильно представить результат аппроксимации в виде:

$$N = a \cdot l \cdot s \cdot (F - F_0). \quad (3.4)$$

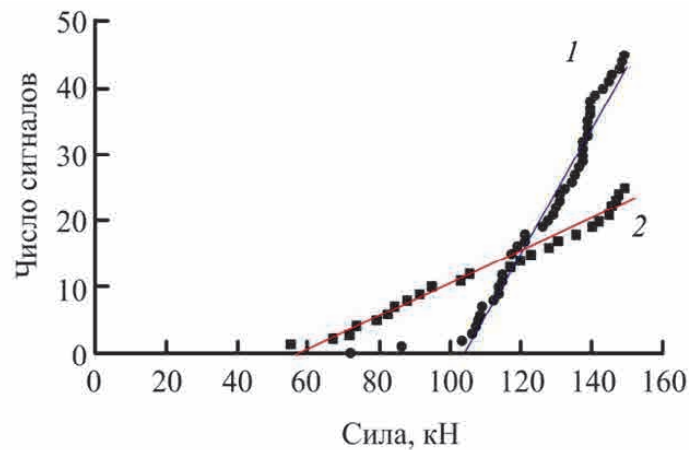
где N – число сигналов акустической эмиссии;

a – коэффициент линейной аппроксимации, $\text{кН}^{-1} \cdot \text{мм}^{-3}$;

F – нагрузка на образец, кН;

F_0 – параметр аппроксимации, кН.

Введение коэффициента a по формуле (3.4) позволяет учесть объем деформируемого материала, поэтому коэффициент характеризует свойства материала и его напряженно-деформированное состояние. В результате аппроксимации для зон $(-5; 5)$, $(-70; -30)$ и $(30; 70)$ коэффициент a составил $9,2 \cdot 10^{-5} \text{ кН}^{-1} \cdot \text{мм}^{-3}$, $9,6 \cdot 10^{-5} \text{ кН}^{-1} \cdot \text{мм}^{-3}$ и $9,4 \cdot 10^{-5} \text{ кН}^{-1} \cdot \text{мм}^{-3}$ соответственно. Все результаты согласуются с учетом погрешностей.



▪ – экспериментальные данные; /– линейная аппроксимация

Рисунок 3.18 – Зависимость числа сигналов акустической эмиссии в рабочей части образца (1) и вблизи концентратора (2) от испытательной силы,

Сила начала регистрации сигналов акустической эмиссии F_0 составила 57; 101 и 105 кН соответственно. Наличие концентратора напряжений приводит к снижению нагрузки начала пластической деформации и, следовательно, началу регистрации стационарной акустической эмиссии, что может быть использовано в качестве критерия обнаружения локальных участков с повышенным уровнем концентрации напряжений.

Число сигналов акустической эмиссии линейно зависит от испытательной силы с коэффициентом корреляции 0,96. Удельная (на единицу объема) скорость изменения числа сигналов по нагрузке в области концентратора и в рабочей части образца составляет $9,4 \cdot 10^{-5} \text{ кН}^{-1} \cdot \text{мм}^{-3}$. Сила начала регистрации сигналов стационарной акустической эмиссии определяется коэффициентом концентрации напряжений. Отношение значений сил начала регистрации сигналов акустической

эмиссии в области концентратора и в рабочей части образца позволяет оценить коэффициент концентрации и составляет 1,1.

Параметры аппаратуры и критерии браковки зависят от вида и параметров амплитудного распределения сигналов акустической эмиссии. Достоверность результатов акустико-эмиссионного контроля в значительной степени определяется согласованностью порогов дискриминации акустико-эмиссионной системы и чувствительности ее каналов с амплитудным распределением сигналов акустической эмиссии. Пластическая деформация, образование и развитие трещин сопровождаются потоком сигналов акустической эмиссии, в котором распределение амплитуд подчиняется определенному закону. В результате регистрации аппаратурой поток сигналов искажается, что связано с фильтрацией сигналов с амплитудой меньше порога дискриминации. В работе [40] предложены методики восстановления потока событий на основе известного амплитудного распределения. На амплитуду распространяющегося в объекте контроля механического сигнала акустической эмиссии оказывают влияние акустический контакт преобразователя и процессы, связанные с затуханием, дисперсией, переотражениями и трансформацией волн. В этих условиях для создания методики контроля необходимы знания амплитудного распределения сигналов акустической эмиссии при пластической деформации и развитии трещин в материале объекта контроля.

Один из наиболее известных критериев браковки [190] основан на аппроксимации зависимости числа сигналов N акустической эмиссии от параметра нагружения P

$$N = k \cdot P^n, \quad (3.5)$$

где k , n – параметры аппроксимации.

В качестве параметра аппроксимации обычно используются сила, деформация или время нагружения. Определяемый в результате аппроксимации коэффициент n является параметром классификации источника акустической эмиссии. При превышении параметром n установленного предельного значения источник акустической эмиссии классифицируется как критически опасный. В

основе критерия лежат закономерности изменения объема пластически деформируемого материала в вершине трещины при ее распространении.

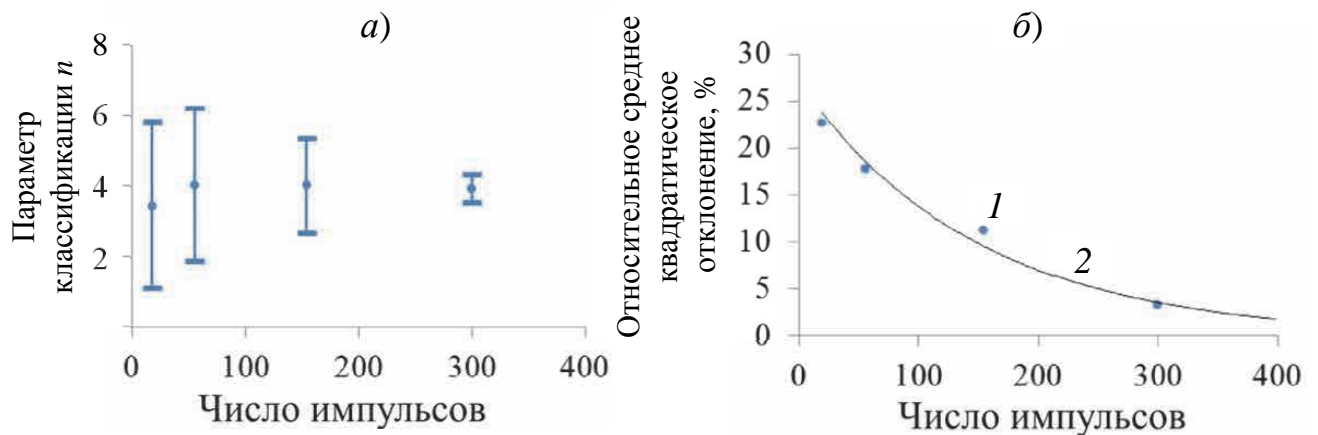
Применяемые технологии и методики акустико-эмиссионного контроля не используют абсолютную калибровку аппаратуры непосредственно на объекте контроля. Обычно перед проведением контроля и после него выполняется относительная калибровка установленных преобразователей, целью которой является выравнивание чувствительности каналов акустико-эмиссионной системы. В этих условиях несогласованность чувствительности и порогов селекции акустико-эмиссионной системы с амплитудным распределением сигналов акустической эмиссии существенно исказит зависимость числа сигналов акустической эмиссии от параметра нагружения и приведет к снижению достоверности критерия акустической эмиссии.

На рисунке 3.19 приведены результаты расчета параметра классификации и среднего квадратического отклонения параметра классификации экспериментальных данных с различным числом сигналов в испытании. Неопределенности на графике рисунка 3.19, *a* равны трем средним квадратическим отклонениям. Число сигналов изменялось при варьировании порога дискриминации аппаратуры на этапе обработки. Зависимость среднего квадратического отклонения параметра классификации от числа сигналов аппроксимировалась методом наименьших квадратов экспоненциальной зависимостью

$$\delta_n = 27 \cdot \exp\left(-\frac{N}{142}\right), \quad (3.6)$$

Для испытаний, в которых зарегистрировано 50 сигналов и параметр классификации равен $n = 3$, вероятность превышения критического значения $n > 4$ составит 4 %, а для 25 сигналов – более 7 %. Следовательно, вероятность перебраковки изделия составит от 4 до 7 %. Вероятность пропуска дефекта существенно выше, так как увеличение параметра классификации повышает его неопределенность. Для 50 сигналов вероятность пропуска дефектов с параметром классификации $n = 5$ составит 15 %, а для 25 сигналов – 19 %. Таким образом, несогласованность параметров аппаратуры с амплитудным распределением

сигналов акустической эмиссии напрямую влияет на вероятности перебраковки и пропуска дефекта.



1 – экспериментальные данные, 2 – аппроксимация

Рисунок 3.19 – Зависимость параметра классификации (а) и относительного значения среднего квадратического отклонения (б) параметра классификации от числа сигналов в испытании

Амплитудное распределение сигналов акустической эмиссии при пластической деформации и развитии трещин достаточно подробно описано в научных работах [38, 119]. Для аппроксимации экспериментальных данных чаще всего применяется экспоненциальное распределение, а в более общем случае при подробном изучении – распределение Вейбула с интегральной функцией распределения:

$$F_k(A) = 1 - \exp(-(A/\lambda)^k), \quad (3.7)$$

где A – амплитуда, мВ;

λ и k – параметры распределения, которые определяются методами максимального правдоподобия, например методом наименьших квадратов.

Амплитудные распределения сигналов акустической эмиссии часто представляют собой суперпозицию распределений от источников, находящихся в материале с различными напряженно-деформированными состояниями, уровнями напряжений и деформаций. Например, при испытании плоских образцов с концентраторами напряжений в амплитудное распределение вносят вклад источники, расположенные в области концентратора, в рабочей части образца,

поверхностные и внутренние источники. На амплитудное распределение оказывает влияние наличие порога дискриминации аппаратуры, так как источники с амплитудой меньше установленного порога не регистрируются.

Для экспериментального исследования амплитудного распределения предложен способ, основанный на замене переменной:

$$u = \ln(A/A_0), \quad (3.8)$$

где A_0 – опорная амплитуда.

Выражение (3.7) после подстановки (3.8) принимает вид

$$F_k(A) = 1 - \exp\left(-\exp\left(k \cdot (u + \ln(A_0/\lambda))\right)\right). \quad (3.9)$$

Все интегральные функции вероятности Вейбулла (3.9), выраженные через переменную u (3.8), являются подобными. Любые две функции Вейбулла могут быть совмещены сдвигом и масштабированием по оси u . На рисунке 3.20 представлено экспериментальное амплитудное распределение при испытаниях на растяжение плоских образцов из осевой стали с концентратором.

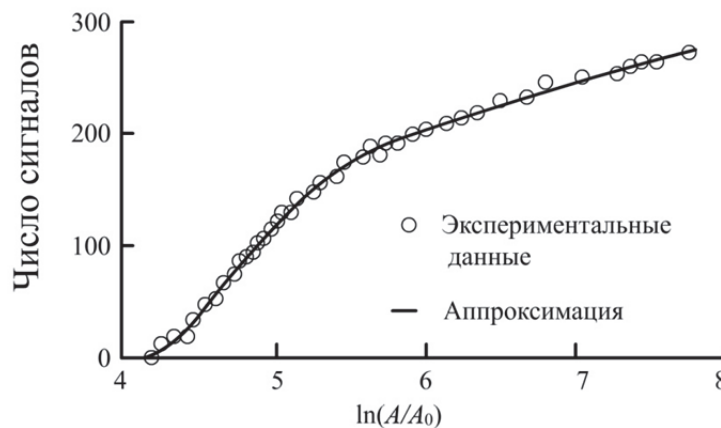


Рисунок 3.20 – Амплитудное распределение сигналов акустической эмиссии в полулогарифмическом масштабе

Сигналы акустической эмиссии могут быть дифференцированы на высокоамплитудную и низкоамплитудную группы. Так, на рисунке 3.16, в высокоамплитудные сигналы появляются после превышения испытательной силой порога в 105–110 кН. Источники сигналов акустической эмиссии дифференцируются и в пространстве, как показано на рисунке 3.17. На

экспериментальной функции распределения, представленной на рисунке 3.20, по оси абсцисс выделяются два интервала: от 4 до 5,5 и от 5,5 до 7,5, в которых зависимости числа сигналов от $\ln(A/A_0)$ близки к линейным, а наклоны различаются существенно – более чем в 2 раза.

Низко- и высокоамплитудная составляющие распределения аппроксимировались отдельно. Окончательно амплитудное распределение представлялось алгебраической суммой двух экспоненциальных распределений с весовыми коэффициентами γ_1 и γ_2 :

$$F_k(A) = 1 - \gamma_1 \cdot \exp(-A/A_1) - \gamma_2 \cdot \exp(-A/A_2), \quad (3.10)$$

где γ_1, γ_2 – весовые коэффициенты групп сигналов;

A_1, A_2 – средние амплитуды групп сигналов, которые определяются в результате аппроксимации.

Результат аппроксимации экспериментальных данных методом наименьших квадратов двумя экспоненциальными распределениями представлен линией на рисунке 3.20. Коэффициент корреляции составил 0,98. Коэффициенты аппроксимации по формуле (3.10) приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Коэффициенты аппроксимации амплитудного распределения сигналов акустической эмиссии

Составляющая сигналов	Доля сигналов в общем количестве, %	Средняя амплитуда, мкВ
Низкоамплитудная	84 ± 7	85 ± 20
Высокоамплитудная	16 ± 7	840 ± 190

Сигналы низкоамплитудной составляющей со средней амплитудой (85 ± 20) мкВ преобладают в потоке сигналов, и их доля в общем количестве сигналов превышает 80 %. Высокоамплитудные сигналы, доля которых в общем количестве не превышает 20 %, имеют среднюю амплитуду (840 ± 190) мкВ.

Возможность разделения высокоамплитудных и низкоамплитудных сигналов акустической эмиссии является особенностью испытаний на растяжение плоских образцов из стали ОС с концентратором. Варьирование порога дискриминации аппаратуры позволяет изменять доли высоко- и

низкоамплитудных сигналов акустической эмиссии в регистрируемом потоке.

Для результатов аппроксимации, представленных в таблице 3.1, на рисунке 3.21 построены графики зависимостей количества низко- и высокоамплитудных сигналов акустической эмиссии (в процентах от общего числа регистрируемых сигналов) от порога дискриминации аппаратуры. Значение порога, при котором регистрируется одинаковое количество сигналов из различных составляющих, равно 160 мкВ. На рисунке 3.21 этому значению порога соответствует точка пересечения двух графиков. Для анализа только высокоамплитудной составляющей, при котором количество низкоамплитудных сигналов в общем количестве не превышает 5 %, порог принимает значение 440 мкВ. При данном значении порога регистрируется около 60 % всех высокоамплитудных сигналов, поэтому вероятность пропуска сигнала не превышает 40 %.

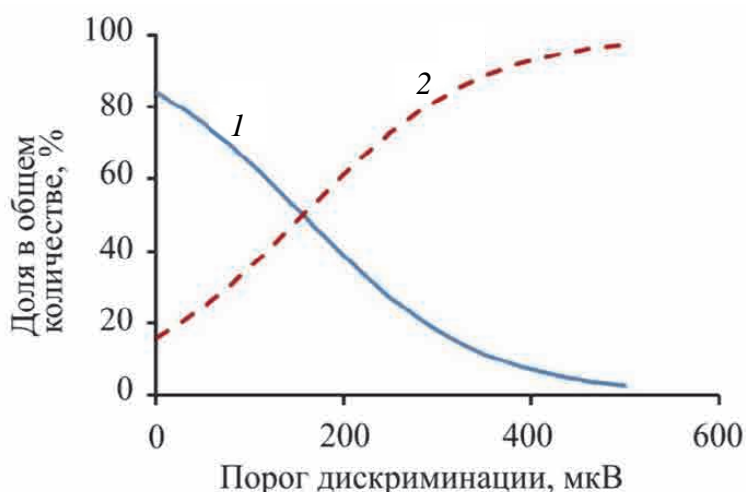


Рисунок 3.21 – Зависимость доли низкоамплитудных (1) и высокоамплитудных (2) сигналов акустической эмиссии от значения порога дискриминации

Амплитуда механических напряжений в рабочей части образца при усталостных испытаниях составляла от 330 до 390 МПа. Предел прочности конструкционной углеродистой качественной стали марки ОС в нормализованном состоянии составляет 650 МПа. При циклическом нагружении до образования трещины длиной от 5 до 7 мм образцы испытывали от 20 до 30 тыс. циклов нагружения. Работа материала соответствует малоциклового усталости, разрушение определяется повторно-пластическим деформированием материала.

Зависимости деформации от числа циклов (рисунок 3.22) подобны зависимостям для образцов из литых деталей тележки грузового вагона (см. рисунок 3.3). Пластическая деформация материала в области концентратора фиксируется датчиком раскрытия уже на начальном этапе нагружения при количестве циклов менее 1000, а при 2500 циклах достигает 1 %. Зависимость числа сигналов акустической эмиссии (рисунок 3.23), превышающих порог дискриминации аппаратуры 340 мкВ, от числа циклов нагружения в целом повторяет зависимость амплитуды деформаций.

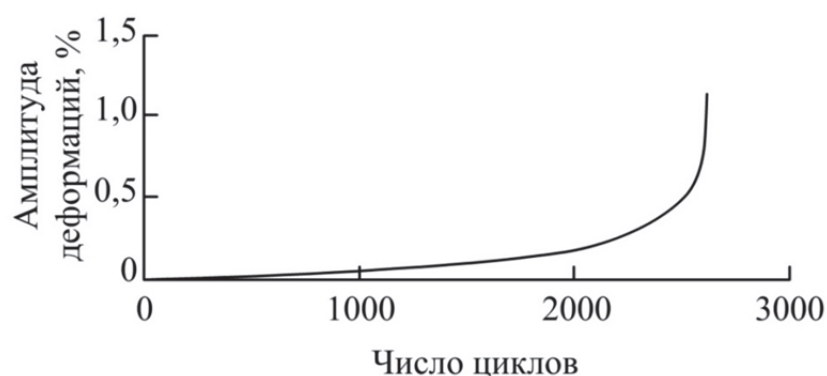


Рисунок 3.22 – Зависимость амплитудного значения деформаций в цикле нагружения от числа циклов

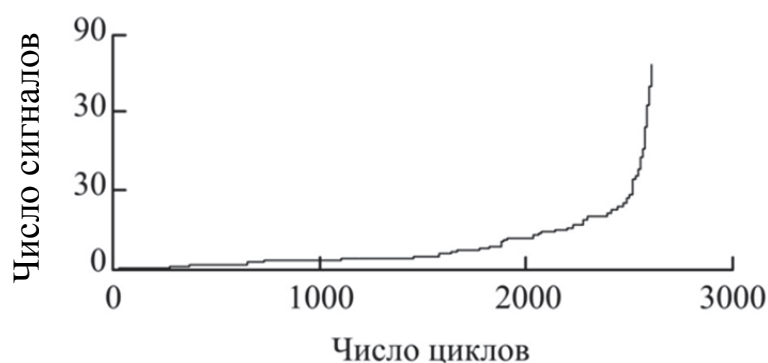


Рисунок 3.23 – Зависимость числа сигналов от числа циклов нагружения

Акустическая эмиссия, в отличие от деформации на рисунке 3.22, носит нестационарный характер. На кривой зависимости числа сигналов от числа циклов нагружения наблюдаются локальные участки повышения активности акустической эмиссии, которые проявляются в виде вертикальных участков.

Локальное снижение активности представляется в виде горизонтальных участков.

Значения испытательной силы, соответствующие моменту регистрации сигналов акустической эмиссии, приведены на рисунке 3.24, *а*. Выделяются две области значений сил, в которых сосредоточено более 90 % всех сигналов акустической эмиссии. В первой области значений сил от 8 кН до максимального значения силы сигналы акустической эмиссии (группа 1 на рисунке 3.24, *а*) регистрируются в процессе нагружения и вызваны пластической деформацией в устье трещины при ее раскрытии.

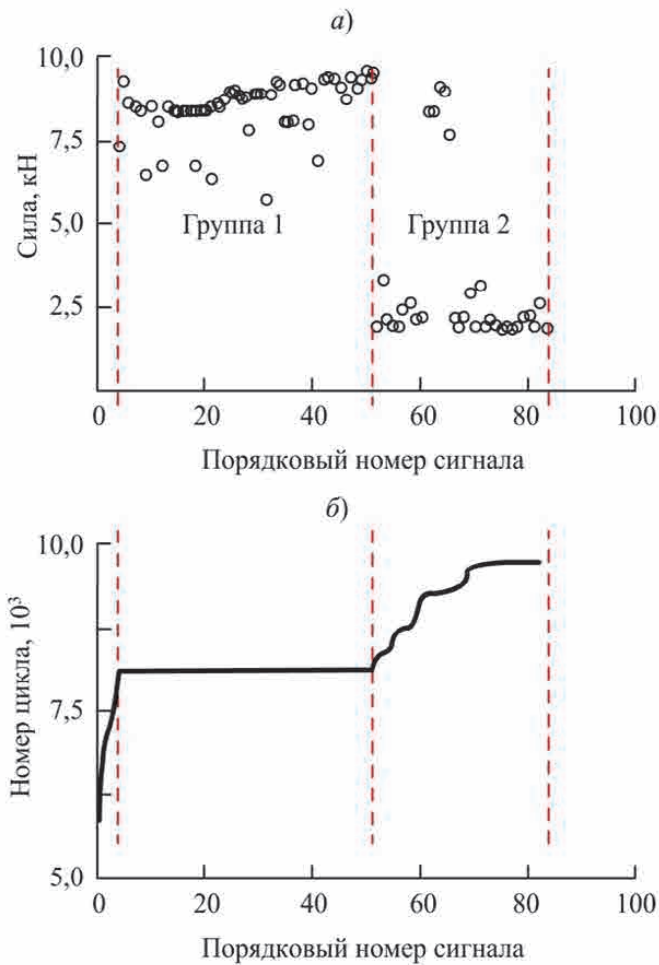


Рисунок 3.24 – Зависимость значения силы (*а*), соответствующей моменту появления акустико-эмиссионного сигнала, и номера цикла нагружения (*б*) от порядкового номера сигнала

Во второй области значений сил от 2 до 2,7 кН сигналы (группа 2 на рисунке 3.24, *а*) связаны с обратнo-пластической деформацией в устье трещины. Сигналы группы 1 формируют поток сигналов с высокими значениями активности от 10 до

100 с^{-1} . Зависимость номера цикла от числа сигналов имеет горизонтальный участок на рисунке 3.24, б. Активность сигналов группы 2 не превышает 1 с^{-1} .

Поток сигналов акустической эмиссии при одноосном растяжении плоских образцов из осевой стали ОС [70] описывается амплитудным распределением, которое представляет собой суперпозицию двух экспоненциальных распределений. Экспоненциальные распределения дифференцируются по средним значениям амплитуд. Доля высокоамплитудной составляющей распределения – около 15 %, а средняя амплитуда – около 800 мкВ на выходе преобразователя. Порог дискриминации на уровне 300 мкВ (см. рисунок 3.21) позволяет избирательно регистрировать высокоамплитудные сигналы, доля которых в общем потоке составляет не менее 80 %. При значении порога свыше 450 мкВ количество регистрируемых высокоамплитудных сигналов составит более 95 % от общего количества.

В качестве диагностического сигнала при контроле объектов из стали ОС может быть использована нагрузка начала стационарной акустической эмиссии. При этом число регистрируемых сигналов существенно зависит от уровня дискриминации, чувствительности акустико-эмиссионных каналов, акустического тракта, объема пластически деформируемого материала. При циклическом нагружении акустическая эмиссия появляется в двух областях сил вблизи максимальных (от 80 до 100 % амплитудного значения силы) и вблизи минимальных (до 15 % амплитудного значения силы). При повторно-пластическом деформировании материала на поздних стадиях ускоренного развития трещины нагрузка начала стационарной акустической эмиссии соответствует 80 % максимальной рабочей нагрузки. Поэтому для достоверного обнаружения усталостной развитой трещины необходима испытательная сила превышающая 80 % максимальной рабочей.

3.3 Акустическая эмиссия в местах взаимодействия нагружающего устройства с объектом контроля

В процессе акустико-эмиссионных испытаний возможно появление непрерывных шумов, например при утечке рабочей среды из сосуда давления. При обнаружении таких источников их необходимо устранить [182]. Однако существуют источники шумов, устранить которые полностью невозможно. При механических испытаниях конструкций нагружающее устройство механически воздействует на объект контроля. В местах взаимодействия захватов нагружающего устройства с объектом контроля возникают сигналы акустической эмиссии, связанные с трением [144]. Эти сигналы практически неотличимы от сигналов акустической эмиссии материала объекта контроля, поэтому принимают меры к уменьшению их количества. Традиционно в местах взаимодействия нагружающего устройства с объектом контроля используются прокладки, изготовленные из резины и полиуретана, предотвращающие трение металла о металл. В результате контроля реальных деталей установлено, что число сигналов акустической эмиссии в местах взаимодействия нагружающего устройства с объектом контроля существенно превышает средний уровень сигналов даже в наиболее напряженных элементах деталей (рисунок 3.25).

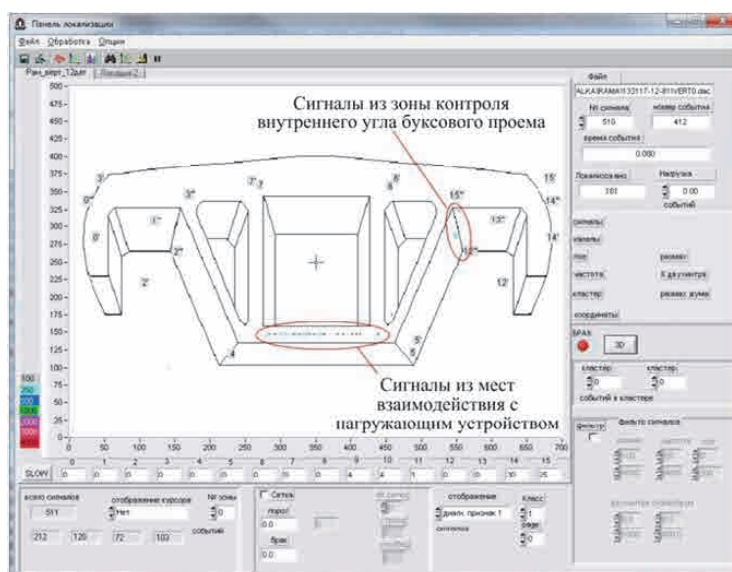


Рисунок 3.25 – Окно программы AES51 с результатами локализации сигналов акустической эмиссии при контроле боковой рамы вагона

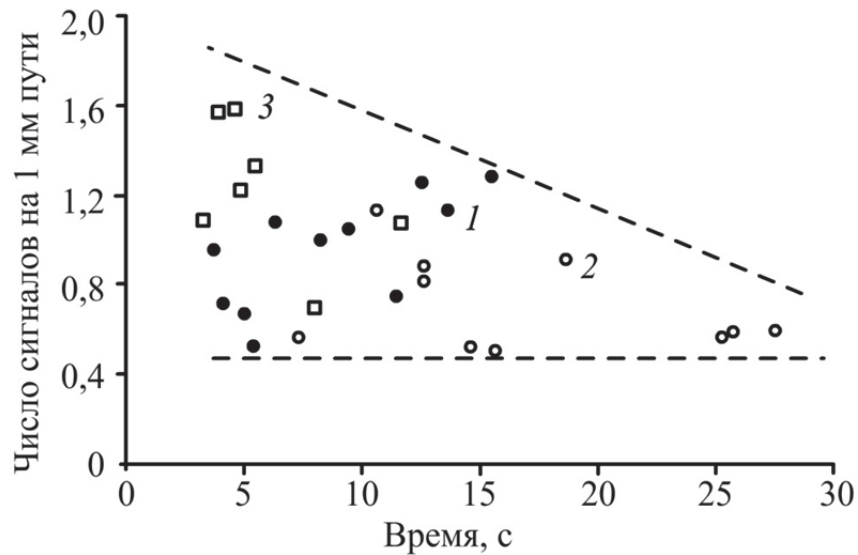
Исследование акустической эмиссии в местах трения резины и металла проводилось на специализированной установке, включающей: стальную пластину – основание, резиновую прокладку размером 100×100 мм и стальную плиту, которая располагалась над резиной и обеспечивала нормальную силу прижатия резины к опоре. Рабочая поверхность опоры специально механически не обрабатывалась, но предварительно с помощью металлической щетки очищалась от грязи, отслаивающейся коррозии и окалины. Толщина основания составляла 8 мм, резины – 10 мм, масса плиты – $(1,00 \pm 0,01)$ кг. Сила прижатия резины к основанию изменялась с помощью двух грузов массой по 1 кг, которые устанавливались на стальную плиту.

На пластину-основание устанавливался полосовой преобразователь акустической эмиссии с частотным диапазоном от 0,1 до 0,7 МГц, сигналы которого регистрировались системой СЦАД 16.03. В процессе испытаний плита перемещалась вручную на расстояние 100 мм с постоянной скоростью, которую контролировали по времени перемещения.

Скорость перемещения плиты в процессе испытаний варьировалась. На рисунке 3.26 представлены зависимости числа сигналов, зарегистрированных на единицу пути, от общего времени перемещения плиты. Цифрой 1 обозначены данные, полученные при высоких скоростях движения плиты (от 7,3 до 21,7 мм/с), а цифрой 2 при низких скоростях (от 4 до 11 мм/с).

Увеличение скорости движения в среднем приводит к повышению числа регистрируемых сигналов акустической эмиссии. При этом число сигналов имеет значительные флуктуации и при высоких скоростях может изменяться от испытания к испытанию более чем в 4 раза. На высоких скоростях перемещения плиты визуально обнаружена неравномерность, дискретность движения. Процесс движения резины разделяется на два этапа. На первом – скольжение отсутствует, резина упруго деформируется по механизму сдвига в направлении перемещения. Второй этап начинается, когда упругая сила превышает силу трения покоя резины и металла. Резина проскальзывает относительно плиты до тех пор, пока упругая сила превышает силу трения скольжения резины и металла. Когда упругая сила

становится меньше силы трения скольжения, повторяется первый этап. Дискретность движения увеличивает уровень механических напряжений в паре резина – металл, что существенно повышает число сигналов акустической эмиссии (поз. 3 на рисунке 3.26) в 1,5–2 раза.



1 – скорость 7,3–21,7 мм/с; 2 – то же при 4–11 мм/с; 3 – дискретное перемещение

Рисунок 3.26 – Зависимость числа сигналов на 1 мм пути от общего времени перемещения плиты

Исследования акустической эмиссии при равномерном движении плиты проводились с использованием специальной направляющей, которая обеспечивала прямолинейное равномерное движение плиты без перекосов в вертикальной плоскости. График зависимости числа сигналов от времени приведен на рисунке 3.27.

Экспериментальные данные обозначены точками, линией показан результат аппроксимации методом наименьших квадратов:

$$N_{mm} = -0,007 \cdot t + 1,42, \quad (3.11)$$

где N_{mm} – число сигналов на 1 мм пути;

t – время перемещения, с.

При равномерном движении число сигналов в среднем составляет 1,5 на 1 мм пути и слабо зависит от скорости. В диапазоне скоростей от 4 до 20 мм/с

среднее число сигналов изменяется не более чем на 10 %. Дискретность перемещения, возникающая в условиях высокой скорости, неравномерности загрузки резины, неровности поверхности вносят неопределенность в число сигналов акустической эмиссии, которое может изменяться от 0,4 до 2,0 на 1 мм пути.

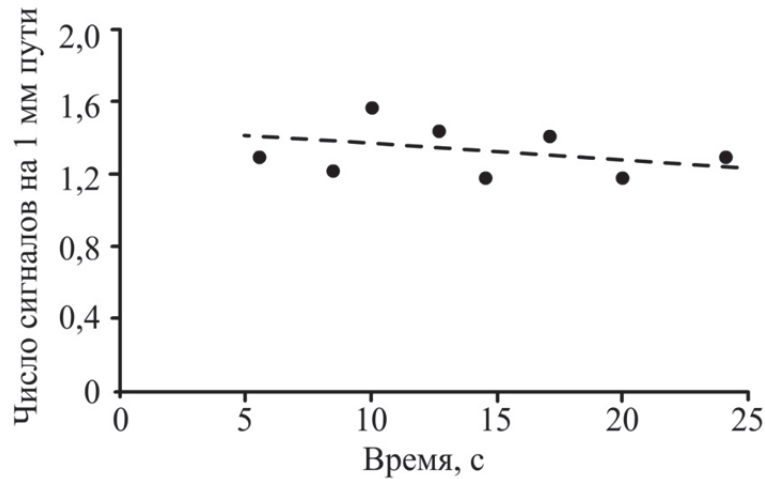


Рисунок 3.27 – Зависимость числа сигналов акустической эмиссии на 1 мм пути от общего времени движения

Акустическая эмиссия существенно зависит от нормальной силы прижатия резины к основанию. На рисунке 3.28 показана зависимость числа сигналов на 1 мм пути при скорости 20 мм/с от массы груза, построенная в результате статистической обработки результатов десяти испытаний.

Точками обозначены средние значения со средними квадратическими отклонениями, линией показан результат аппроксимации методом наименьших квадратов:

$$N_{mm} = 0,66 \cdot m + 1,1, \quad (3.12)$$

где N_{mm} – число сигналов на 1 мм пути;

m – масса, кг.

Коэффициент пропорциональности числа сигналов на 1 м пути и механических напряжений резины составил

$$k_P = \frac{0,66 \text{ кг/мм}}{9,8 \text{ м/с}^2} \cdot 0,01 \text{ м}^2 \cdot 1000 \text{ мм} = 0,67 \text{ м}^{-1} \cdot \text{Па}^{-1}. \quad (3.13)$$

Зависимость числа сигналов от уровня механических напряжений σ в резине и перемещения при скольжении на расстояние l принимает вид

$$N_m = 0,67 \cdot \sigma \cdot l, \quad (3.14)$$

где σ – механические напряжения, Па.

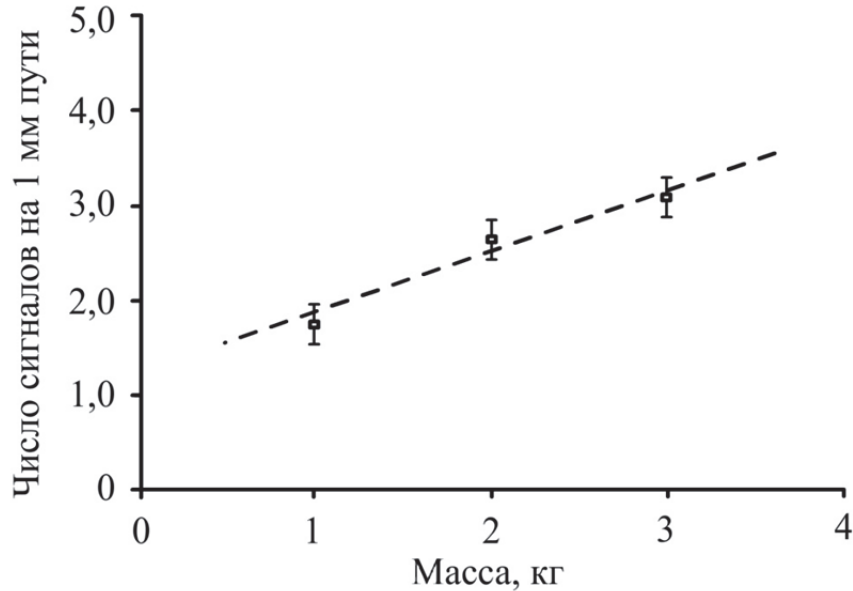


Рисунок 3.28 – Зависимость числа сигналов акустической эмиссии на 1 мм пути от массы груза

Грубые оценки по формуле (3.14) при механических напряжениях в резине, равных 6 МПа, и перемещении на расстояние 5 мм дают среднее число сигналов из мест взаимодействия захватов нагружающего устройства с контролируемым объектом около 20 000. Такое количество сигналов является очевидно недопустимым при контроле. Сигналы акустической эмиссии трения в паре резина – металл являются низкоамплитудными со средней амплитудой не более 30 мкВ на входе предварительного усилителя. Эффективным способом снижения данного вида помех является увеличение порога дискриминации аппаратуры до уровня 40–50 мкВ и применение алгоритмов фильтрации по месту расположения источников акустической эмиссии на поверхности объекта контроля.

Выводы по третьей главе

В боковых рамах грузовых вагонов неоднородная литая структура материала, наличие пор, раковин, ликваций на пути развития трещины определяют сложный характер изменения потоковых характеристик акустической эмиссии. Для уточнения критериев браковки боковых рам при техническом обслуживании вагонов в депо выполнены акустико-эмиссионные испытания образцов из материала боковых рам с усталостными трещинами на разных стадиях развития.

На начальном этапе нагружения образцов с трещинами регистрируется нестационарная акустическая эмиссия, связанная с литой структурой материала. Увеличение испытательной силы приводит к появлению стационарной акустической эмиссии. Зависимость числа сигналов от силы описывается линейной функцией, которая характеризуется двумя параметрами: значением силы начала регистрации стационарной акустической эмиссии и коэффициентом пропорциональности. В процессе развития трещины коэффициент пропорциональности увеличивается с $0,5 \text{ кН}^{-1}$ для нестационарной акустической эмиссии до 21 кН^{-1} за 8–25 % от общего количества циклов до разрушения. Сила начала регистрации стационарной акустической эмиссии относительно максимальной силы циклического нагружения в процессе роста трещины уменьшается со 110 до 60 % перед разрушением. Разработанные критерии браковки, основанные на уменьшении ниже 80 % относительного значения силы начала стационарной акустической эмиссии и увеличении коэффициента пропорциональности до 10 кН^{-1} , позволяют обнаружить трещину за 15–20 % общего количества циклов до разрушения.

Сигналы акустической эмиссии от трещины регистрируются как в процессе нагружения, так и при разгрузке образцов. Значимый уровень акустической эмиссии при разгрузке возникает только после уменьшения испытательной силы до уровня 20–80 % максимальной силы циклического нагружения. Значительные вариации потоковых характеристик акустической эмиссии, регистрируемой в

процессе разгрузки, существенно ограничивают ее применение для обнаружения и оценки опасности трещин в материале боковых рам.

Средняя амплитуда акустико-эмиссионных сигналов от трещины возрастает с коэффициентом пропорциональности до 0,23 мкВ на одну тыс. циклов и изменяется от испытания к испытанию случайным образом со средним квадратическим отклонением более 50 %. Перед разрушением за 20–40 тыс. циклов в потоке акустико-эмиссионных сигналов повышается доля высокоамплитудных сигналов акустической эмиссии с амплитудой свыше 300 мкВ, что может быть дополнительным критерием обнаружения усталостных дефектов в материале боковых рам.

При испытаниях образцов из материала осей колесных пар с V-образным концентратором зависимость числа сигналов акустической эмиссии от испытательной силы позволяет уверенно идентифицировать начало пластической деформации в области концентратора и начало общей текучести образца. На начальном этапе нагружения до 40 % предела прочности образца акустическая эмиссия отсутствует, число регистрируемых сигналов не превышает 5–10. Пластическая деформация в области концентратора приводит к появлению стационарной акустической эмиссии с линейной зависимостью числа сигналов от испытательной силы. Наклон зависимости составляет $0,6 \text{ кН}^{-1}$, а нагрузка начала стационарной акустической эмиссии – около 40 % предела прочности образца. Общая текучесть обнаруживается по увеличению наклона зависимости числа сигналов от силы до 2 кН^{-1} и начинается при 70 % предела прочности образца. С использованием результатов локации источников акустической эмиссии определен коэффициент пропорциональности числа сигналов и испытательной силы, пересчитанный на единицу объема материала: $(9,4 \pm 0,2) \cdot 10^{-5} \text{ кН}^{-1} \cdot \text{мм}^{-3}$.

При испытаниях пяти из десяти образцов высокоамплитудные сигналы акустической эмиссии (свыше 500 мкВ на входе предварительного усилителя) регистрировались в области перехода от локальной пластической деформации к общей текучести образца: в трех случаях – за 10 кН перед разрушением, а в двух –

в начале пластической деформации в области концентратора. Несмотря на неоднозначный характер изменения высокоамплитудной составляющей, ее связь с процессами хрупкого разрушения определяет необходимость ее использования для обнаружения развивающихся трещин в осевой стали.

Выполнены усталостные испытания образцов из осевой стали в процессе циклического нагружения с частотой 5 Гц и амплитудой механических напряжений в рабочей части образца от 330 до 390 МПа. Число циклов до разрушения составило 20–30 тыс. Материал работает в области малоциклового усталости, и разрушение связано с повторно-пластическим деформированием. Сигналы акустической эмиссии от трещины регистрируются при нагружении силой свыше 86 % амплитудного значения силы циклического нагружения. При разгрузке образца сигналы регистрируются при значениях силы от 20 до 30 %. Число сигналов при нагружении в 10–100 раз превышает число сигналов при разгрузке.

Разработанные критерии обнаружения усталостных трещин в осях колесных пар основаны на закономерностях: уменьшение силы начала стационарной акустической эмиссии до 95 % максимальной рабочей нагрузки, увеличение коэффициента пропорциональности зависимости числа сигналов от испытательной силы до уровня $0,6 \text{ кН}^{-1}$ и регистрация высокоамплитудных сигналов акустической эмиссии с амплитудой более 450 мкВ на входе предварительного усилителя.

Особенностью акустико-эмиссионного контроля деталей вагонов является непосредственная близость контролируемых зон и мест взаимодействия захватов нагружающего устройства с объектом контроля. Несмотря на использование в этих местах изолирующих прокладок, при нагружении регистрируется значительное количество помех (от 100 до 500). Выполнены исследования закономерностей акустической эмиссии трения резиновых прокладок со стальной пластиной под нагрузкой. Акустическая эмиссия существенно зависит от нормальной силы прижатия резины к основанию. Коэффициент пропорциональности числа сигналов на 1 м пути и на 1 Па механических

напряжений составляет $0,67 \text{ м}^{-1} \cdot \text{Па}^{-1}$. В условиях испытаний при напряжениях 6 МПа и перемещениях на расстояние 5 мм среднее число сигналов из мест взаимодействия захватов нагружающего устройства с контролируемым объектом достигает 20 000. Такое число сигналов очевидно является недопустимым и существенно ухудшает достоверность контроля. Сигналы акустической эмиссии трения в паре резина–металл – низкоамплитудные, со средней амплитудой не более 30 мкВ на входе предварительного усилителя. Эффективными способами снижения данного вида помех является увеличение порога фиксации аппаратуры до уровня 40–50 мкВ и применение алгоритмов фильтрации по месту расположения источников акустической эмиссии на поверхности объекта контроля.

Достоверность обнаружения развивающихся дефектов в боковых рамах и колесных парах напрямую зависит от соотношения максимальных динамических сил, воздействующих на деталь в эксплуатации, и максимальной испытательной силы при проведении акустико-эмиссионного контроля в вагонных ремонтных депо. Условие уверенного обнаружения усталостных трещин определяется статистически значимым числом сигналов акустической эмиссии, зарегистрированных за время испытания.

Приращение надежности детали после проведения контроля возможно только в случае, если на признанную годной деталь в эксплуатации не будут воздействовать силы, превышающие максимальную силу акустико-эмиссионного испытания. Это может быть обеспечено только в процессе мониторинга динамических сил в эксплуатации.

4 ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ В РЕЛЬСАХ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ И ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

4.1 Закономерностей деформирования рельса при нагружении проходящим поездом

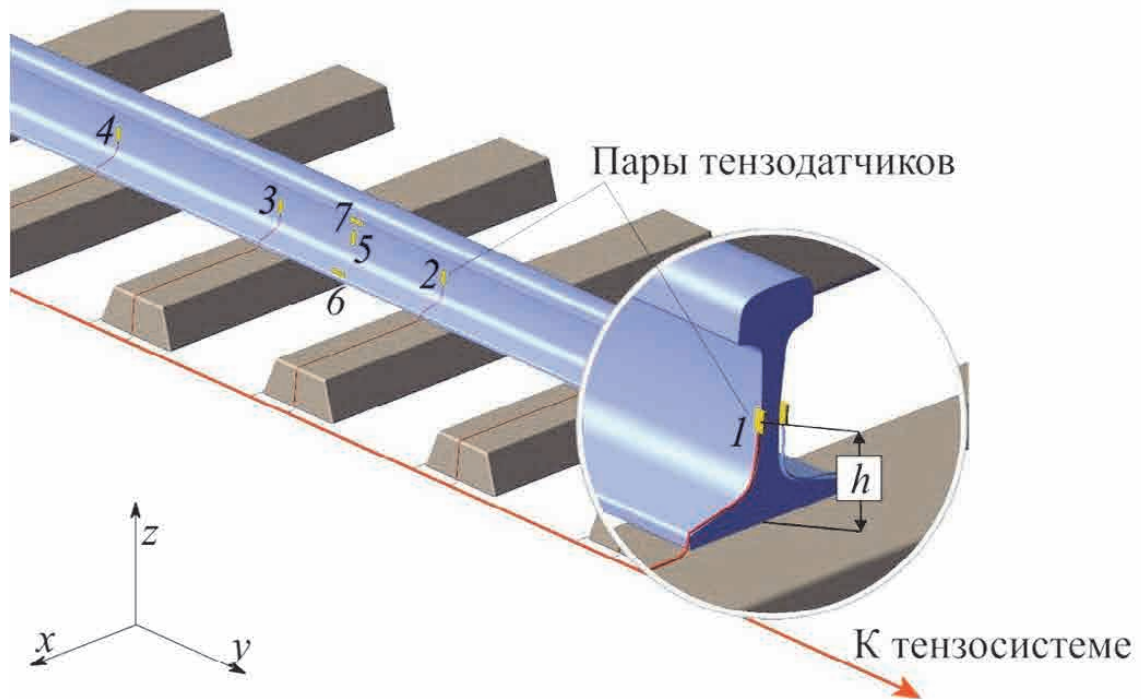
Для экспериментальных исследований деформаций рельса в процессе движения грузового поезда подготовлены измерительные участки на испытательном полигоне СГУПС и на действующем участке пути [22, 23]. На рельсы наклеивались проволочные тензодатчики типа ПКС-12-200 с номинальным сопротивлением 200,5 Ом и коэффициентом тензочувствительности 2,12. Сигналы с тензодатчиков регистрировались тензометрической системой «Динамика-1» [132] (зарегистрирована в Государственном реестре средств измерений под номером № 25487) и быстродействующей системой «Динамика-3» [181, 184, 210, 48, 98, 217, 131 224], максимальная частота дискретизации АЦП которых на один канал составляла 10 и 64 кГц.

Тензодатчики наклеивались на рельсы [72] (поз. 1–4 на рисунке 4.1) парами с противоположных сторон шейки рельса. Всего на шейку устанавливалось восемь пар тензодатчиков основной группы на общей длине участка 4,5 м. Каждая пара располагалась над центром шпалы на высоте $h = (82 \pm 1)$ мм от подошвы и ориентировалась для измерения вертикальных деформаций ε_z .

Для исследований закономерностей деформирования рельса устанавливались дополнительные группы тензодатчиков:

- на шейку рельса для измерения вертикальных деформаций ε_z (поз. 5 на рисунке 4.1);
- на подошву для измерения горизонтальных деформаций ε_y (поз. 6 на рисунке 4.1);
- на шейку рельса на расстоянии 15 мм от головки для измерения

горизонтальных деформаций ε_y (поз. 7 на рисунке 4.1).



1–5 – пары тензодатчиков для измерения вертикальных деформаций ε_z ;
6, 7 – пары тензодатчиков для измерения горизонтальных деформаций ε_y

Рисунок 4.1 – Измерительный участок пути

Тензодатчики [22, 105] подключались к тензосистеме по одиночной схеме, при этом регистрировались вертикальные деформации шейки с внутренней ε'_i и наружной ε''_i сторон рельса относительно колеи (здесь i – номер пары тензодатчиков от одного до восьми) [194]. Все данные сохранялись в цифровом виде на жестком диске компьютера для последующей обработки в программе Mathcad 14 и специализированном разработанном программном обеспечении [200, 201]. Цена наименьшего разряда АЦП тензосистемы составила $2,45 \text{ млн}^{-1}$, а среднее квадратическое отклонение шумов, пересчитанное в относительные деформации, не превышало 4 млн^{-1} .

Используя сигналы с тензодатчиков с внутренней ε'_i и наружной ε''_i сторон рельса, определяли симметричные ε_S и антисимметричные ε_A компоненты деформаций шейки рельса:

$$\varepsilon_{Si} = \frac{\varepsilon'_i + \varepsilon''_i}{2}, \quad (4.1)$$

$$\varepsilon_{Ai} = \frac{\varepsilon_i'' - \varepsilon_i'}{2}. \quad (4.2)$$

Симметричные вертикальные деформации ε_z [30] связаны с действием на рельс силы Q , вектор которой расположен в плоскости симметрии рельса (рисунок 4.2). Антисимметричные вертикальные деформации ε_z [220] зависят от изгибающего момента M , вызванного эксцентриситетом e приложения силы Q и воздействием боковой силы B :

$$\varepsilon_s = k_Q \cdot Q, \quad (4.3)$$

$$\varepsilon_A = k_M \cdot M = k_e \cdot Q \cdot e + k_B \cdot B \cdot H, \quad (4.4)$$

где k_Q, k_e, k_B, k_M – коэффициенты пропорциональности;

H – плечо силы B .

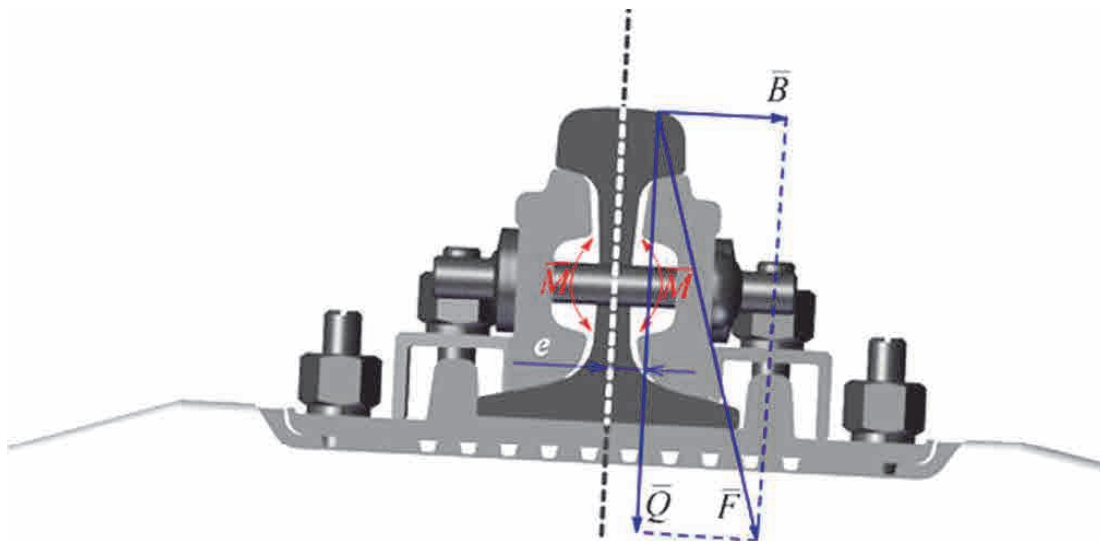


Рисунок 4.2 – Схема приложения сил к рельсу

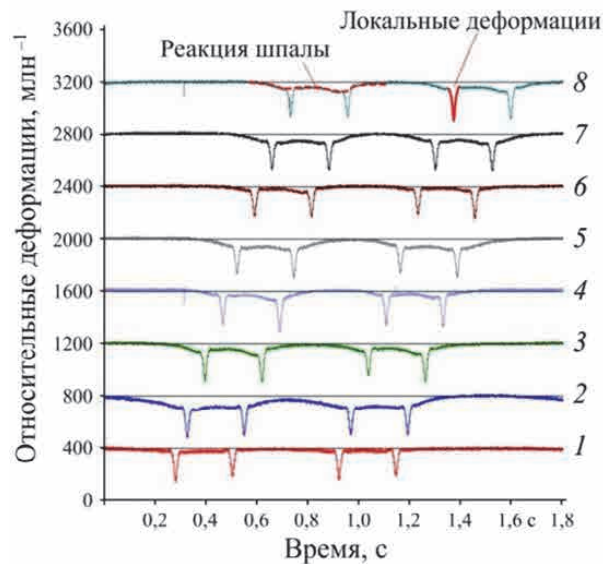
Для решения обратной задачи, связанной с определением силовых показателей воздействия колеса на рельс Q и M , необходимо определить значения коэффициентов пропорциональности [101] и установить их зависимость от внешних факторов [173]. Влияющие параметры, которые не могут быть оценены и учтены, вносят в результаты измерений погрешность. Ее оценка является важным этапом метрологического обеспечения [208, 209].

Зависимости симметричных и антисимметричных деформаций от времени при проходе двух тележек грузовых вагонов в составе поезда на скорости 35 км/ч показаны на рисунках 4.3 и 4.4. При проходе по измерительному участку колесной пары формируется развертка амплитудных значений симметричных и антисимметричных деформаций для каждого колеса. Для удобства анализа сигнал каждой последующей пары тензодатчиков смещен вдоль вертикальной оси на 400 млн^{-1} относительно предыдущей пары. В сигналах (см. рисунке 4.3) наблюдаются две составляющие, которые отличаются по характеру зависимости от времени.

Отрицательные пики локальных деформаций на рисунке 4.3 связаны со сжатием материала шейки рельса под действием силы реакции колеса Q . Ширина пика на полувысоте составляет 31 мс, что соответствует перемещению колеса на расстояние 0,3 м. Ширина пика определяется законом распределения сжимающих напряжений вдоль рельса. Плавная составляющая сигнала (рисунок 4.3) вызвана действием силы реакции шпалы и изгибом рельса в вертикальной плоскости. Амплитуда и длительность этой составляющей зависят от жесткости подрельсового основания. В полученных экспериментальных данных длительность изменялась в диапазоне от 200 до 400 мс, что соответствует перемещению колеса на расстояние от 2 до 4 м. Амплитуда плавной составляющей деформаций ε_s для разных пар тензодатчиков изменялась в пределах от 10 до 90 млн^{-1} .

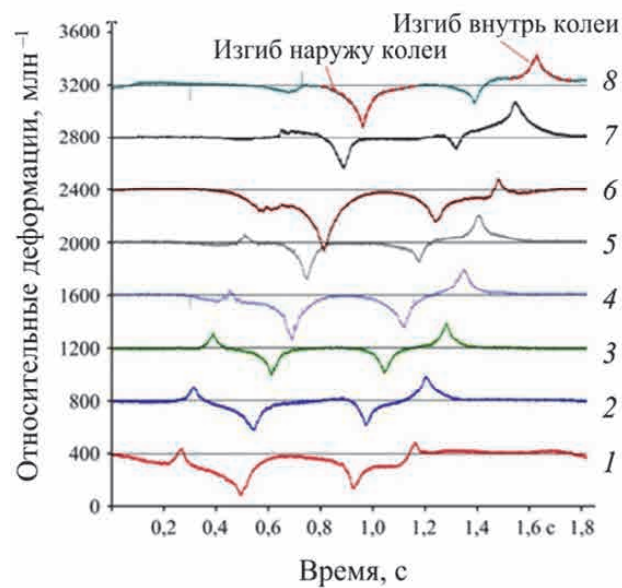
Антисимметричные деформации ε_A (рисунок 4.4) связаны с боковым изгибом рельса, который вызван действием момента M (см. рисунок 4.2). В зависимости от его направления изменяются знаки пиков деформаций. Положительные деформации соответствуют изгибу рельса внутрь колеи, а отрицательные – наружу. Максимальная ширина пиков в экспериментах достигала 255 мс, что соответствует смещению колеса на расстояние 2,5 м. Использование антисимметричных деформаций [183] для обнаружения дефектов поверхности катания колесных пар является более эффективным по сравнению с использованием симметричных деформаций. Воздействие дефекта поверхности

катания на рельс происходит в произвольном месте измерительного участка пути. Увеличение силы вызывает изменение значений антисимметричных деформаций ε_A на расстоянии до 2,5 м [193]. Для измерительного участка с тензодатчиками расположенными через каждые 0,5 м, деформации регистрируются не менее чем четырьмя парами тензодатчиков.



1–8 – порядковые номера пар тензодатчиков

Рисунок 4.3 – Зависимость симметричных деформаций ε_{Si} от времени при проходе четырех колесных пар



1–8 – порядковые номера пар тензодатчиков

Рисунок 4.4 – Зависимость антисимметричных деформаций ε_{Ai} от времени при проходе четырех колесных пар

Для грузового поезда с однотипными груженными углем вагонами построены экспериментальные распределения частоты регистрации экстремальных значений антисимметричных (рисунок 4.5, *а*) и симметричных (рисунок 4.5, *б*) деформаций. В сигналах антисимметричных деформаций преобладают положительные значения, что свидетельствует о направлении изгибающего момента внутрь колеи. Параметры распределения следующие: среднее значение 36 млн^{-1} , среднее квадратическое отклонение 60 млн^{-1} . Более 75 % всех прошедших колес обусловили появление положительных антисимметричных деформаций.

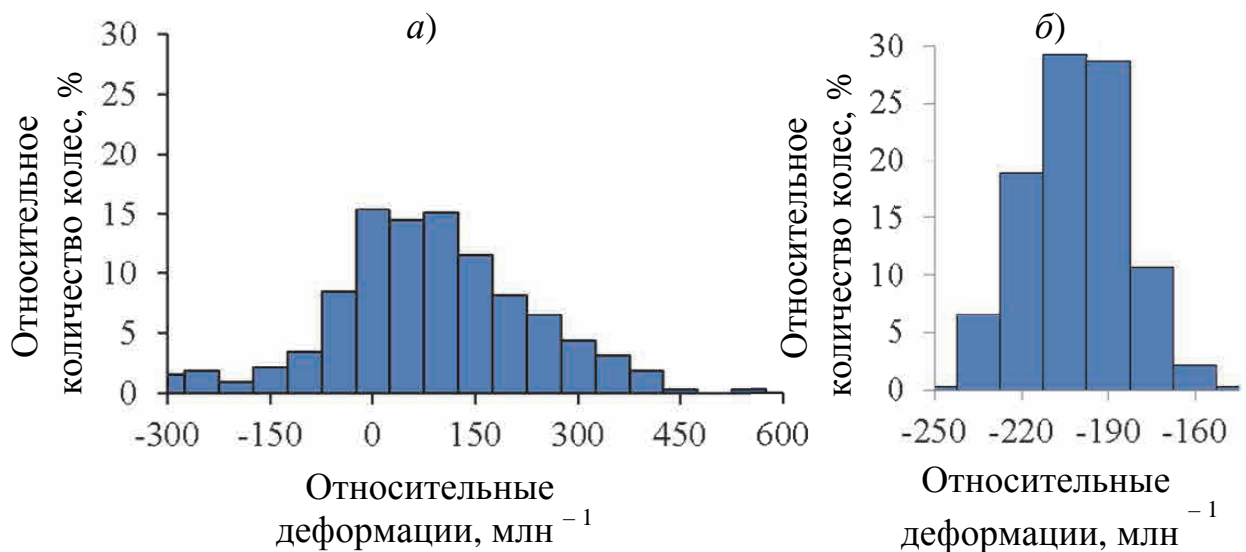


Рисунок 4.5 – Зависимость относительного количества колес от амплитуды зарегистрированных пиков антисимметричных (*а*) и симметричных (*б*) деформаций

Распределение симметричных деформаций характеризует силу Q , действующую от колеса на рельсы. Параметры статистического распределения амплитудных значений деформаций: среднее значение равно -74 млн^{-1} , среднеквадратическое отклонение равно 6 млн^{-1} . Ширина распределения антисимметричных деформаций существенно шире, чем симметричных. Это связано с преобладанием влияния траектории движения колеса (эксцентриситета приложения вертикальной силы) и боковой силы на изгиб рельса по сравнению с его сжатием в вертикальной плоскости.

Зависимость симметричных вертикальных деформаций ε_z , измеренных между шпалами, от времени (рисунок 4.6) существенно отличается от аналогичной зависимости, полученной над шпалами. В регистрируемых сигналах отсутствует медленно изменяющаяся компонента, связанная с силой реакции шпалы. Амплитуда деформаций связана со сжатием шейки рельса под действием вертикальной силы от колеса, длительность пиков определяется отношением длины зоны локальных деформаций к скорости движения колеса по рельсу.

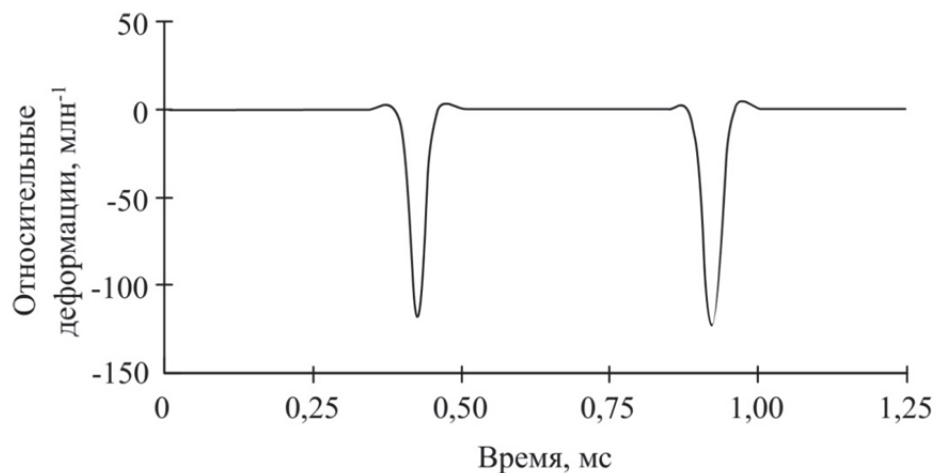
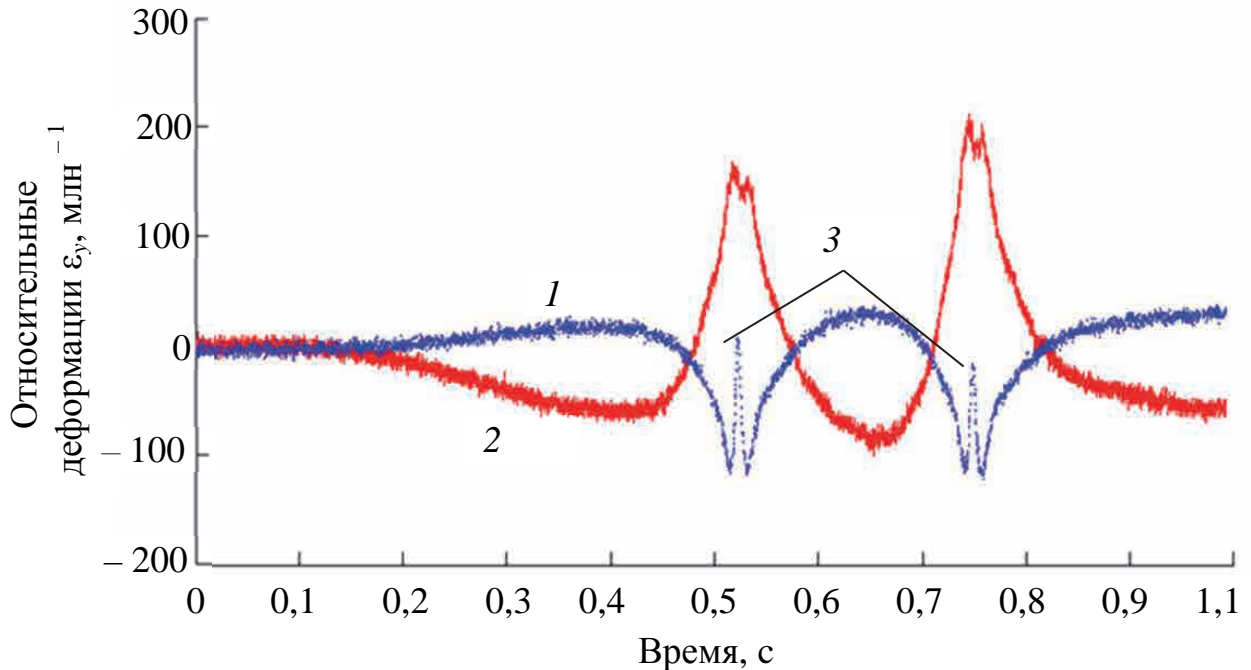


Рисунок 4.6 – Зависимость симметричных вертикальных деформаций шейки между шпалами рельса от времени при проходе тележки грузового вагона

Сигналы продольных деформаций, зарегистрированные при проходе двух колес, показаны на рисунке 4.7. Деформации подошвы (поз. 1 на рисунке 4.7) и верхней части шейки на высоте 105 мм (поз. 2 на рисунке 4.7) имеют противоположные знаки, что свидетельствует о наличии в рельсе средней линии с нулевыми продольными деформациями. Рассчитанная координата средней линии составила $z = 69$ мм. В сигнале 1, зарегистрированном тензодатчиком в верхней части шейки, наблюдаются локальные максимумы (поз. 3 на рисунке 4.7), вызванные сжатием материала в вертикальном направлении и, соответственно, растяжением в продольном направлении при проходе колеса над датчиком. В процессе движения колеса значения продольных деформаций меняют знак, что свидетельствует об изменении направления прогиба рельса. При удалении или приближении колеса к сечению с тензодатчиками рельс изгибается вверх. Когда

колесо находится вблизи сечения с тензодатчиками, рельс прогибается вниз. Продольные деформации шейки (ϵ_{y1}) и подошвы (ϵ_{y2}) рельса, возникающие в результате его изгиба в вертикальной плоскости zy , линейно связаны друг с другом.



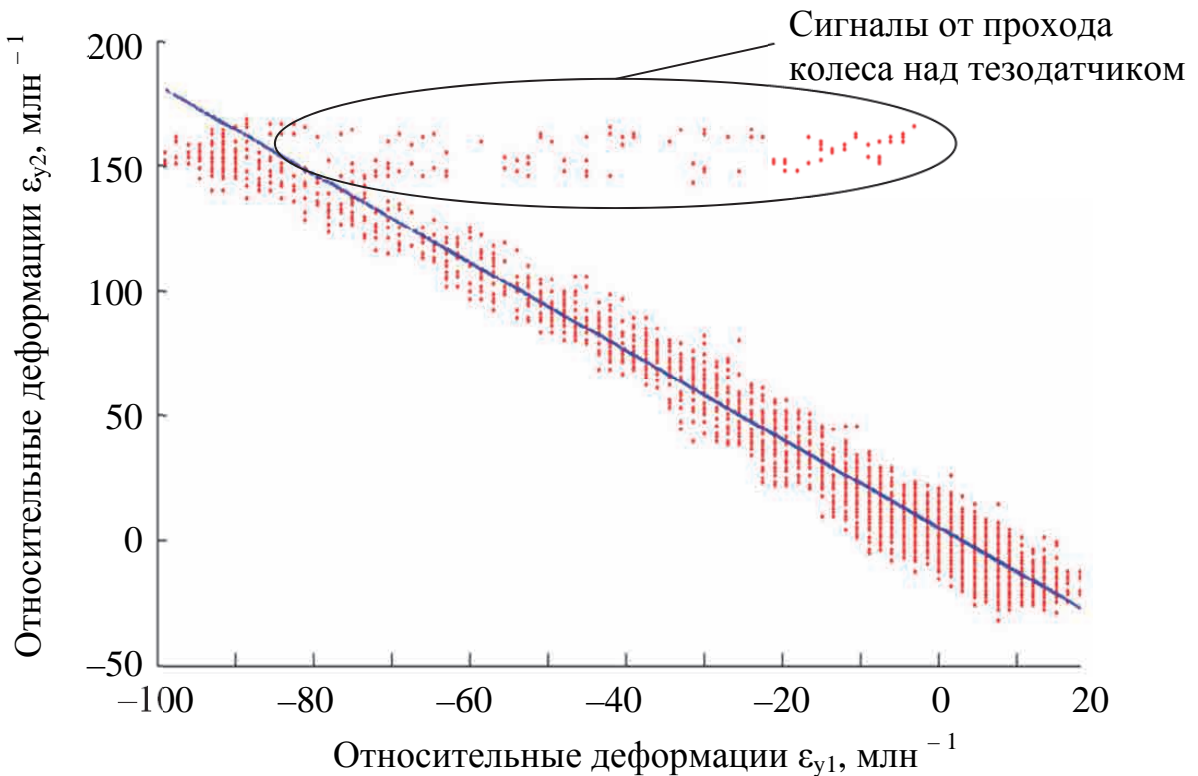
1 – шейка; 2 – подошва; 3 – пики деформаций от прохода колеса над тензодатчиком

Рисунок 4.7 – Зависимость продольных относительных деформаций шейки и подошвы от времени при движении двух колес

По экспериментальным данным построен график зависимости деформаций подошвы от деформаций шейки рельса (рисунок 4.8). Часть точек отклоняются от линейной зависимости и располагаются параллельно оси ϵ_{y1} . Эти точки связаны с деформациями верхней части шейки рельса (поз. 3 на рисунке 4.7) при проходе колеса над тензодатчиком. Знак деформаций положительный, так как при сжатии по оси z наблюдается растяжение по оси y . При этом значения деформаций подошвы рельса практически не изменяются, так как сжатие материала, возникающее в результате от воздействия колеса, уменьшается от головки к подошве. Прямая линия на рисунке 4.8 является результатом аппроксимации

линейного участка методом наименьших квадратов:

$$\varepsilon_{y2} = -1,77 \cdot \varepsilon_{y1} + 10,0. \quad (4.5)$$



- – экспериментальные данные; /– аппроксимация линейного участка экспериментальных данных методом наименьших квадратов

Рисунок 4.8 – Зависимость продольных деформаций верхней части шейки рельса ε_{y1} от деформаций подошвы рельса ε_{y2} при движении колеса локомотива

Используя формулу (4.5), из продольных деформаций ε_{y1} шейки рельса исключили составляющую деформаций, связанную с изгибом в вертикальной плоскости z у:

$$\varepsilon_{y12} = \varepsilon_{y1} - \varepsilon_{y2} / 1,77. \quad (4.6)$$

Результаты расчета по формуле (4.6) приведены на рисунке 4.9. График зависимости эквивалентен сигналам вертикальных деформаций, представленным на рисунке 4.4. Знаки деформаций противоположны, так как сжатие материала рельса в направлении z вызывает деформации растяжения в направлении y .

Достоверность аппроксимации контролировалась по коэффициенту корреляции и среднему квадратическому отклонению теоретической зависимости

от экспериментальной, а также по коэффициенту симметрии пиковой составляющей сигнала. Длительность импульса составила 18 мс для скорости 10 м/с.

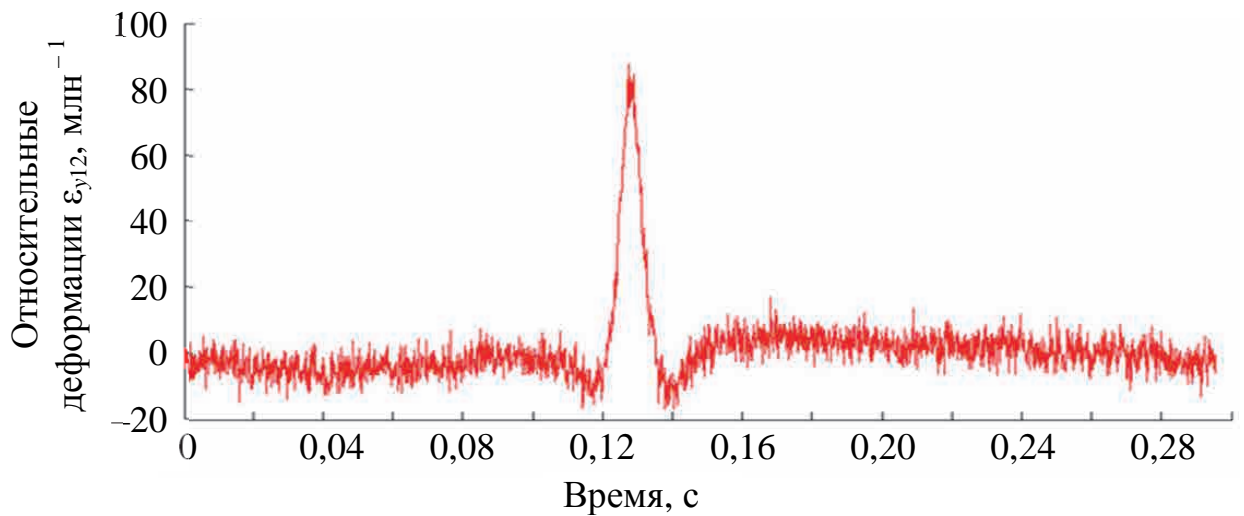


Рисунок 4.9 – Зависимость продольных деформаций верхней части шейки рельса ε_{y12} от времени при движении колеса без учета влияния изгиба рельса в вертикальной плоскости yz

Оптимальный комплекс информативных параметров сигналов симметричных деформаций [192, 110, 111], по которому определяется вертикальная сила, должен в наименьшей степени зависеть от влияния мешающих факторов. Критерием информативности параметра является предел допускаемой погрешности измерения силы. Погрешность оценивается решением прямой задачи: при постоянной силе изменяют значение мешающего фактора и по изменению информативного параметра оценивается погрешность измерения.

Исследование закономерностей деформирования рельсов в широком спектре внешних условий экспериментальными методами является трудоемкой задачей, требующей значительных материальных затрат. Поэтому оценку влияния внешних условий на зависимость деформаций от силовых показателей взаимодействия колеса и рельса Q , M выполнили расчетным способом [188], используя программное обеспечение SolidWorksSimulation.

Распределенная нагрузка от колеса на рельс заменялась точечной нагрузкой

в приближении отсутствия влияния вида пространственного распределения силы на поверхности катания рельса на деформации шейки рельса. Проверка возможности такой замены выполнялась сравнением результатов расчета деформаций с использованием двух способов приложения силы: в точке и на площадке протяженностью вдоль рельса 25 мм. Относительная разность в области значимых деформаций не превышала 1 % .

Постановка задачи для определения упругих деформаций рельса под квазистатической поездной нагрузкой в классическом виде в соответствии с [120] включает в себя (рисунок 4.10):

- задание силы, действующей от колеса на рельс;
- задание граничных условий в виде упругости подрельсового основания в области действия шпал.

В программе SolidWorksSimulation построена модель рельса длиной 7 м (поз. 4 рисунок 4.11) шпалы имитировались распределенной упругой поддержкой (поз. 1), значение которой варьировалось в диапазоне от 10^5 до 10^{12} Н/м³. Всего модель содержала 14 шпал. Для предотвращения поворота рельса относительно продольной оси на боковых поверхностях подошвы рельса создавали зеркальные граничные условия поз. 3, имитирующие закрепление рельса на шпале.

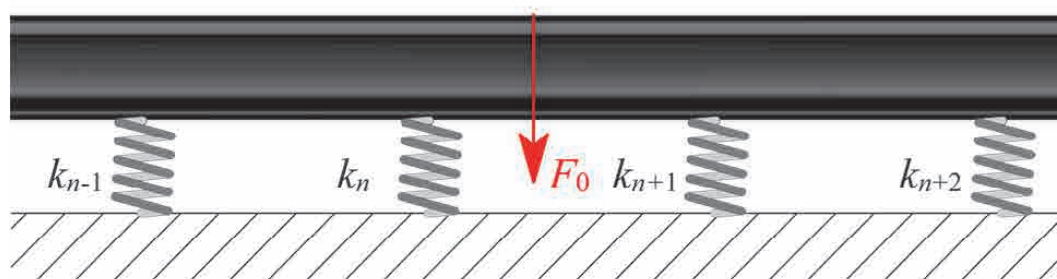
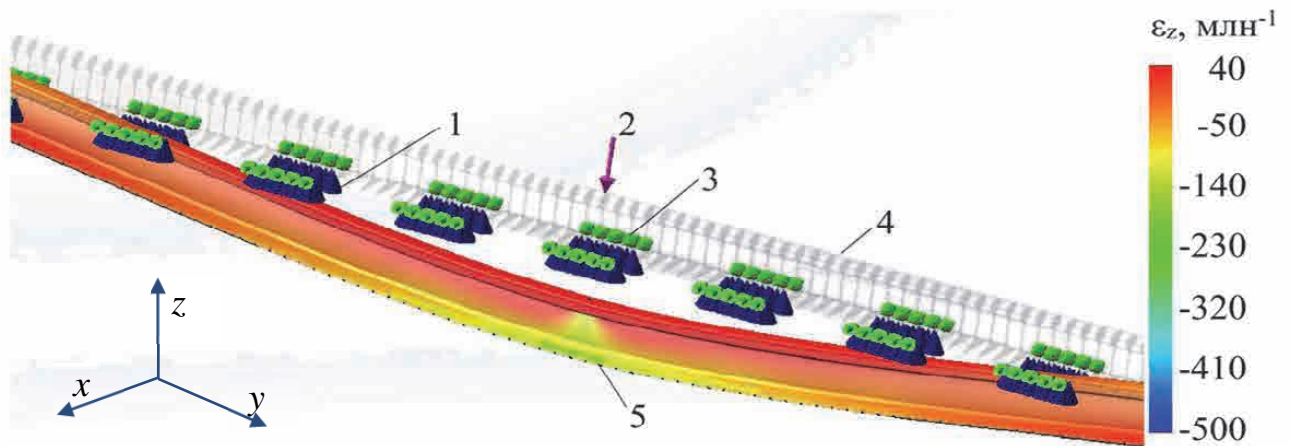


Рисунок 4.10 – Постановка задачи для определения деформаций рельса под действием силы F_0 с граничными условиями в виде упругого основания с

жесткостью $k_{n-1}, k_n, k_{n+1}, k_{n+2}$

Для обоснования выбора граничных условий торцы в процессе моделирования закреплялись тремя способами: жесткая заделка, шарнирное и зеркальное закрепление. Установлено, что способ закрепления в пределах погрешности расчета (менее 0,5 %) не влияет на распределение деформаций

средней части (± 1 м) модели, поэтому в дальнейших расчетах использовались зеркальные граничные условия.



1 – упругая поддержка; 2 – сила; 3 – закрепление в поперечном направлении;
4 – модель рельса; 5 – результат расчета

Рисунок 4.11 – Часть модели рельса в среде SolidWorksSimulation и результат расчета вертикальных относительных деформаций ε_z

На головку рельса прикладывалась вертикальная сила Q , горизонтальная сила B и их комбинации. Точка приложения силы смещалась в двух направлениях: поперечном x с эксцентриситетом e и в продольном y , имитируя движение колеса по рельсу. Распределение деформаций ε_z под действием вертикальной силы 100 кН, приложенной без эксцентриситета над центром шпалы, показано на рисунке 4.12.

В области шейки рельса над центрами шпал наблюдаются локальные максимумы сжимающих вертикальных деформаций ε_z . Наибольшие по модулю значения над шпалами составляют 130,0; 13,4; 9,4; 5,3 млн⁻¹ соответственно. Локальные деформации в промежутках между шпалами составляют 5,4; 1,5; 0,6; 0,02 млн⁻¹. Таким образом, вертикальные деформации концентрируются под участком головки рельса, на который воздействует сила от колеса, и над участками подошвы рельса с силой реакции опоры.

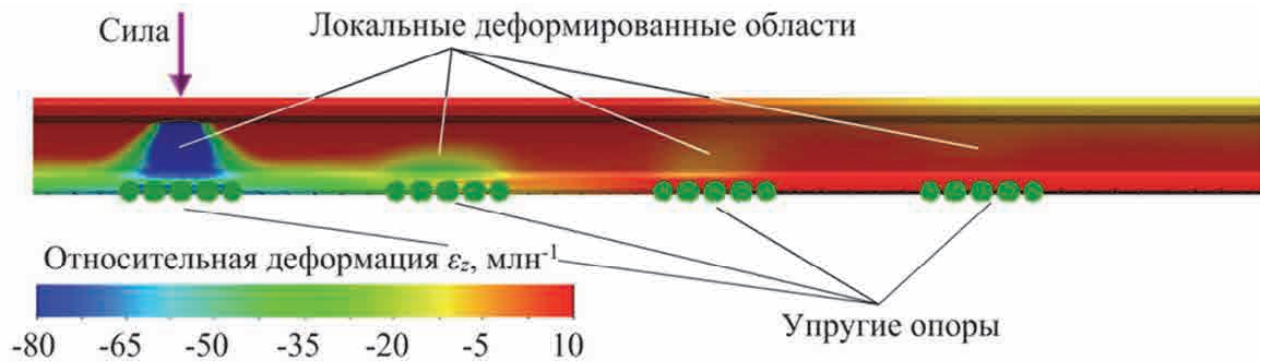


Рисунок 4.12 – Распределение вертикальных деформаций в рельсе под действием вертикальной силы 100 кН и упругого основания с жесткостью 300 МН/м³

Локализация деформаций, вызванных действием вертикальной силы на головке рельса и силами реакции опоры, указывает на различную их зависимость от времени при движении точки приложения вертикальной силы со скоростью V по поверхности рельса. Поэтому для решения обратной задачи (определения вертикальной силы от колеса на рельс F_0) предложена модель, представленная на рисунке 4.13. Измерение деформаций производится над центрами шпал парами тензодатчиков, обозначенных $T_1, T_2, T_3, \dots, T_n$. При анализе модели необходимо учитывать, что тензодатчики располагаются на средней линии рельса и поэтому нечувствительны к изгибу рельсошпальной решетки в вертикальной плоскости. Использование симметричных деформаций позволяет исключить влияние кручения рельса, вызванного эксцентриситетом приложения вертикальной силы, подуклонкой рельса, боковой силой от колеса. Таким образом, сигналы с пар тензодатчиков пропорциональны локальным деформациям, возникающим в результате воздействия силы от колеса и сил реакции шпалы. Как было показано при моделировании, ширина области локальных деформаций в середине шейки рельса не превышает 200 мм. Поскольку расстояние между шпалам более 0,5 м, то влиянием сил реакции опоры соседних шпал $(i - 1)$ -й и $(i + 1)$ -й на деформации шейки над i -й шпалой допустимо пренебречь. Измеренные i -й парой тензодатчиков симметричные деформации могут быть записаны в виде

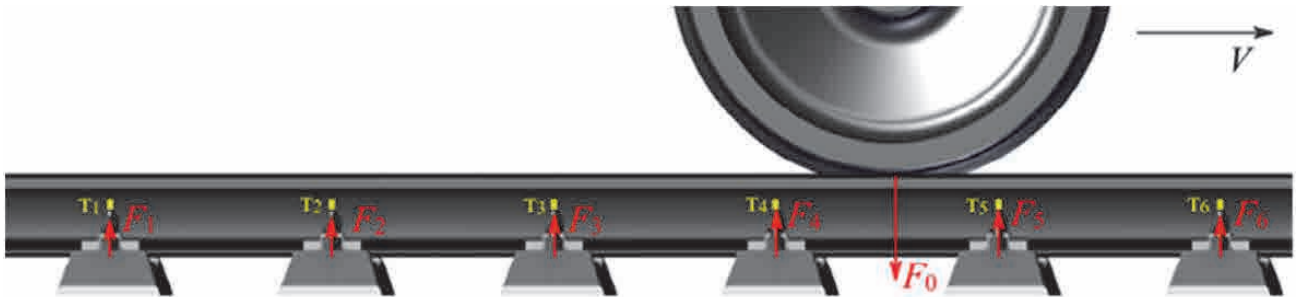
$$\varepsilon_{si} = k_{i0} \cdot F_0 + k_i \cdot F_i, \quad (4.7)$$

где k_i, k_{i0} – коэффициенты, $\text{млн}^{-1} \cdot \text{Н}^{-1}$;

F_0 – сила от колеса, Н;

F_i – сила реакции опоры, Н;

i – номер пары тензодатчиков.



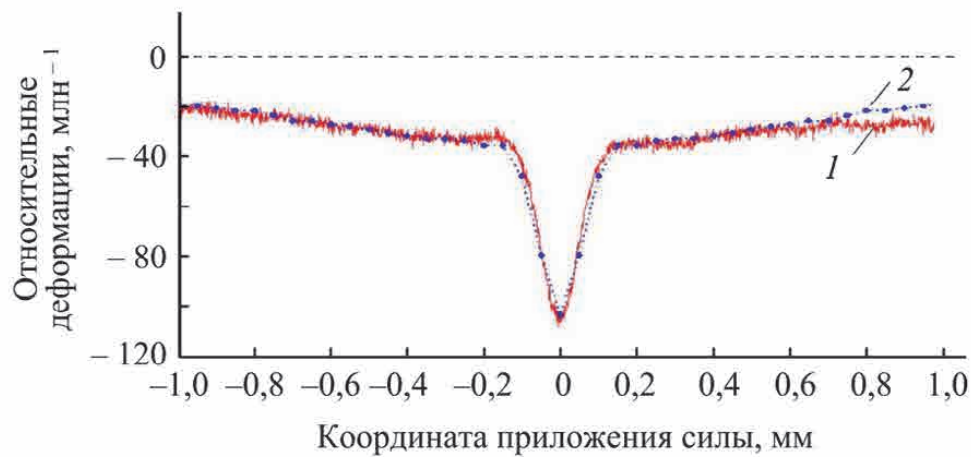
$T_1 - T_6$ – пары тензодатчиков, расположенных симметрично с внутренней и наружной сторон рельса

Рисунок 4.13 – Постановка задачи для определения деформаций рельса под действием силы F_0 с граничными условиями в виде силы реакции опор: $F_{n-1}, F_n, F_{n+1}, F_{n+2}$

При этом вертикальные деформации, измеренные между шпалами, определяются только силой F_0 :

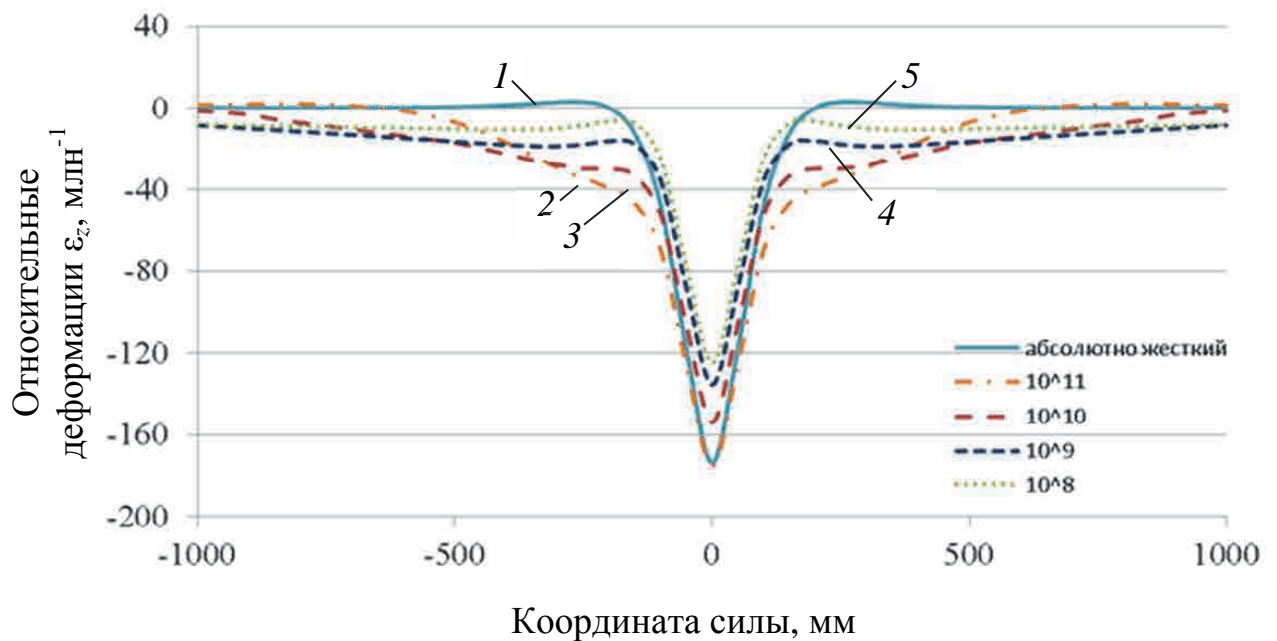
$$\varepsilon_{si} = k_{i0} \cdot F_0. \quad (4.8)$$

На рисунке 4.14 показана зависимость симметричных вертикальных деформации рельса ε_z от координаты y приложения силы Q . Кривая 2 рассчитана в модели (рисунок 4.11) путем перемещения точки приложения силы по поверхности катания. Экспериментальные результаты (поз. 1 на рисунке 4.14) получены в реальных условиях эксплуатации. На рисунке 4.14 наблюдаются две составляющие сигнала. Одна – с характерной шириной более 4 м связана с реакцией опоры шпалы, вторая – связана с локальными деформациями рельса, вызванными вертикальной силой от колеса. Ширина пика деформаций по уровню 0,1 составляет 0,18 м. Результаты численного моделирования прохождения колесной пары по участку пути с абсолютной жесткостью и различной распределенной жесткостью подрельсового основания от 10^8 до 10^{11} Н·м⁻³ приведены на рисунке 4.15.



1 – экспериментальные данные при движении колеса; 2 – теоретических расчет методом конечных элементов

Рисунок 4.14 – Зависимость вертикальных симметричных деформаций ε_z в точке $y = 0$ м от координаты силы



1 – абсолютно жесткое основание рельса; 2 – распределенная жесткость подрельсового основания 10^{11} Н·м⁻³; 3 – 10^{10} Н·м⁻³; 4 – 10^9 Н·м⁻³; 5 – 10^8 Н·м⁻³

Рисунок 4.15 – Зависимость деформаций шейки рельса ε_z от координаты приложения силы Q для различной жесткости пути:

Зона влияния деформаций, связанных с силой реакции опоры, изменяется в зависимости от жесткости подрельсового основания и может достигать 3 м, что соответствует оценкам, сделанным по вертикальным деформациям, вызванным

силой реакции шпал. Продольные деформации сильно зависят от прогиба рельса в вертикальном направлении, значительная протяженность зоны влияния колеса на деформации свидетельствует о зависимости показаний тензодатчиков от жесткости основания. Таким образом, для использования продольно ориентированных тензодатчиков (для измерения ε_y) с целью обнаружения дефектов необходимо обеспечить равномерную постоянную жесткость подрельсового основания, что требует изменения конструкции и условий содержания пути.

Использование тензодатчиков, ориентированных для измерения вертикальных деформаций ε_z , позволяет получить два информативных сигнала: симметричных деформаций ε_S и антисимметричных деформаций ε_A . В сигналах симметричных деформаций присутствуют составляющие, связанные со сжатием материала от вертикальной силы колеса, силами реакции шпал, прогибом рельса в вертикальной плоскости zy . Для выделения полезного сигнала, связанного с действием вертикальной силы Q , могут быть использованы методы частотной фильтрации, поскольку характерные времена изменения составляющих сигнала различаются более чем в 6 раз. Антисимметричные составляющие сигнала связаны с действием изгибающего момента M . Антисимметричные деформации регистрируются на расстояниях до 2,5 м и слабо зависят от прогиба рельса в плоскости zy . Использование симметричных и антисимметричных составляющих вертикальных деформаций перспективно для оценки дефектности колес по показателю силового воздействия на путь.

В основу методики измерения силы положен известный метод Шлюмпфа, получивший развитие в работах Н.Н. Кудрявцева и А.К. Шафрановского, когда сила Q определяется на основании результатов измерения мостовым методом на шейке рельса вертикальных деформаций ε_z , симметричных относительно плоскости симметрии и нейтральной плоскости рельса. В предлагаемом способе два тензодатчика устанавливаются на нейтральной плоскости рельса симметрично с внутренней и наружной сторон шейки. Вертикальную силу определяют по значениям симметричных вертикальных деформаций используя (4.1) и (4.6).

Наименьшее влияние мешающих факторов реализуется при измерениях между шпалами, расстояние до каждой из которых более 90 мм. В этом случае влиянием реакции опоры шпалы на результаты измерений можно пренебречь. Недостатком данного способ является небольшая зона чувствительности преобразователей, ограниченная протяженностью не более 180 мм. Измерение над шпалами позволяет регистрировать силу от колеса на рельс на значительных расстояниях, но при этом при движении колеса над парой тензодатчиков локальные деформации сил реакции колеса и рельса смешиваются.

Методическая погрешность результатов косвенных измерений сил связана с неопределенностью коэффициента пропорциональности k (4.3), который зависит от боковой силы, эксцентриситета приложения вертикальной силы, сил реакции шпал, износа головки рельса. При измерении динамических сил верхнее строение пути описывается системой дифференциальных уравнений и коэффициент пропорциональности в выражении зависит от частоты, что вносит дополнительную неопределенность в результаты измерений

Влияние источников погрешностей, в том числе боковой силы, эксцентриситета приложения вертикальной силы, износа поверхности катания головки рельса, возникающего от воздействия подвижного состава, исследовали экспериментально. Учет влияния динамических процессов проводился сравнением результатов динамического и статического нагружений. Особенностью современной системы метрологического обеспечения средств измерений силы является отсутствие эталонов и государственной поверочной схемы для динамических измерений, поэтому для создания методики калибровки проведены экспериментальные исследования деформаций в рельсах при статических и динамических испытаниях.

4.2 Статическая и динамическая калибровка тензометрической диагностической системы

Исследования закономерностей деформирования рельса под действием

ударной [215] и статической нагрузок проводились на экспериментальном участке пути [113] на полигоне СГУПСа. Ударная нагрузка создавалась свободно падающим стальным грузом сферической формы массой 6 кг и специально разработанным ударным устройством, подробно описанным в [25]. Ударное устройство представляет собой боек и набор шайб, которые скрепляются шпилькой. Масса ударного устройства может изменяться от 5 до 15 кг. Место удара на поверхности катания стабилизировалось с помощью полипропиленовой трубы. Начальная высота груза в экспериментах варьировалась в диапазоне от 0,4 до 1,5 м.

Для сравнения с динамикой проводились статические испытания при нагружении постоянной силой, воспроизводимой гидравлическим домкратом. Боковая сила создавалась гидравлическим домкратом путем распора колес, а вертикальная (рисунок 4.16) – с упором в поперечную балку груженого вагона-платформы. Контроль нагрузки выполнялся механическим и электрическим динамометрами, устанавливаемыми между домкратом и упором.

При динамических испытаниях регистрировались координаты точки удара на поверхности катания и длительность интервала времени τ контакта груза с рельсом. Измерение продолжительности удара проводилось с использованием специального устройства, состоящего из электрической цепи с последовательно соединенным источником постоянного тока, цифровым запоминающим осциллографом, шунтирующим сопротивлением, рельсом и грузом.

Продолжительность удара определялась по длительности импульса, возникающего при электрическом контакте ударного устройства и рельса. На рисунках 4.17 и 4.18 приведены зависимости симметричных ε_S и антисимметричных ε_A деформаций от времени при ударе над парой тензодатчиков поз. 5 на рисунке 4.1 грузом массой 9 кг. Продолжительность ударасоставила 0,71 мс. Временные параметры симметричных деформаций сжатия непосредственно под точкой удара (поз. 5 на рисунке 4.17) в целом соответствуют сигналу электрического контакта, а разница между передними и задними фронтами этих импульсов не превышает 5 % их длительности.

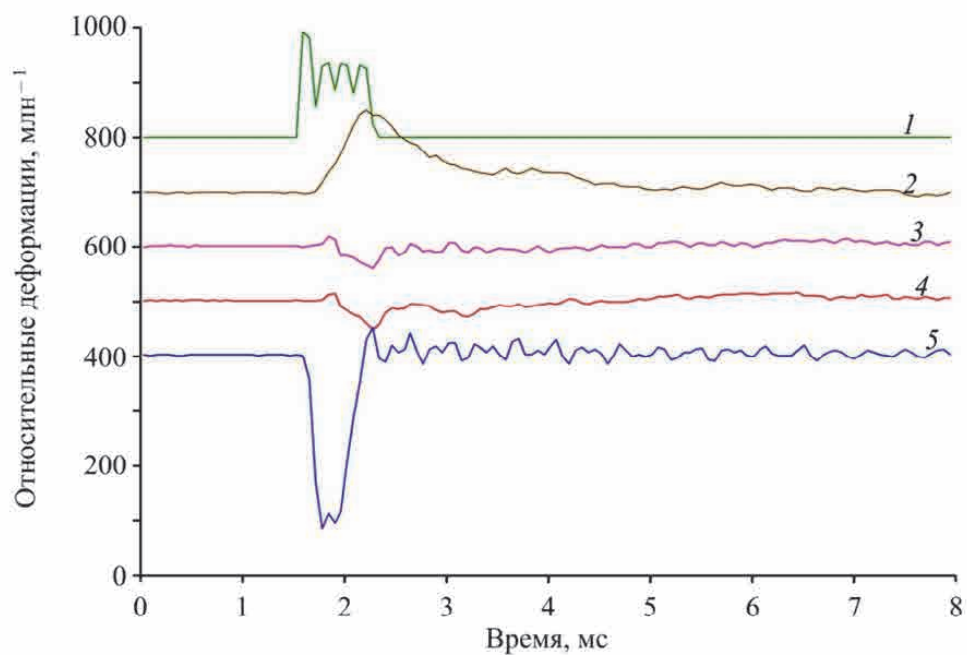
Поперечная балка

Динамометр

Домкрат
гидравлический



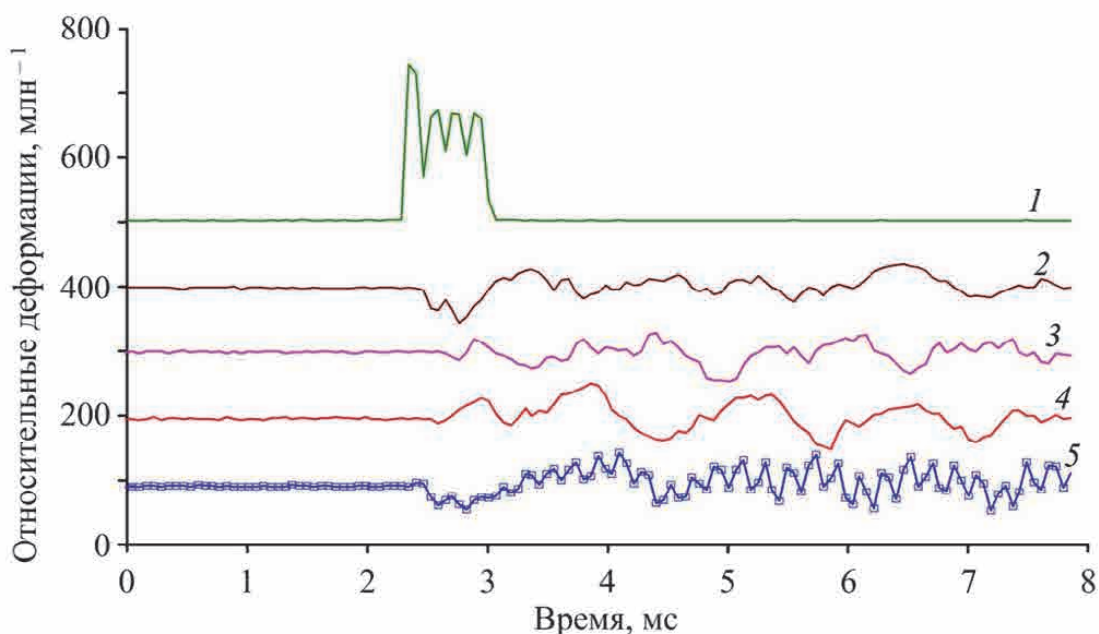
Рисунок 4.16 – Эксперимент по статическому нагружению рельса вертикальной силой



1 – электрический контакт; 2 – пара тензодатчиков поз. 6 на рисунке 4.1;
3 и 4 – пара тензодатчиков поз. 2 и 3 на рисунке 4.1; 5 – пара тензодатчиков
поз. 4 на рисунке 4.1

Рисунок 4.17 – Зависимости симметричных деформаций и напряжения в цепи электрического контакта ударного устройства и рельса от времени

После отскока груза в сигнале симметричных деформаций наблюдаются высокочастотные колебания с частотой свыше 5 кГц и характерным временем затухания более 2 мс.



1 – электрический контакт; 2 – пара тензодатчиков поз. 6 на рисунке 4.1;
3 и 4 – пара тензодатчиков поз. 2 и 3 на рисунке 4.1; 5 – пара тензодатчиков
поз. 4 на рисунке 4.1

Рисунок 4.18 – Зависимости антисимметричных деформаций и электрического напряжения в цепи электрического контакта ударного устройства и рельса от времени

Временные зависимости симметричных вертикальных деформаций поз. 3 и 4 на рисунке 4.17, зарегистрированных парами тензодатчиков поз. 2 и 3 на рисунке 4.1, имеют более сложный характер, связанный с взаимодействием рельсов со шпалами. Положительный импульс в начале удара длительностью не более 0,12 мс связан с растяжением рельса. Наибольшее по модулю значение отрицательного импульса, связанного с реакцией шпалы, наблюдается в конце удара и совпадает с погрешностью не более 0,06 мс с задним фронтом электрического импульса, в этот момент наблюдается максимальная сила реакции шпалы. Симметричные деформации шейки рельса непосредственно под местом

удара практически не имеют инерционности, а задержки фронтов не превышают 5 % длительности импульса. Вертикальные симметричные деформации над шпалами в стороне от удара регистрируют силу реакции опоры, максимальное значение которой соответствует окончанию удара, когда рельс максимально прижат к шпалам. После удара в сигналах наблюдаются колебательные процессы на частотах менее 1 кГц, связанные с упругими колебаниями рельсошпальной решетки в целом.

Симметричные продольные деформации (поз. 2 на рисунке 4.17) в целом соответствуют симметричным вертикальным деформациям над шпалами и характеризуют общий прогиб рельса. Первый локальный максимум соответствует максимально растянутому состоянию подошвы и, следовательно, нижнему положению рельса. Одновременно наблюдаются минимальные симметричные деформации материала над шпалой, связанные с максимальной силой реакции шпал на рельсы.

В сигналах антисимметричных деформаций (рисунок 4.18) наблюдаются колебания на частотах около 1 кГц, связанные с деформированием рельса по механизму кручения. Данный вид колебаний возбуждается при наличии эксцентриситета приложения вертикальной нагрузки или при воздействии боковой силы, в результате чего появляется изгибающий момент. В сигнале вертикальных антисимметричных деформаций непосредственно под местом удара наблюдаются колебания на частотах около 1,5 кГц.

В случае упругого удара продолжительность взаимодействия очевидно равна половине периода упругих колебаний. В соответствии с теорией упругости [120] период в первом приближении не зависит от амплитуды. В экспериментальных данных (рисунок 4.19) обнаружена зависимость продолжительности удара от начальной скорости устройства, что указывает на наличие нелинейности.

В диапазоне скоростей от 1 до 4 м/с относительное изменение времени удара составляет около 30 %. Аппроксимация, выполненная методом наименьших квадратов, позволила установить степенную зависимость времени от начальной

скорости удара:

$$\tau = 0,39 \cdot v^{-0,2}, \quad (4.9)$$

где τ – длительность удара, мс;

v – начальная скорость удара, м/с.

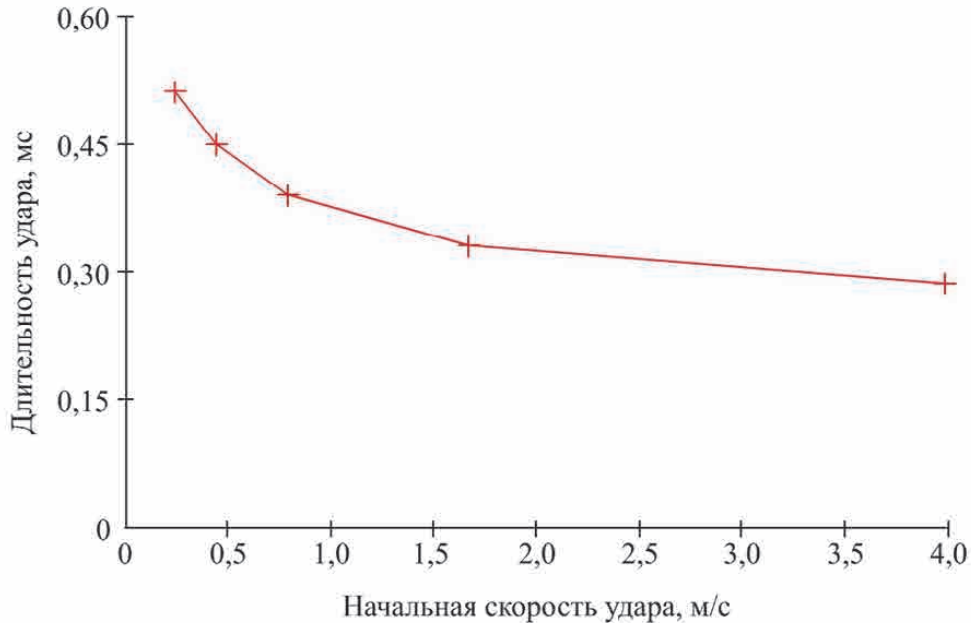


Рисунок 4.19 – Зависимость продолжительности удара от начальной скорости ударного устройства

Установлена корреляционная связь длительности удара и эксцентриситета приложения ударной нагрузки (рисунок 4.20). Коэффициент корреляции составил 0,77, что указывает на достаточно сильную зависимость между этими величинами. Влияние эксцентриситета приложения нагрузки на длительность удара связана с перераспределением энергии в модах колебаний рельса: сжатии и кручении. Смещение точки удара от плоскости симметрии рельса приводит к пропорциональному увеличению изгибающего момента и повышению влияния деформаций по механизму кручения. Продолжительность удара при варьировании эксцентриситета от 0 до 35 мм изменяется в диапазоне от 0,43 до 0,56 мс. Частота собственных колебаний системы груз – рельс, оцениваемая по формуле

$$f = \frac{1}{2 \cdot \tau}, \quad (4.10)$$

где τ – длительность удара (мс), изменяется от 0,9 до 1,2 кГц.

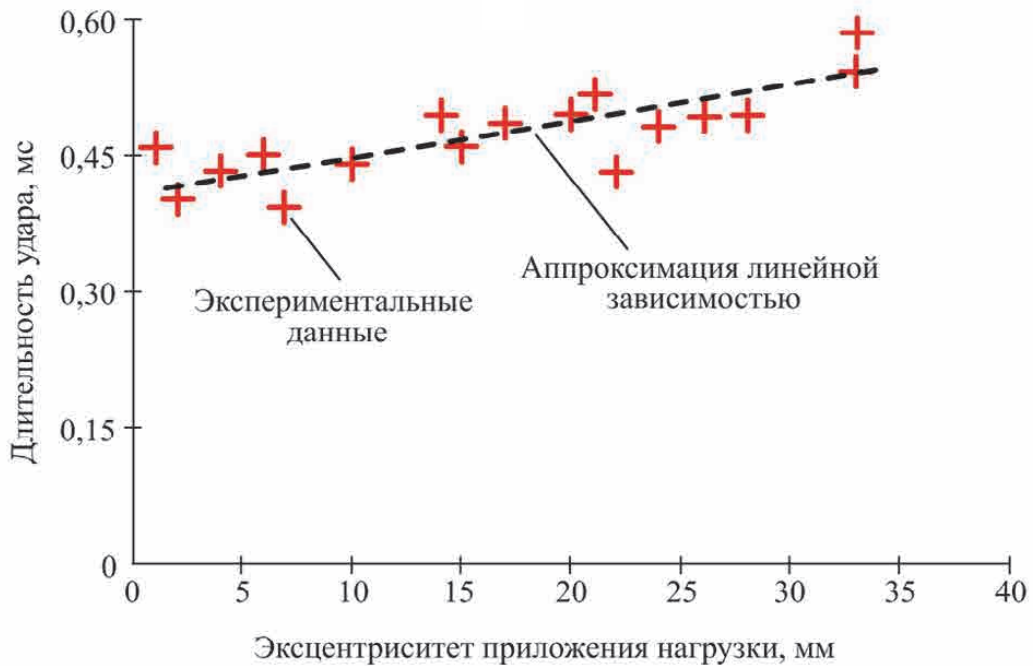


Рисунок 4.20 – Зависимость длительности τ удара от эксцентриситета точки удара относительно плоскости симметрии рельса

Наличие двух типов деформаций, связанных со сжатием шейки и кручением, изменяет коэффициент корреляции сигналов парных тензодатчиков, установленных в одном сечении на противоположных сторонах шейки рельса. По всем экспериментам с различными значениями эксцентриситета построено распределение количества сигналов по их коэффициенту корреляции (рисунок 4.21). Сигналы концентрируются в двух областях значений корреляции от $-1,0$ до $-0,5$ и от $0,5$ до $1,0$. Отрицательная область значений коэффициента корреляции соответствует сигналам, которые возникают под действием ударного нагружения на край поверхности катания рельса. Вертикальные деформации ε_z с противоположных сторон шейки находятся в противофазе, и при этом рельс деформируется по схеме «кручение» (рисунок 4.22, б). Для регистрации данной моды колебаний наилучшим образом подходят антисимметричные деформации.

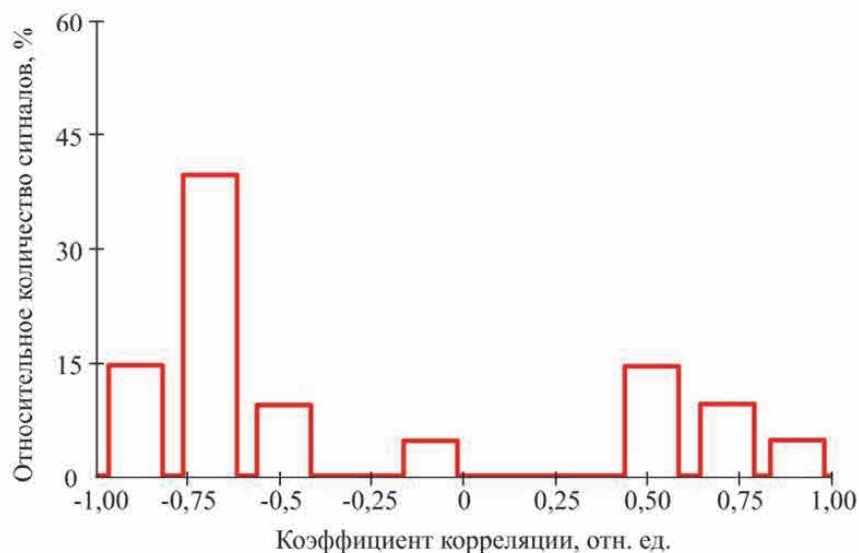


Рисунок 4.21 – Зависимость относительного количества сигналов тензосистемы от коэффициента корреляции сигналов парных тензодатчиков

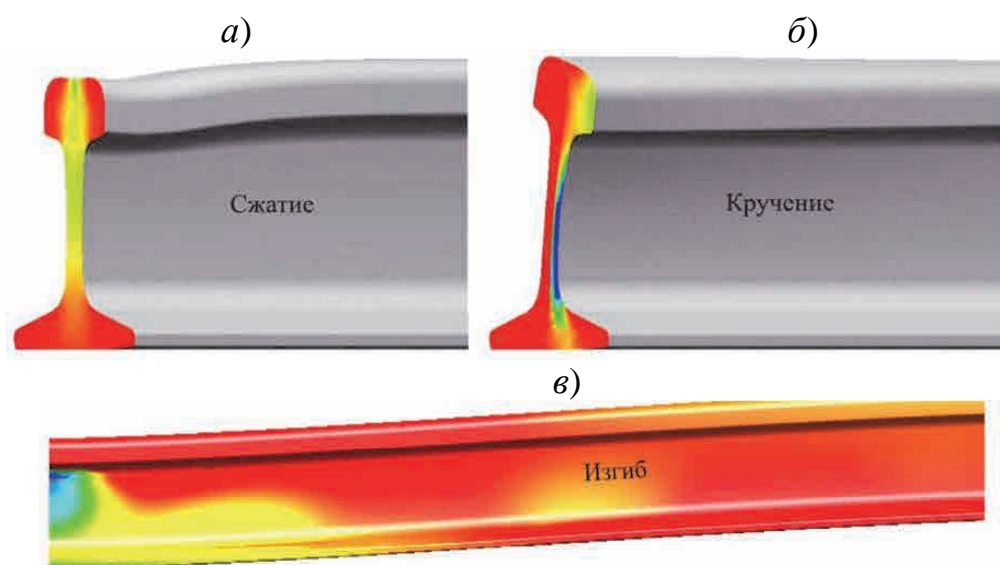


Рисунок 4.22 – Схемы деформирования рельса: *а* – сжатие вертикальной силой, *б* – боковой изгиб, *в* – вертикальный прогиб

В отсутствие эксцентриситета приложения нагрузки, когда ударное воздействие оказывается в вертикальной плоскости симметрии рельса, коэффициент корреляции принимает положительные значения от 0,5 до 1,0 (см. рисунок 4.21). Сигналы с тензодатчиков, установленных с противоположных сторон шейки рельса, при этом находятся в одной фазе. Деформации рельса (рисунок 4.22, *а*) являются симметричными, шейка деформируется по схеме

«сжатие».

Амплитуда антисимметричных деформаций в 1,5–2,0 раза превышает амплитуду симметричных, что связано с меньшей жесткостью рельса при боковом изгибе («кручении»). Для продольных деформаций ϵ_y , связанных с изгибом рельса в вертикальной плоскости (рисунок 4.22, в), амплитудные значения более чем в 5 раз меньше вертикальных деформаций в месте удара.

На графике зависимости коэффициента корреляции от эксцентриситета приложения (рисунок 4.23) нагрузки выделяются две зоны, в которых значения коэффициента корреляции имеют разные знаки. В первой области, где эксцентриситет $e < 12$ мм, преобладают симметричные колебания, амплитуда деформации сжатия больше амплитуды деформаций кручения. Во второй области, в которой эксцентриситет $e > 12$ мм, амплитуда антисимметричных деформаций существенно больше.

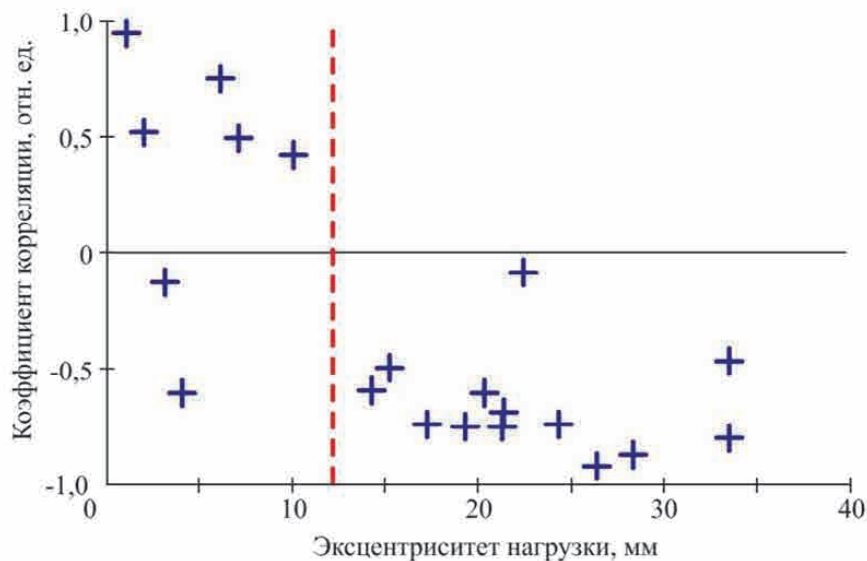


Рисунок 4.23 – Значения коэффициента корреляции сигналов с парных тензодатчиков для различных значений эксцентриситета точки удара e

Исходя из принципа суперпозиции упругих деформаций [120], они являются независимыми друг от друга. При увеличении эксцентриситета приложения нагрузки возрастает изгибающий момент, что, в свою очередь, увеличивает амплитуду антисимметричных деформаций. В экспериментах, в

которых симметричные и антисимметричные колебания имеют близкие амплитуды, наблюдаются близкие к нулю значения коэффициента корреляции.

Зависимость амплитуды деформаций от эксцентриситета приложения нагрузки носит линейный характер. Методом наименьших квадратов с коэффициентом корреляции 0,6 получено уравнение регрессии для экспериментальных данных на рисунке 4.20:

$$\varepsilon_{\max} = 1,1 \cdot e + 18,6. \quad (4.11)$$

Линейная зависимость амплитуды антисимметричных деформаций от эксцентриситета также не противоречит гипотезе о природе возникновения данного типа деформирования под действием изгибающего момента.

Исследование спектральных характеристик проводилось во временной области, в которой отсутствует воздействие ударного устройства на рельс. Время окончания ударного взаимодействия определялось по заднему фронту сигнала электрического контакта. В этой области сигнал представляет собой достаточно медленно затухающие гармонические колебания с добротностью более пяти, поэтому анализ спектра проводился с использованием алгоритмов быстрого преобразования Фурье.

В спектре симметричных деформаций (рисунок 4.24) наблюдаются две характерные частоты 5,8 и 10,0 кГц, амплитуды которых сравнимы и их отношение составляет 1,5. Ширина пиков спектральной функции на полувысоте не превышает 5 % несущей частоты, что свидетельствует о достаточно высокой добротности колебательной системы (более 20). В диапазоне частот от 3 до 4 кГц наблюдается незначительный локальный максимум, амплитуда которого не более 15 % амплитуды на частоте 10 кГц.

Собственная частота вертикальных колебаний рельса определяется известной формулой резонанса плоской пластины:

$$f_c = \frac{c}{2 \cdot h}, \quad (4.12)$$

где c – скорость акустической волны в объекте контроля, м/с;

h – высота рельса, м.

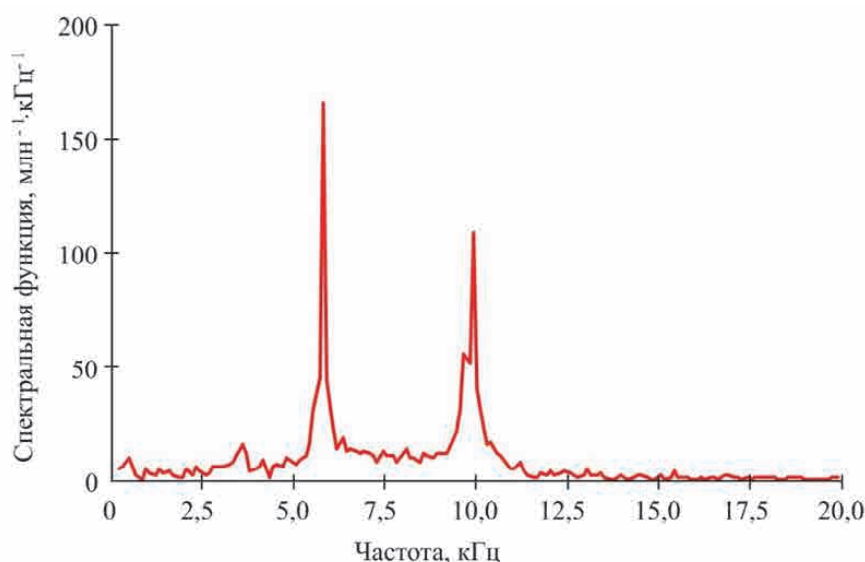


Рисунок 4.24 – Амплитудно-частотная характеристика симметричных деформаций

Пренебрегая для «грубой» оценки влиянием формы рельса на скорость волн и частоту, в формуле (4.12) допустимо использовать табличные значения скорости волн в стали, равные $c_t = 3\,250$ м/с для поперечных волн и $c_l = 5\,950$ м/с для продольных волн. Резонансные частоты для рельса высотой $h = 0,18$ м, оцениваемые по формуле (4.12), принимают значения 9,0 и 16,5 кГц. Несмотря на достаточно качественные оценки, порядок значений совпадает. Важный в дальнейшем факт заключается в отсутствии свободных колебаний в спектре частот менее 2 кГц, что позволяет говорить о безинерционности сигналов симметричных вертикальных деформаций при регистрации в низкочастотном диапазоне менее 2 кГц.

В спектре антисимметричных деформаций (рисунок 4.25) локальные максимумы соответствуют трем частотам: 1,5; 4,25 и 10 кГц. В спектре присутствуют низкочастотные колебания на характерной частоте около 1,5 кГц с относительной шириной локального максимума более 50 %. В процессе колебаний задействован широкий частотный диапазон от 1,3 до 2,1 кГц.

Амплитуда симметричных и антисимметричных колебаний монотонно убывает во времени по экспоненциальному закону (рисунок 4.26). Методом наименьших квадратов получена аппроксимация с коэффициентом корреляции

0,95. Время затухания, оцениваемое по показателю экспоненциальной зависимости, для антисимметричных колебаний составляет $\tau_d = 1,1$ мс, а для симметричных $\tau_d = 12$ мс.

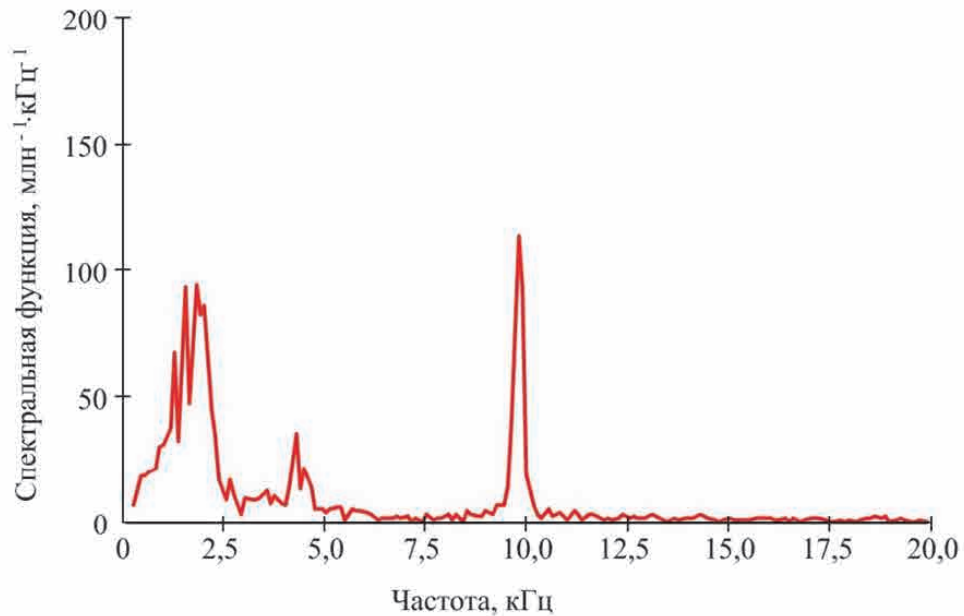


Рисунок 4.25 – Амплитудно-частотная характеристика антисимметричных деформаций

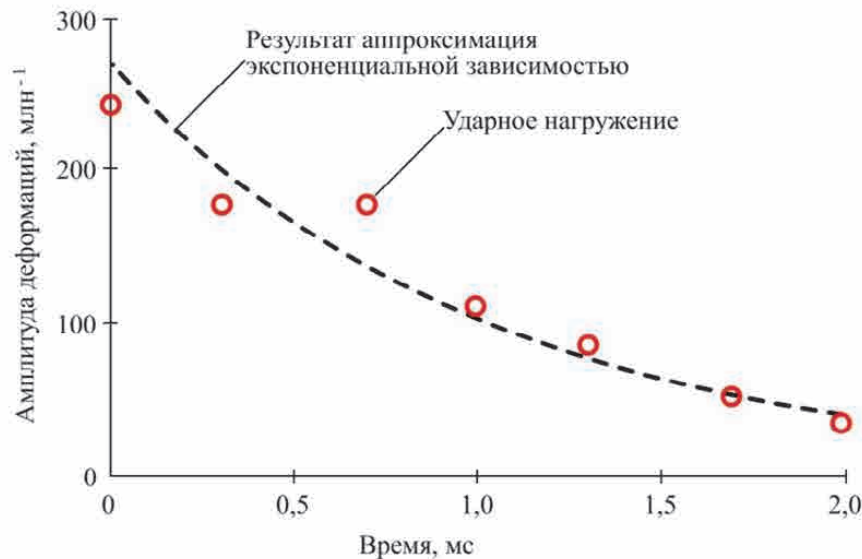


Рисунок 4.26 – Зависимость амплитуды антисимметричных деформаций от времени

В этих условиях добротность $Q = f_c \cdot \tau_d$ колебательной системы для симметричных колебаний равна 120, что более чем в 70 раз выше добротности системы для антисимметричных колебаний, равной 1,65. Для антисимметричных

колебаний, распространяющихся по механизму кручения, система является открытой и колебания способны распространяться вдоль рельса. На рисунке 4.27 приведен график зависимости амплитуды антисимметричных деформаций от расстояния до точки ударного воздействия. Для сравнения одновременно приведены экспериментальные данные, полученные на полигоне при нагружении ударным устройством и в реальных условиях при проходе колеса с дефектом поверхности катания.

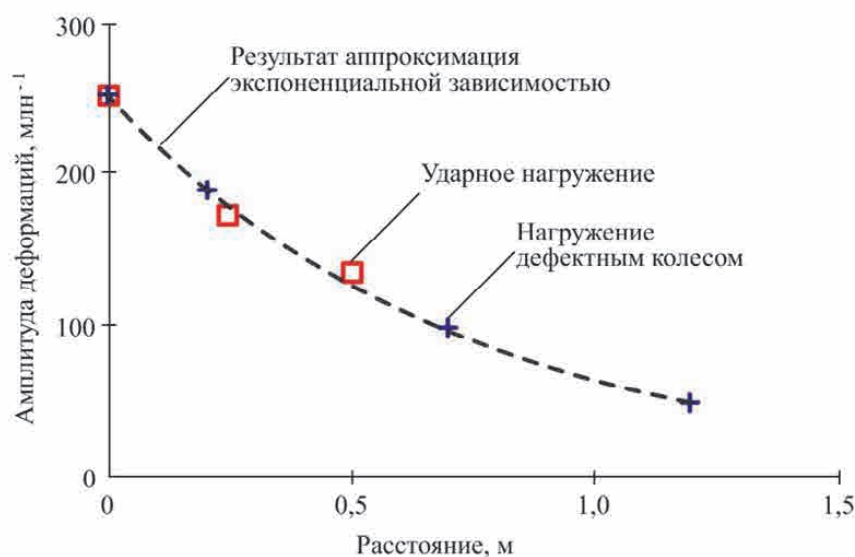


Рисунок 4.27 – Зависимость амплитуды симметричных деформаций от расстояния

Экспериментальные данные (см. рисунок 4.27) были аппроксимированы экспоненциальной зависимостью с коэффициентом корреляции 0,96. Характерное расстояние, на котором амплитуда колебаний убывает в e раз (число Непера), составляет 0,43 м, что позволяет регистрировать параметры ударных процессов с использованием антисимметричных деформаций на расстояниях до 1,4 м по уровню 0,1. Характерное расстояние для симметричных колебаний на частоте 10 кГц составляет 0,13 м и, следовательно, сигнал симметричных деформаций по уровню 0,1 не может быть зарегистрирован на расстояниях более 0,3 м.

Значительным преимуществом антисимметричных колебаний относительно симметричных является высокая чувствительность, связанная с низкой собственной частотой около 1,5 кГц, которая ближе к частоте взаимодействия колеса с ползуном и рельса (до 400 Гц). Открытость системы рельса для

антисимметричных колебаний позволяет регистрировать параметры ударных процессов на расстояниях до 1,0 м от места воздействия. Исходя из этого, для получения развертки колеса необходимо и достаточно устанавливать пары тензодатчиков на расстоянии до 1,0 м. Существенным достоинством антисимметричных колебаний является слабое влияние на них состояния подрельсового основания.

Антисимметричные колебания перспективно использовать для обнаружения временных параметров дефектов. Основным недостатком антисимметричных колебаний является сильная зависимость их амплитудных параметров от траектории движения колеса по рельсу и эксцентриситета приложения нормальной нагрузки. Задачу оценки показателей динамики силового воздействия позволяют решить короткодействующие неинерционные симметричные деформации. Влияние мешающих факторов на коэффициент преобразования k в выражении (4.8) оценивалось экспериментальным и расчетным методом с использованием конечно-элементной модели.

Влияние боковой силы на сигналы симметричных деформаций исследовалось на полигоне СГУПСа при воздействии боковой силы с максимальным значением 39 кН, равным 0,33 от осевой нагрузки. Зарегистрированные сигналы симметричных и антисимметричных деформаций показаны на рисунке 4.28, а. При ступенчатом нагружении 6; 13; 19; 26; 38 кН амплитуда антисимметричных деформаций линейно зависит от силы с коэффициентом корреляции больше 0,99. В сигналах симметричных деформаций (рисунок 4.28) изменения при воздействии боковой силы не превышают уровня шумов со средним квадратическим отклонением 3 млн^{-1} .

Экспериментальные результаты согласуются с расчетами, выполненными методом конечных элементов, в модели, представленной на рисунке 4.11. Разница деформаций, зарегистрированных при вертикальном нагружении боковой силой 100 кН, и деформаций, измеренных при одновременном воздействии вертикальной силы 100 кН и боковой силы 30 кН, не превышает 0,2 %.

Влияние изгиба рельса в вертикальной плоскости и эксцентриситета силы Q

оценивалось по сигналам с пары тензодатчиков (поз. 5 на рисунке 4.1), расположенных между шпалами, и пар тензодатчиков (поз. 6 и 7 на рисунке 4.1) для измерения продольных деформаций. Нагружение осуществлялось гидравлическим домкратом (см. рисунок 4.16) на поверхность катания рельса (рисунок 4.29) с упором в поперечную балку груженого вагона-платформы на расстоянии не менее 3 м от ближайшего колеса. Нагрузка контролировалась динамометром.

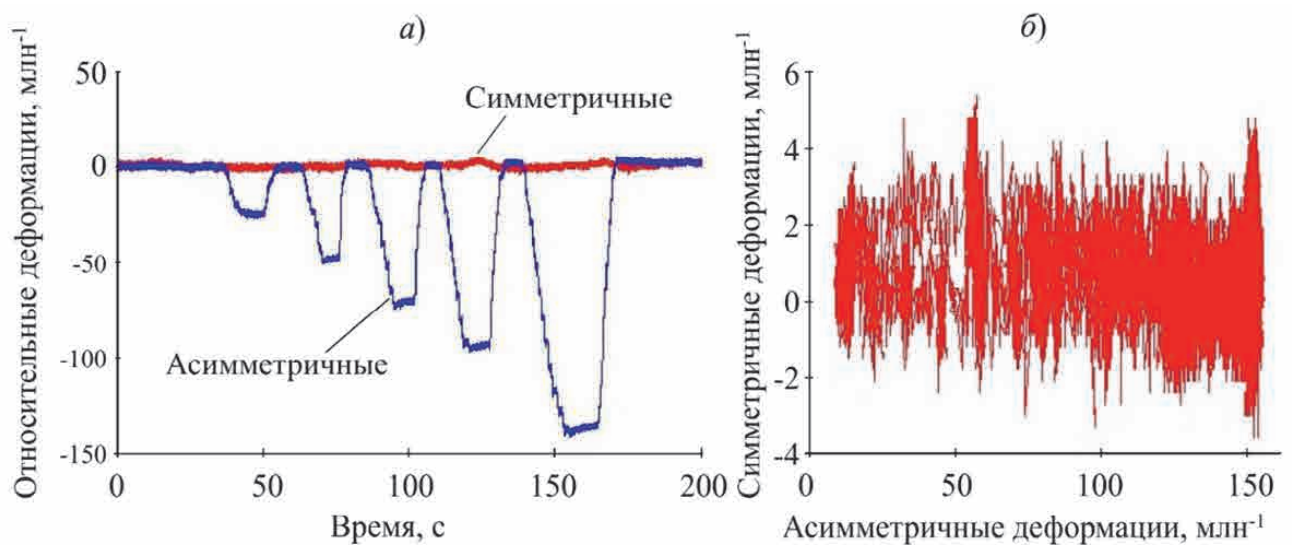


Рисунок 4.28 – Зависимость деформаций от времени (а) и зависимость симметричных деформаций от антисимметричных (б) при нагружении боковой силой

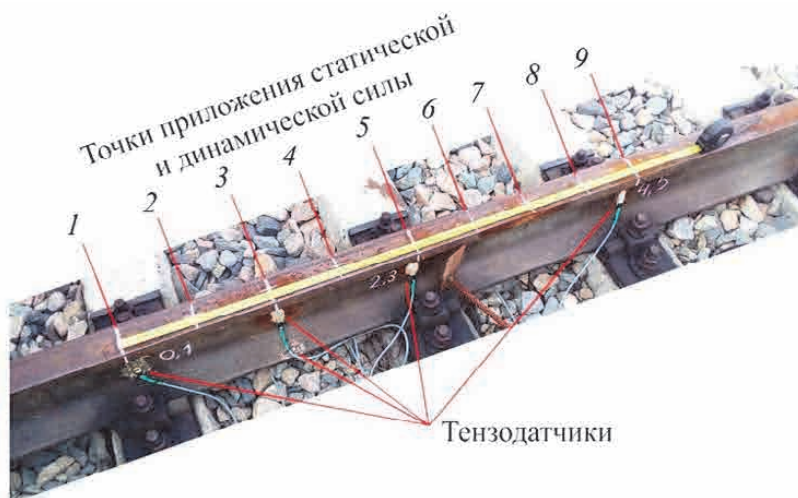


Рисунок 4.29 – Рельс с тензодатчиками и разметкой приложения статических и динамических сил

Вариации симметричных деформаций ε_s не превышают 1 % при изменении эксцентриситета приложения вертикальной силы до 30 мм и при изгибе рельса в вертикальной плоскости на 1–5 мм. Сравнение коэффициентов преобразования в динамике и в статике проводилось на участке пути над тремя шпалами в девяти точках: над центрами трех шпал и в трех точках между шпалами (см. рисунок 4.29). Характерный вид зависимости симметричных деформаций шейки рельса от времени приведен на рисунке 4.30.

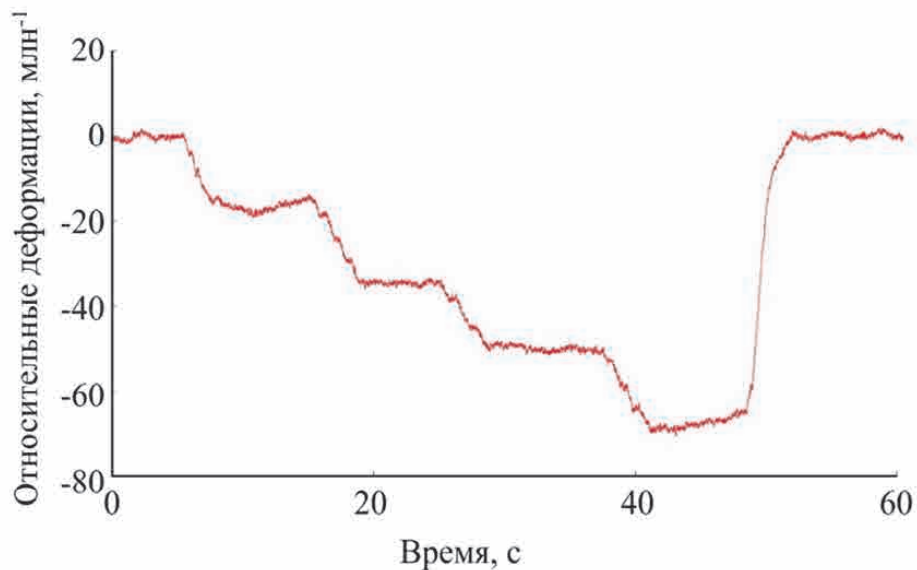


Рисунок 4.30 – Зависимость симметричных вертикальных деформаций шейки рельса между шпалами от вертикальной силы

Вертикальная сила изменялась с выдержкой постоянной нагрузки на полках, значение силы на которых принималось равным 25, 50, 75 и 100 % максимального значения. При выдержке постоянной нагрузки из-за особенностей конструкции применяемого домкрата наблюдалось уменьшение абсолютного значения деформаций на уровне 5–10 %, поэтому при обработке рассчитывались минимальные значения деформаций и максимальные значения силы на каждой полке.

На рисунке 4.31 показана зависимость симметричных вертикальных деформаций, зарегистрированных между первой и второй шпалами (поз. 3 на рисунке 4.29) и над первой шпалой (поз. 1 на рисунке 4.29) при нагружении между шпалами (поз. 3 на рисунке 4.24). Коэффициенты пропорциональности,

определенные при аппроксимации методом наименьших квадратов линейной зависимостью с коэффициентом корреляции 0,99, приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Коэффициенты линейной регрессии, рассчитанные методом наименьших квадратов, для статического нагружения

Место измерения	Среднее значение		Среднее квадратическое отклонение	
	k , млн ⁻¹ ·Н ⁻¹	b , млн ⁻¹ ·с	$S(k)$, млн ⁻¹ ·Н ⁻¹	$S(b)$, млн ⁻¹ ·с
Над шпалой	2,06	0,002	0,02	0,001
Между шпалами	1,84	0,003	0,01	0,002

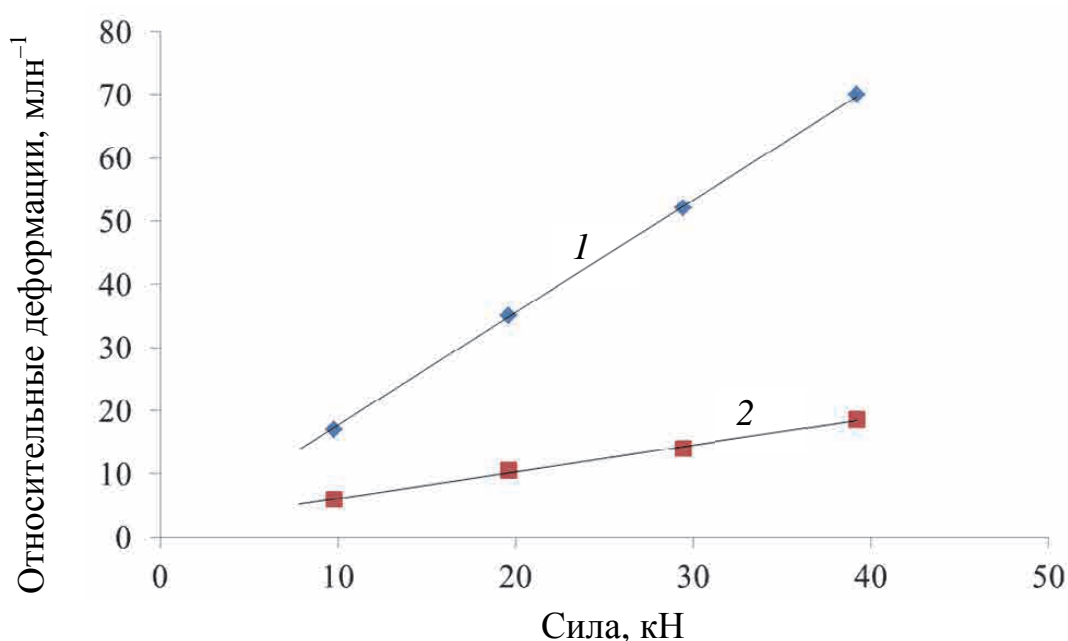


Рисунок 4.31 – Зависимость симметричных деформаций шейки рельса между шпалами (1) и над шпалой (2) при нагружении статической силой между шпалами

Коэффициент преобразования для статического нагружения над парой тензодатчиков, расположенных между шпалами, составил 1,84 млн⁻¹·кН⁻¹ (поз. 1 на рисунке 4.31), а для пары тензодатчиков, расположенных над шпалой на расстоянии 0,25 м от точки приложения нагрузки, 0,38 млн⁻¹·кН⁻¹ (поз. 2 на рисунке 4.31). Таким образом коэффициент преобразования, основанный на регистрации деформаций, вызванных силой реакции опоры, в 4 раза меньше коэффициента прямого преобразования силы в локальные деформации рельса.

Статические испытания проведены при нагружении вертикальной силой над

шпалой (поз. 1 на рисунке 4.29). Деформации, зарегистрированные парой тензодатчиков, расположенных непосредственно под нагрузкой, представляют собой сумму деформаций от вертикальной силы и силы реакции опоры. Коэффициент преобразования составил $2,06 \text{ млн}^{-1} \cdot \text{кН}^{-1}$.

Динамическое нагружение осуществлялось с использованием специализированного ударного устройства [251] массой $m = 9 \text{ кг}$, свободно падающего с высоты $h = 1 \text{ м}$. Зарегистрированные при этом сигналы носят импульсный характер (рисунок 4.32) со свободными колебаниями после прекращения взаимодействия ударного устройства и рельса.

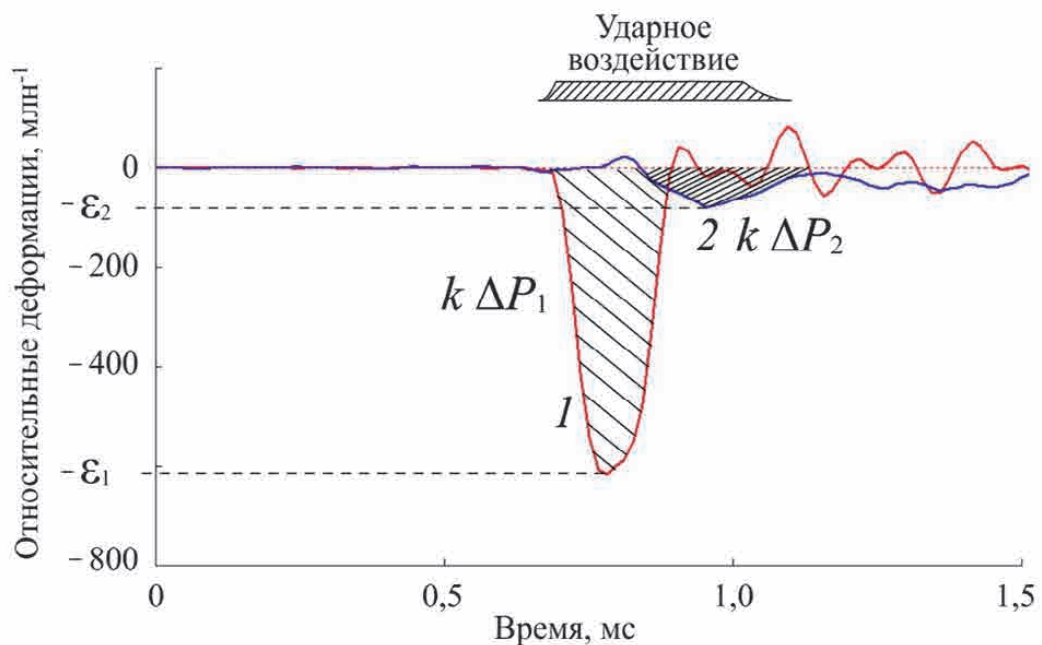


Рисунок 4.32 – Зависимость симметричных деформаций от времени между шпалами (1) и над шпалами (2) при ударном воздействии между шпалами и временной интервал взаимодействия ударного устройства и рельса

Анализ сигналов выполнен в рамках модели свободно падающего устройства на упругое основание. Скорость v_b устройства перед ударом в пренебрежении силой сопротивления воздуха и силой трения о направляющее устройство определяется ускорением свободного падения g и начальной высотой h :

$$v_b = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}, \quad (4.13)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

h – начальная высота ударного устройства, м.

Для определения силы необходима оценка скорости ударного устройства после прекращения воздействия, которая может быть основана на длительности интервала времени Δt между первым и вторым ударом, который возникает после отскока

$$v_e = 0,5 \cdot g \cdot \Delta t, \quad (4.14)$$

где Δt – время между первым и вторым ударом, с.

Изменение импульса устройства за время удара определяется начальной и конечной скоростями:

$$\Delta P = m \cdot (v_b + v_e). \quad (4.15)$$

Мгновенное значение силы взаимодействия ударного устройства и рельса определяется через изменение импульса:

$$F = \frac{dP(t)}{dt}, \quad (4.16)$$

где $P(t)$ – зависимость импульса устройства от времени при ударе, Н·с.

Подстановка (4.16) в (4.8) позволяет связать относительные деформации рельса с изменением импульса ударного устройства:

$$\varepsilon(t) = k \cdot \frac{dP(t)}{dt}. \quad (4.17)$$

Интегрирование выражение (4.17) на интервале времени от начала удара до его окончания позволяет определить коэффициент пропорциональности k между силами и деформациями:

$$k = \int_0^\tau \varepsilon(t) dt / \Delta P, \quad (4.18)$$

где τ – продолжительность ударного воздействия, с.

Интеграл в выражении (4.18) представляет собой площадь $k \cdot \Delta P_1$ заштрихованной области (поз. 1 на рисунке 4.32) и может быть определен суммированием дискретных сигналов с тензодатчиков. Для оценки линейности зависимости в предложенной модели выполнена серия измерения с различной начальной высотой ударного устройства h от 1 и 1,5 м и массой m от 5 до 15 кг. Зависимость интеграла деформаций от изменения импульса при динамическом

воздействии между шпалами и над шпалой приведена на рисунке 4.33. Аппроксимация выполнена методом наименьших квадратов линейной зависимостью:

$$\int_0^{\tau} \varepsilon(t) dt = k \cdot \Delta P + b, \quad (4.19)$$

где k и b – коэффициенты пропорциональности, $\text{млн}^{-1} \cdot \text{Н}^{-1}$ и $\text{млн}^{-1} \cdot \text{с}$ соответственно.

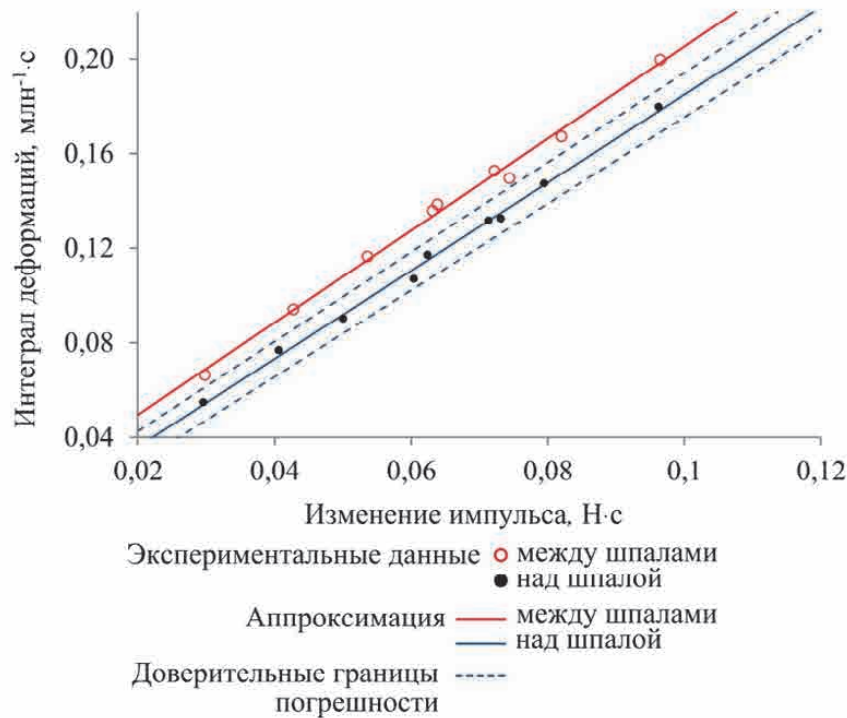


Рисунок 4.33 – Зависимость интеграла деформаций от изменения импульса при динамическом нагружении между шпалами и над шпалами

Средние значения и средние квадратические отклонения коэффициента пропорциональности k и смещения b для экспериментальных данных, представленных на рисунке 4.33, приведены в таблице 4.2. Коэффициенты корреляции зависимостей превышают 0,997, что свидетельствует о линейности зависимости параметров. Экспериментальные данные над шпалами и между шпалами различаются и выходят за доверительные границы (рисунок 4.33), построенные с доверительной вероятностью 0,95.

Экспериментальные значения коэффициента пропорциональности k (см. таблицу 4.2), определенные выражением (4.8) и связывающие силы и

деформации, над шпалами на 5 % выше, чем между шпалами. Данное отклонение не находит объяснения в рамках погрешности измерений, так как доверительные границы погрешности с вероятностью 0,95 составляют 2 %. Следовательно, на частотах около 1 кГц подрельсовое основание увеличивает чувствительность деформаций к динамической силе на 5 %, при неопределенности коэффициента пропорциональности 2 %.

Таблица 4.2 – Коэффициенты линейной регрессии, рассчитанные методом наименьших квадратов для динамического нагружения

Место измерения	Среднее значение		Среднее квадратическое отклонение	
	k , млн ⁻¹ ·Н ⁻¹	b , млн ⁻¹ ·с	$S(k)$, млн ⁻¹ ·Н ⁻¹	$S(b)$, млн ⁻¹ ·с
Над шпалой	1,98	0,011	0,02	0,004
Между шпалами	1,86	-0,001	0,01	0,003

Статический и динамический коэффициенты (для частот до 1 кГц) преобразования силы в симметричные деформации между шпалами совпадают в пределах 2 % с доверительными границами погрешности не более 2 %. Статический коэффициент преобразования симметричных деформаций над шпалами превышает динамический на частоте 1 кГц не более чем на 5 %. При высокочастотном воздействии уменьшается влияние инерционной составляющей – реакции опоры. Калибровка тензометрической системы для измерения динамических сил с верхней границей частоты 1 кГц может быть выполнена статической силой с погрешностью не более 5 % на участке рельса над шпалами и не более 2 % – между шпалами.

4.3 Результаты контроля динамической силы в движении

Вертикальные силы, воздействующие от колеса на рельс при отсутствии коротких неровностей, которые способны приводить к ударному нагружению рельса, характеризуют не только техническое состояние ходовых частей вагона, но и массу груза и его распределение в плоскости вагона. В сигналах

симметричных деформаций присутствуют две составляющие: импульсная и плавная. Для цели измерения абсолютного значения силы перспективно использовать импульсную составляющую, которая связана с локальными деформациями рельса непосредственно в области приложения силы. Амплитуда данной составляющей линейно зависит от силы и не зависит от состояния подрельсового основания. Продолжительность импульсной составляющей определяется длиной зоны локальных деформаций, которая составляет около 180 мм. Это не позволяет получить непрерывную развертку силы при движении колеса по измерительному участку, на котором пары тензодатчиков установлены через каждые 0,5 м. Тем не менее при условии, что данная сила является безударной и изменяется достаточно медленно, она может быть охарактеризована в точках расположения тензодатчиков.

Для определения сил, действующих от колеса на рельс, решалась задача, обратная задаче определения деформаций рельса под проходящим поездом. Задача может быть сформулирована только в терминах силы (рисунок 4.34). На поверхность катания рельса от колеса воздействует сила F_0 , а на подошву в местах взаимодействия со шпалами – силы реакции F_n , где n – номер шпалы измерительного участка. В такой постановке задачи упругие коэффициенты и зазоры между рельсами, шпалами, балластным слоем учитываются в силах реакции шпал.

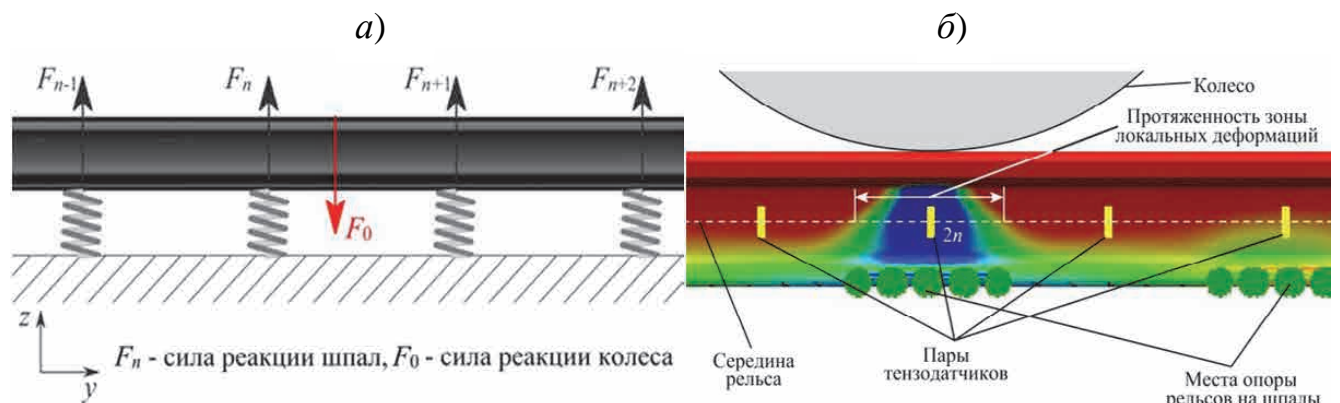


Рисунок 4.34 – Схема приложения сил к рельсу (а) и поле деформаций ε_z (б), рассчитанных методом конечных элементов

В рамках предложенной модели (см. рисунок 4.34, а) деформации над n -й шпалой описываются зависимостью

$$\varepsilon_n = F_0 \cdot \varphi(y) + F_n \cdot \chi(y), \quad (4.20)$$

где $\varphi(y)$, $\chi(y)$ – функции, аргументом которых является продольная координата y точки приложения силы F_0 на поверхности катания рельса;

В общем случае сила воздействия колеса F_0 не может быть однозначно определена из выражения (4.20), так как неизвестны граничные условия – силы реакции шпал. В частном случае равномерного движения колес по рельсам с постоянной скоростью v уравнение принимает вид:

$$\varepsilon_n = F_0 \cdot \varphi(v \cdot t) + F_n \cdot \chi(v \cdot t), \quad (4.21)$$

Первое слагаемое в выражении (4.21) описывает импульсную составляющую деформаций, второе – плавную составляющую. Учитывая различную зависимость этих составляющих деформаций от времени, предложен алгоритм [28], основанный на временной фильтрации сигналов методами регрессионного анализа. В окрестности импульса, вызванного воздействием бездефектного колеса, выделяются два временных интервала $(-t_0; -t_0 + \Delta t)$ и $(t_0 - \Delta t; t_0)$, в которых методом наименьших квадратов сигнал аппроксимируется полиномом n -й степени. Параметры алгоритма выделения составляющих рассчитаны на основании экспериментальных данных, полученных на опытном участке пути. Коэффициенты аппроксимации выбирались из условия минимизации суммы квадратов отклонений теоретической зависимости от экспериментальной. Сумма квадратов рассчитывалась на участке, свободном от пиков деформаций. Наилучшие результаты получены для полинома четвертой степени $n = 4$ и временных параметров интервалов аппроксимации $\Delta t = 0,063 \cdot v^{-1}$, где v – скорость поезда, м/с. Относительное суммарное отклонение теоретической зависимости от экспериментальной на экстраполируемом участке не превышало 1 %. На основе алгоритма разработано программное обеспечение для расчета силы реакции шпалы и нормальной силы, действующей от колеса на рельс. Пример результатов работы программы для сигналов симметричных деформаций с девяти пар тензодатчиков приведен на

рисунке 4.35.

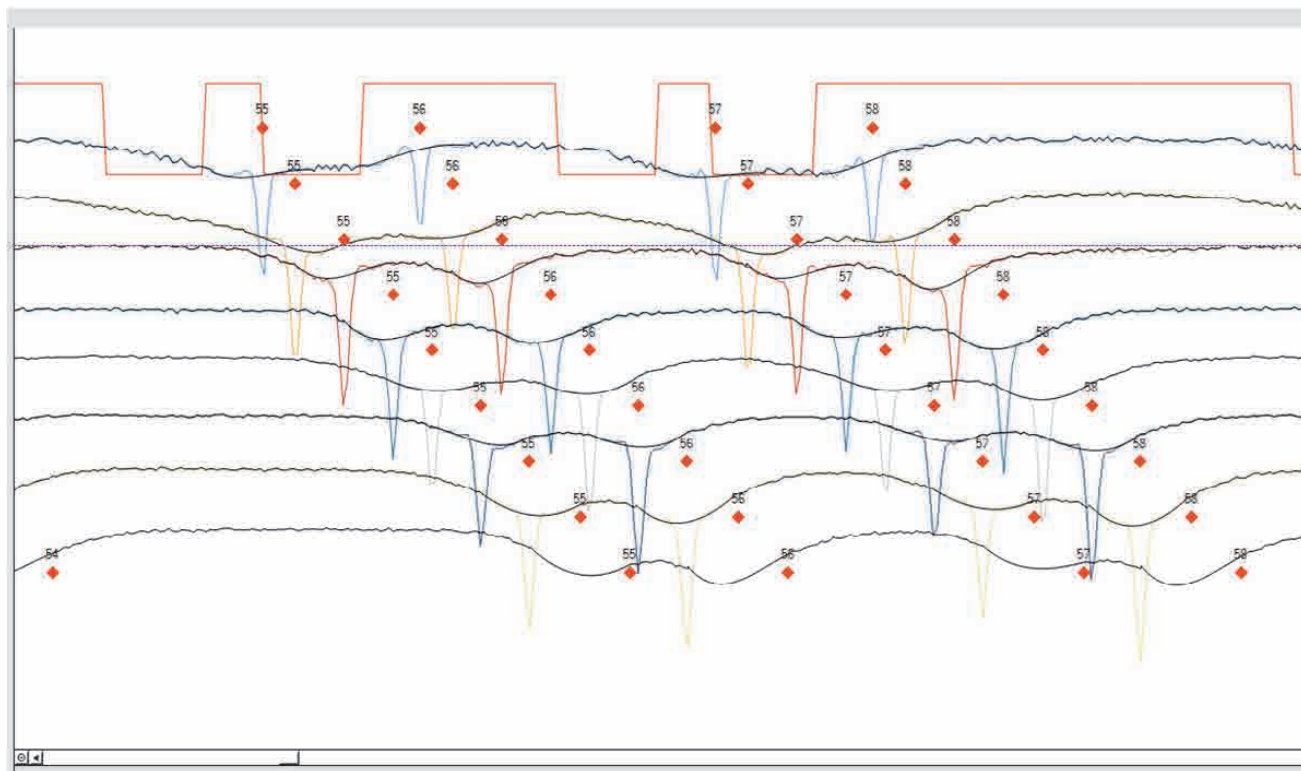


Рисунок 4.35 – Внешний вид программного обеспечения для обработки сигналов тензометрической системы с сигналами симметричных деформаций и рассчитанными компонентами сигнала реакции шпалы

Анализ достоверности результатов контроля может быть выполнен сравнением средней силы для подвижного состава с различной осевой нагрузкой. На рисунке 4.36 приведены зависимости средних показаний системы в восьми сечениях диагностического участка при движении грузового поезда от показаний системы с использованием исправленных и неисправленных деформаций. Результаты получены путем статистической обработки 10 грузовых поездов и 10 электропоездов в диапазоне скоростей от 30 до 50 км/ч. Средняя сила от колеса на рельс для грузового поезда составила 110 кН, что почти в 1,5 раза больше аналогичной величины для электропоезда 65 кН. Коэффициенты корреляции сил в грузовом и электропоезде для неисправленных деформаций составили 0,64, а в пассажирском 0,74. Исключение из сигналов симметричных деформаций медленной компоненты уменьшает разброс результатов измерений.

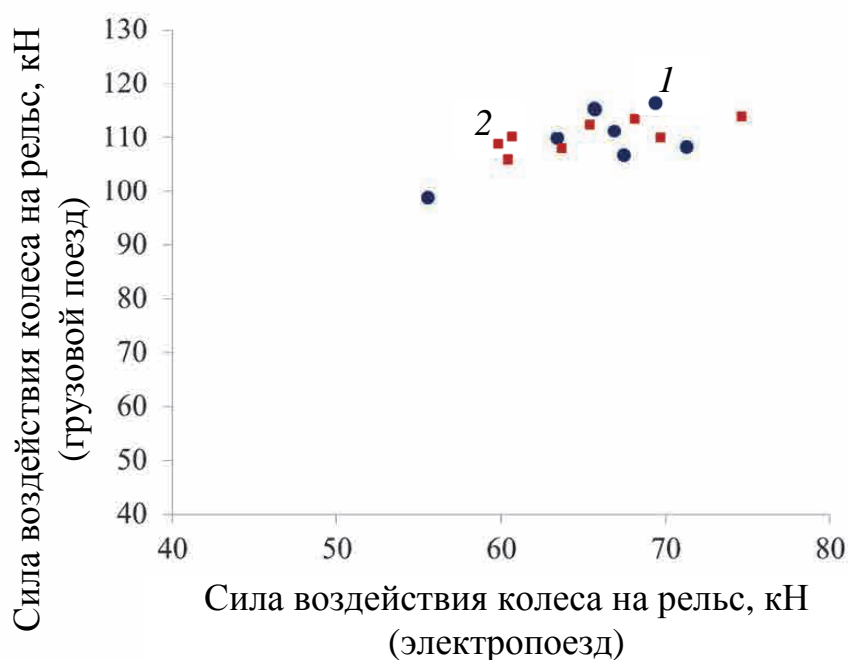


Рисунок 4.36 – Средние значения силы в грузовом поезда от среднего значения силы в электропоезде над шпалами, определенные с использованием неисправленных (1) и исправленных (2) значений деформаций

Средние значения силы в сечениях и их средние квадратические отклонения приведены на рисунке 4.37. При контроле грузового поезда отклонение сил от их среднего значения по всем сечениям не превышает 8 кН (поз. 1 на рисунке 4.37, а) при оценке с использованием исправленных сигналов и 18 кН – (поз. 1 на рисунке 4.37, б) неисправленных сигналов. Средние квадратические отклонения сил в сечениях отличаются незначительно и составляют 7,1 кН для исправленных и 7,8 кН для неисправленных сигналов.

При движении электропоезда со средней осевой нагрузкой почти в 1,5 раза меньше ситуация обратная. Отклонения сил от среднего значения по сечениям отличаются незначительно: для исправленных сигналов – 14,8 кН (поз. 2 на рисунке 4.37, а) и неисправленных – 15,7 кН (поз. 2 на рисунке 4.37, б, а средние квадратические отклонения сил при использовании неисправленных деформаций больше в 1,4 раза. Различие связано с существенно неоднородным составом вагонов в электропоезде, у которых осевая нагрузка для головного, прицепного и тягового вагонов отличается значительно (в 1,5 раза и более). Исключение

составляющей сигналов, связанных с влиянием подрельсового основания, позволяет уменьшить отклонения среднего профиля силы почти в 1,4 раза.

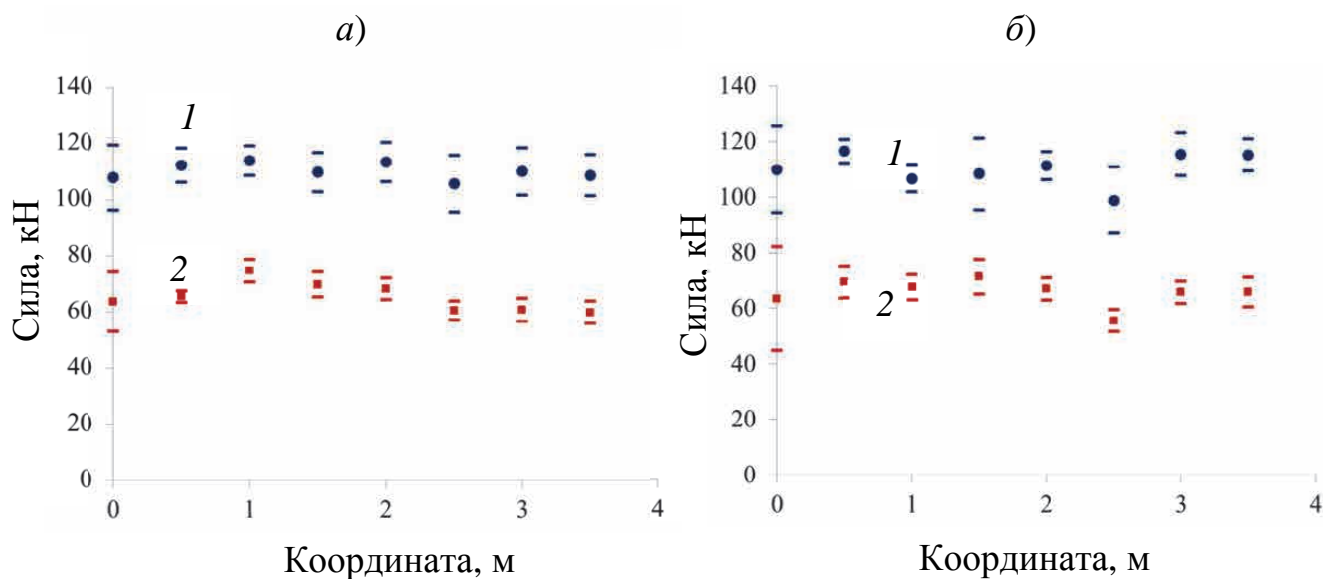


Рисунок 4.37 – Зависимость средней силы от колеса на рельс от координаты сечения с тензодатчиками для грузового поезда (1) и электропоезда (2), определенная по исправленным (а) и неисправленным (б) значениям деформаций

Отклонения сил в сечениях их среднего значения связаны с различной работой шпалы при передаче нагрузки от рельсов балластному слою и далее призме. Исследование вертикального хода шпал диагностического участка пути проводилось под проходящим поездом с использованием лазерного маркера и высокоскоростной (100 кадров/с) камеры с пределом допускаемой погрешности измерений не более 1 мм. Вертикальный ход шпал при движении грузового поезда со средней силой от колеса на рельс 110 кН на участке изменяется в диапазоне от 2 до 5 мм. Наибольший ход (5 мм) наблюдается у шпалы с координатой 0 м, над которой фиксируется минимальное значение силы 107 кН (рисунок 4.37, а). Наименьший ход зафиксирован у шпалы с координатой 1,0 м, для которой наблюдается максимальное значение средней силы 117 кН. Локальные вариации жесткости подрельсового основания изменяют динамику движения колеса и, следовательно, средние значения сил в сечениях. Учитывая статический прогиб (50 мм) рессорного подвешивания груженого вагона с осевой

нагрузкой 235 кН, вертикальные перемещения шпалы на 2–5 мм способны изменять динамическую нагрузку от колеса на рельс на 4–10 %.

Анализ закономерностей изменения динамической силы от расстояния проводился с использованием корреляционного анализа по сечениям участка и по колесным парам. Коэффициент корреляции по сечениям рассчитывался для значений сил, измеренных в разных сечениях диагностического участка пути, а коэффициент корреляции по колесным парам – для значений сил от разных колесных пар. По результатам испытаний 10 поездов коэффициент корреляции средних сил по всему поезду в различных сечениях составил 0,95, а для электропоездов 0,91.

В таблице 4.3 приведен фрагмент результатов измерений вертикальных сил, зарегистрированных при движении грузового поезда. Результаты представлены в виде двумерной матрицы, в которой по строкам изменяется номер колесной пары, а по столбцам – продольная координата пары тензодатчиков или продольная координата сечения рельса.

Экспериментальные результаты подвергали корреляционному анализу с целью установления зависимости между зарегистрированными значениями сил. Расчет коэффициента корреляции по строкам позволяет определить влияние номера колесной пары и, следовательно, ее положения в составе вагона на результаты измерения силы. Для наглядности в таблице 4.3 цветом выделены строки (*C* и *D*), по которым рассчитывался коэффициент корреляции.

На рисунке 4.38 приведены зависимости среднего коэффициента корреляции сил в системе «колесо–рельс», от сдвига номера колесной пары. Для электропоездов коэффициент корреляции практически не зависит от положения колесной пары в вагоне. Для груженого грузового поезда наблюдается корреляция силы для колесных пар, номера которых различаются на два, четыре и т.д. Следовательно, профиль силы зависит от положения колесной пары в тележке. Первые и вторые колесные пары в тележке груженого вагона оказывают различное воздействие на путь и при этом профили силы колесных пар, одинаково расположенных в тележке, связаны.

Таблица 4.3 – Силы, действующие от колеса n -й колесной пары на рельс в точке с продольной координатой l

Номер колесной пары n	Продольная координата пары тензодатчиков, м								
	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	
	Номер пары тензодатчиков k								
	1	2	3	4	5	6	7	8	
Сила от колеса на рельс $F_{n,k}$, кН									
1	92	115	126	131	129	123	125	120	
2	109	117	109	100	97	87	93	90	<i>C</i>
3	108	110	112	111	128	117	127	121	
4	101	111	116	112	108	103	118	113	<i>D</i>
5	81	101	124	119	128	121	130	118	
6	108	106	96	87	90	83	93	96	
7	83	96	105	111	125	127	133	129	
...	96	113	111	104	114	107	120	116	
	<i>A</i>		<i>B</i>						

Коэффициент корреляции сигналов на различных парах тензодатчиков (рисунок 4.39) определяет связь результатов измерений силы в двух сечениях. Значения близкие к единице соответствуют линейной зависимости сил при движении электропоезда (рисунок 4.39, б) и связаны со значительными вариациями (в 2 раза и более) осевой нагрузки, которые существенно превышают случайную составляющую изменения силы при движении по диагностическому участку.

В грузовом поезде коэффициент корреляции (рисунок 4.39, а) между сигналами с различных тензодатчиков изменяется в диапазоне от 0 до 1, а для сигналов тензодатчиков, расположенных на расстоянии более 2,0 м, даже принимает отрицательные значения. Это свидетельствует о том, что при увеличении силы в одном сечении ($z = 0$ м) в другом ($z = 2$ м) она уменьшается (поз. 1 на рисунке 4.39, а). Такая зависимость коэффициента корреляции от координат тензодатчиков свидетельствует о незначительной вариации сил между осями колесных пар, уровень которых сравним или меньше динамической случайной компоненты силы. Расстояние, на котором наблюдается корреляция сил в грузовом поезде, составляет от 1 до 2 м.

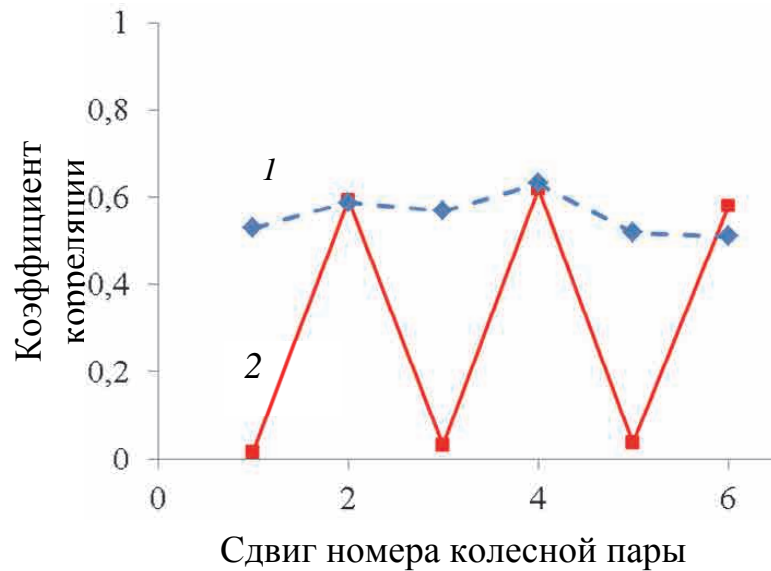
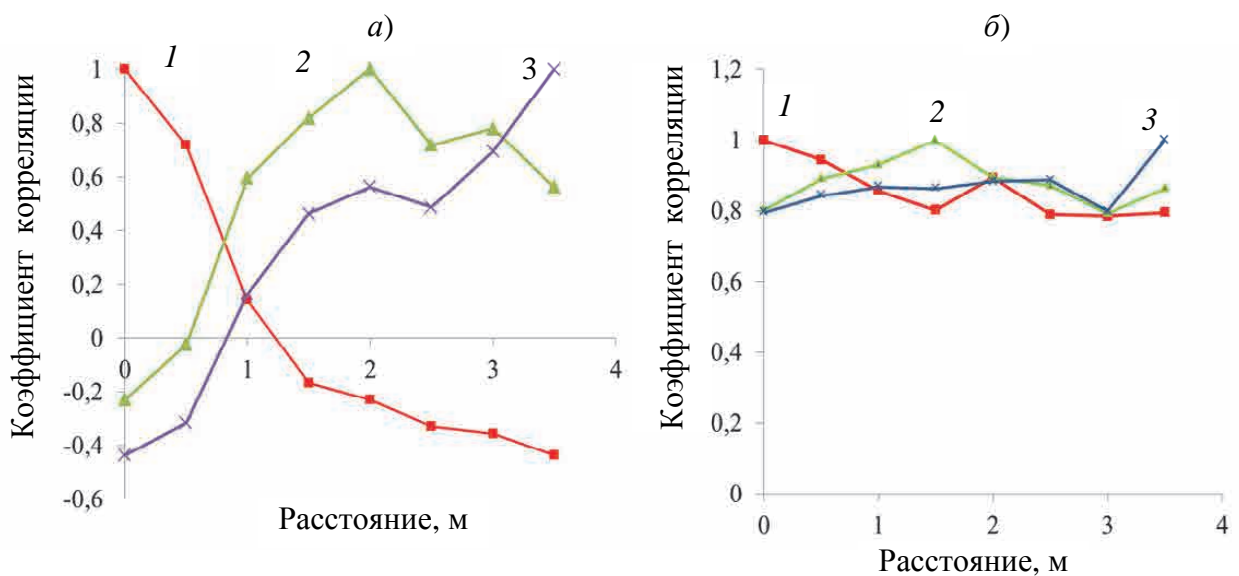


Рисунок 4.38 – Зависимость среднего коэффициента корреляции сил, зарегистрированных от колесных пар номерами, отличающимися на величину сдвига колесной пары Δn , для электропоезда (1) и грузового поезда (2)



1, 2, 3 – корреляция сил, зарегистрированных парами тензодатчиков с координатами 0; 2,0; 3,5 м с остальными парами тензодатчиков

Рисунок 4.39 – Зависимость среднего коэффициента корреляции сил от колес на рельсы между сигналами с двух пар тензодатчиков, расположенными на различных расстояниях от нулевой отметки для грузового (а) поезда и электропоезда (б)

Амплитудное распределение сил характеризует динамическое взаимодействие колес и рельсов, параметры которого существенно зависят от места измерения сил. На рисунке 4.40 приведен трехмерный график амплитудного распределения сил в различных сечениях диагностического участка. На расстояниях до 2 м амплитудное распределение имеет колоколообразную форму, подобную распределению Гаусса со средним значением силы от 80 до 110 кН. На участке от 2 до 3 м наблюдаются два выраженных локальных максимума, разделяемые по уровню 0,7. Форма амплитудного распределения существенно отличается от нормального.

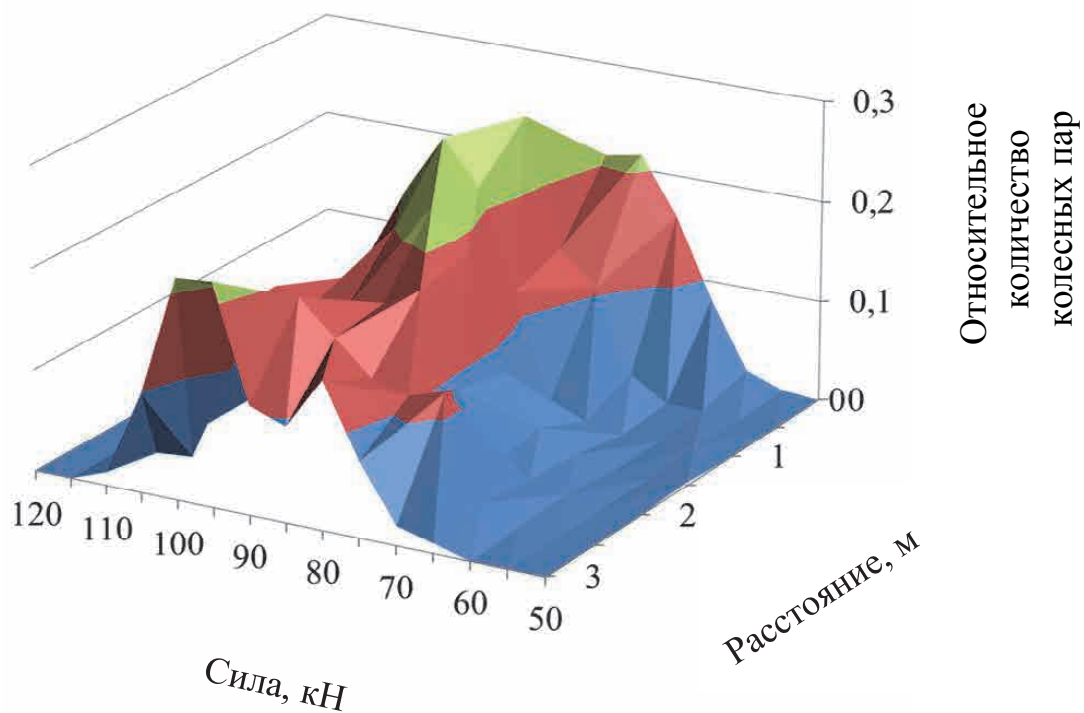


Рисунок 4.40 – Амплитудное распределение динамических сил от колеса на рельс на различных расстояниях от начала диагностического участка

Амплитудные распределения в трех сечениях (0 м, 2 м и 3 м) показаны на рисунке 4.41. Средние значения сил в трех сечениях составляют 76; 87 и 85 кН. Относительная разница средних значений более 12 % не может быть объяснена статистическими неопределенностями измерений, так как средние квадратические отклонения распределений не превышают 11 %. Следовательно, средние уровни сил существенно зависят от места измерения и локальных характеристик

подрельсового основания. Среднее квадратическое отклонение силы по всем колесным парам 10 поездов относительно среднего значения составляет от 10 до 13 %. Доверительные границы, рассчитанные в соответствии с нормальным распределением с доверительной вероятностью 0,98, составляют 30 % среднего значения.

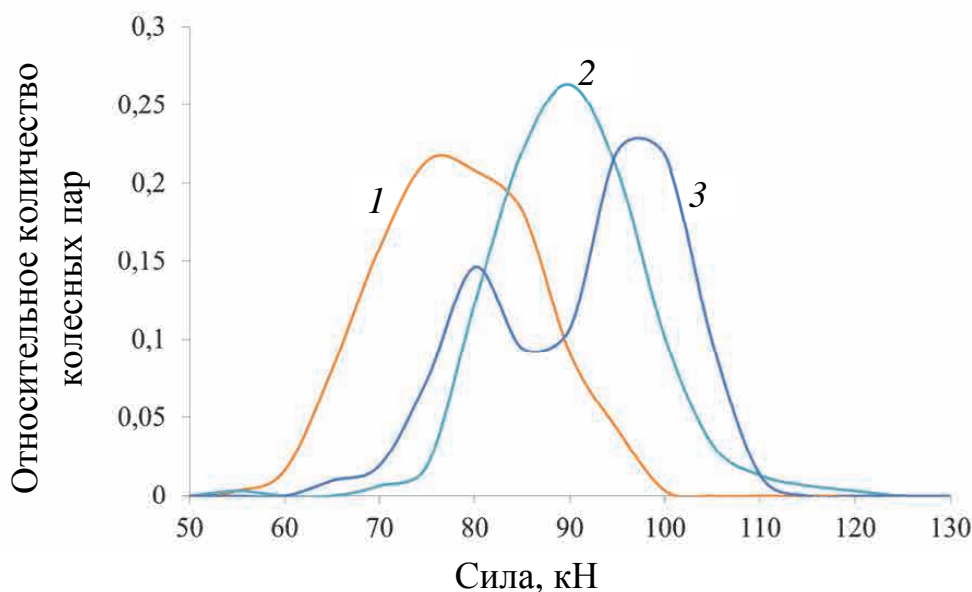


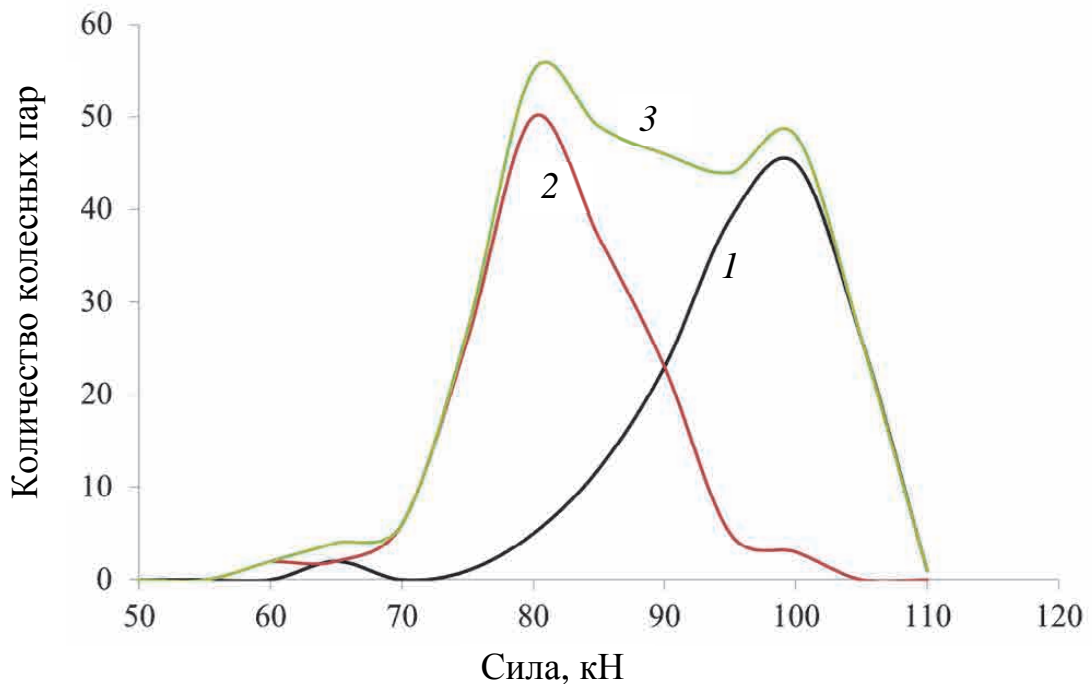
Рисунок 4.41 – Распределения относительного количества колесных пар по силе воздействия на рельс в сечениях с координатами 0 м (1), 1 м (2), 3 м (3)

Распределение силового воздействия по сечениям характеризуется средним квадратическим отклонением 4,8 % с доверительными границами равными $\pm 10,4$ %. Разница средних значений силы (рисунок 4.42), воздействующей от первого и второго колеса тележки, существенно зависит от характеристик подрельсового основания и может достигать 22 %.

Выводы по четвертой главе

Созданы измерительные участки тензометрического контроля на действующем бесстыковом пути и на полигоне СГУПСа протяженностью 4,5 м. На рельсы наклеены проволочные тензодатчики для регистрации вертикальных

деформаций на нейтральной оси шейки рельса над шпалами и в межшпальных ящиках, продольных деформаций шейки и подошвы рельса. Регистрация деформаций и их автоматизированная обработка осуществляются стационарно установленной быстродействующей тензометрической системой «Динамика-3» (частота дискретизации до 64 кГц), созданной совместно СГУПС и ФГУП «СибНИА им. С. А. Чаплыгина».



1, 2 – первая и вторая колесные пары в тележке; 3 – суммарное распределение по всем колесным парам

Рисунок 4.42 – Распределения колесных пар по силе воздействия на рельс в сечении с координатой 2 м:

Разработана конечно-элементная модель рельса длиной 7 м в программном обеспечении SolidWorks Simulation. Взаимодействие со шпалами воспроизводится распределенной упругой поддержкой, жесткость которой варьируется в диапазоне от 10^5 до 10^{12} Н/м³. На концах модели применяются зеркальные граничные условия. Модель нагружается точечной боковой силой от 0 до 30 кН и вертикальной силой от 0 до 100 кН. Эксцентриситет вертикальной силы изменяется относительно плоскости симметрии рельса от 0 до 30 мм. Выполнена

проверка влияния типа граничных условий (зеркальные, шарнирные, жесткие) на концах модели и типа нагрузки (точечная и распределенная). Отклонение результатов расчетов деформаций шейки рельса в средней части модели длиной 2 м не превышает 0,5 %.

Сигналы с тензодатчиков связаны с основными типами деформирования рельса. Изгиб в вертикальной плоскости определяется вертикальными перемещениями рельсошпальной решетки под поездной нагрузкой. Эксцентриситет силы реакции колеса и боковая сила вызывают изгибающий момент, который создает боковой изгиб рельса («кручение») внутрь или наружу относительно железнодорожной колеи. Силы реакции колеса и силы реакции шпалы вызывают локальные сжимающие деформации шейки рельса. Погрешности измерения динамической силы в системе «колесо – рельс» косвенным методом, основанным на измерениях вертикальных симметричных деформаций шейки рельса, определяются влиянием эксцентриситета вертикальной силы, боковой силы, изгиба рельса в вертикальной плоскости.

Экспериментально показано, что чувствительность вертикальных симметричных деформации шейки рельса к боковой силе составляет менее 1 % чувствительности к вертикальной силе. Неопределенность результатов измерения симметричных деформаций при изменении эксцентриситета силы от 0 до 30 мм и вертикального изгиба рельса до 5 мм не превышает 1 %. Влияние мешающих факторов увеличивается пропорционально нарушению симметрии установки тензорезисторов более 1 мм. В идеальном случае, исследованном с помощью конечно-элементной модели, погрешности измерения силы не превышают неопределенности расчетов составляющих 0,2 %.

Выполнена калибровка тензометрических каналов при нагружении статической и динамической (частота 1 кГц) силами. Динамическая сила воспроизводилась ударным нагружением с использованием специально разработанного устройства массой от 5 до 15 кг. Динамический коэффициент преобразования силы в деформации определялся по разработанной методике, основанной на измерении импульса до и после ударного воздействия.

Статическое нагружение осуществлялось гидравлическим домкратом. Сила контролировалась поверенным динамометром. Относительная разница коэффициентов преобразования для измерений между шпалами не превышает 1 %, а при измерении над шпалами – 5 %, что позволяет проводить калибровку системы статической силой в рамках существующей поверочной схемы средств измерений силы.

В сигналах вертикальных симметричных деформаций шейки рельса над шпалами выделяются две компоненты, связанные с влиянием силы реакции колеса и силы реакции шпалы. Установлено, что длительности компонент деформаций различаются в 8–12 раз. Это позволило разработать алгоритмы временной фильтрации, основанные на аппроксимации полиномиальной функцией. Алгоритмы реализованы в программном обеспечении [200] для автоматизированной обработки сигналов тензометрической системы. Программное обеспечение позволяет уменьшить влияние реакции шпал на результаты измерения динамических сил, погрешность которых не превышает 5 %.

Выполнен контроль динамических сил в реальных условиях эксплуатации бесстыкового пути. Среднее квадратическое отклонение силы в системе «колесо – рельс» для различных колес составляет 13 % от среднего значения. Состояние подрельсового основания оказывает существенное влияние на динамику движения колеса, так для различных сечений измерительного участка среднее квадратическое отклонение среднего значения силы составило 5 %. Обнаружено отличие распределений динамической силы для первого и второго колес тележки грузового вагона, разница средних значений которых достигает 22 %. Уровень динамических сил в системе «колесо – рельс» на 20–65 % превышает статическую нагрузку 115 кН от колес на рельсы.

Более высокие уровни динамической нагрузки возникают в условиях нарушения круговой симметрии колеса. Ползуны, выщербины, навары на поверхности катания способны увеличивать динамические силы в системе «колесо – рельс» в несколько раз [114, 116]. Без применения технологии

своевременного обнаружения таких дефектов и браковки их по уровню динамического воздействия в эксплуатации невозможно обеспечить достоверность акустико-эмиссионного контроля.

5 ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ КОЛЕС ВАГОНОВ В ДВИЖЕНИИ

5.1 Характеристики дефектов поверхности катания колесных пар

Дефекты поверхности катания колесных пар негативно влияют на безопасность эксплуатации железнодорожного транспорта. Ползуны, выщербины, навары на поверхности катания способны увеличивать динамические силы в системе колеса и рельса в несколько раз и, следовательно, повышать вероятность усталостного разрушения ходовых частей вагонов [60]. В элементах конструкции с технологическими дефектами реализуются наибольшие напряжения, которые увеличивают вероятность образования усталостных трещин. Их развитие способно привести к разрушению детали или узла в процессе эксплуатации, к сходу или крушению подвижного состава [124].

С 2000 г. до наблюдался рост случаев разрушения неподрессоренных ходовых частей вагонов в грузовых поездах. По данным ОАО «РЖД» в 2013 г. за три первых месяца на сети железных дорог зафиксированы 19 случаев изломов боковых рам. В Российской Федерации эта тема особенно актуальна, так как движение пассажирских и грузовых поездов осуществляется по одним железнодорожным путям. Сход грузового поезда может произойти одновременно с движением по соседнему пути пассажирского поезда.

Техническое состояние железнодорожного пути напрямую зависит от уровня динамических сил в системе «колесо – рельс» [206]. От динамики взаимодействия [77, 106, 107] подвижного состава и пути напрямую зависит скорость развития наиболее опасных дефектов, имеющих усталостный характер. Следовательно, состояние поверхности катания колесных пар [108, 198] напрямую влияет на безопасность и определяет затраты на содержание инфраструктуры в исправном техническом состоянии [114, 124].

Такие дефекты, как ползуны и навары (рисунок 5.1) [93], образуются в процессе движения случайным образом. Одна из причин появления таких дефектов связана с тормозной системой вагона. В процессе торможения или

начала движения силы трения между колодкой и колесом могут превысить силы трения скольжения колеса по рельсу. При скольжении колеса на его поверхности происходит сошлифовывание или смещение металла, которое приводит к появлению дефекта.

На размеры образующихся дефектов влияет множество факторов: осевая нагрузка, число вагонов в поезде, режим ведения поезда, состояние пути и тормозной системы вагонов. При движении с неавтоматизированных сортировочных горок процесс образования дефектов поверхности катания зависит от количества вагонов, скорости наезда на башмаки, угла скатывания.

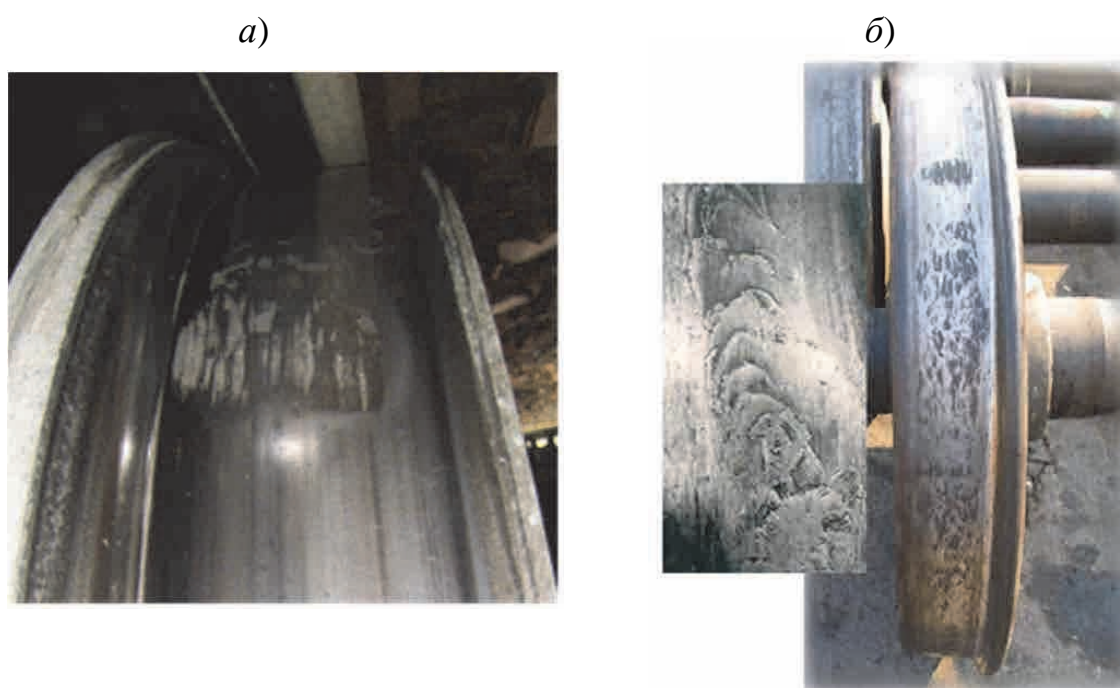


Рисунок 5.1 – Поверхности катания колес с ползуном (а) и наваром (б)

В процессе качения колеса с вновь образовавшимся ползуном или наваром возникают значительные динамические силы, которые приводят к пластической деформации материала вблизи дефекта, сглаживанию его профиля. Поэтому основное негативное воздействие дефекты поверхности катания такого типа оказывают сразу после их образования.

В соответствии с классификатором неисправностей колесных пар выщербины разделяют на три вида, которые объединяются общностью процессов

формирования. Выщербины по светлым пятнам, ползунам, наварам – это местные выкрашивания поверхности, вызванные закалкой металла при скольжении колесных пар, заблокированных тормозной системой.

При движении поезда в материале колесных пар происходит накопление контактно-усталостных повреждений на поверхности катания, вследствие истощения металлом запаса усталостной прочности. При этом на поверхности образуются усталостные трещины, которые со временем приводят к образованию выщербин (рисунок 5.2) второго типа.



Рисунок 5.2 – Поверхность катания колеса с выщербиной

Поверхность катания многократно испытывает термическое воздействия: нагрев при торможении и охлаждение. Это вызывает появление сетки термических микротрещин, которые, развиваясь под действием контактных напряжений, формируют выщербины третьего типа.

Влияние состояния поверхности катания на нагрузки, воздействующие на колесо и рельс, сложно переоценить. Ползуны и навары способны увеличивать значения динамических сил по сравнению со статической осевой нагрузкой более

чем в 5 раз. В работе [155] оценивалось влияние таких нагрузок на усталостную долговечность колеса. С использованием тензометрии определяли начало текучести металла колеса. Установлено, что при больших нагрузках на колесо, упруго деформируемый обод способен привести к пластической деформации диска в приободной зоне. После снятия нагрузки обод восстанавливает первоначальную форму и в приободной зоне возникают остаточные [11] растягивающие напряжения. При циклическом нагружении запускается механизм усталостного разрушения.

С 2000 г. в СГУПСе выполняется экспертиза колес, имеющих дефекты, с использованием макрофрактографического анализа [35]. В приободной зоне диска обнаруживаются усталостные дефекты, развитие трещин на начальном этапе происходит симметрично в обе стороны от очагов зарождения. Начиная с длины 50 мм, трещины становятся сквозными, выходя на противоположную сторону диска. При визуальном осмотре на поверхностях катания колес напротив очагов трещин обнаруживаются поверхностные дефекты. Кроме того, на процесс образования усталостных трещин в приободной зоне существенное влияние оказывает высокая нагруженность диска, связанная с дефектами поверхности катания колесных пар.

Дефекты поверхности катания колесных пар нарушают нормальное взаимодействие подвижного состава и пути, что приводит к появлению сверхнормативных сил. Эти силы в свою очередь повышают вероятность отказа пути и подвижного состава за счет образования и развития усталостных дефектов.

Для обеспечения бесперебойной работы железнодорожного транспорта необходим своевременный контроль поверхности катания колесных пар. В настоящее время на железных дорогах РФ основным методом обнаружения ползунов, выщербин и наваров является визуально-измерительный контроль на ПТО после остановки поезда. При этом осмотру подвергается только 3/4 всей поверхности, исключая места контакта колеса с тормозными колодками и рельсом. На достоверность контроля существенное влияние оказывает субъективный фактор, связанный с квалификацией и психофизиологическим

состоянием осмотрщика вагонов.

На железных дорогах Франции, Германии, США, Финляндии, Австралии и других стран для контроля ходовых частей вагонов применяются автоматизированные напольные диагностические комплексы, основанные на регистрации и оценке показателей динамики в системе «колесо – рельс». Известные из опубликованных источников комплексы WILD, WCM и Dafur включают в себя силоизмерительные, вибродиагностические и тензометрические подсистемы. На зарубежных дорогах используются нормативные документы, ограничивающие воздействие колеса на рельс, поэтому в диагностических комплексах применяются критерии, основанные на измерении динамических показателей подвижного состава. На отечественных железных дорогах нормативные документы устанавливают требования к техническому состоянию колесных пар по геометрическим параметрам, критерии браковки дефектов поверхности катания основаны на их размерах: высоте, глубине, протяженности. Для создания и внедрения автоматизированных напольных диагностических комплексов на железных дорогах РФ необходимо решить научно-техническую задачу определения характеристик дефектов по показателям динамики взаимодействия колеса и рельса, установив связь динамических и линейно-угловых характеристик.

На современном этапе развития микропроцессорной аппаратуры особую важность при решении задач, связанных с контролем колес в движении, приобретают методические вопросы [20, 24]. Несмотря на широкое использование современной диагностической аппаратуры, до сих пор не решены задачи выделения в сигнале информативных составляющих, связанных с дефектами при заданном необходимом уровне достоверности. Практическая реализация технологии контроля колес в движении требует высокой точности и автоматизации процесса измерений. Создание такой методики предусматривает всесторонний анализ деформаций рельса под нагрузкой и ударными воздействиями с использованием высокоточной и быстродействующей тензометрической аппаратуры [134], разработку современных алгоритмов

обработки первичных сигналов и специализированных пакетов компьютерных программ для определения связи информативных параметров [27] сигналов с первичных преобразователей с геометрическими размерами и типом дефектов.

В соответствии с применяемым на железных дорогах РФ методом в нормативных документах устанавливаются обязательные требования к состоянию поверхности катания колесных пар [198, 235]. Нормирование дефектов проводится не по степени негативного воздействия на динамику, а по размерам. В частности, для колесных пар грузовых вагонов на поверхности катания не допускаются ползуны глубиной более 1 мм, навары высотой более 1 мм, выщербины глубиной более 10 мм или длиной по поверхности катания более 50 мм. Данные нормы приведены в соответствии с применяемым визуально-измерительным методом контроля после остановки поезда на ПТО.

Современный уровень измерительной техники позволяет проводить оценку динамических сил в системе колеса и рельса в реальных условиях эксплуатации. Например, на железных дорогах Германии с 1997 г. применяется комплекс напольной диагностики AURA, в котором используются нормы браковки вагонов по величине динамических сил, возникающих в системе колеса и рельса. Однако переход от одной системы браковки к другой в условиях значительного количества типов подвижного состава, протяженности и расположения железнодорожного пути на территории нескольких государств требует особой осторожности. Смена критериев браковки может привести к нарушению нормальной работы железнодорожного транспорта за счет влияния неучтенных факторов. Поэтому особую важность для внедрения технологии контроля по уровню динамических сил приобретают методические вопросы, связанные с сопоставлением, гармонизацией традиционных и новых критериев браковки.

Исследование характеристик дефектов поверхности катания цельнокатаных колес грузовых вагонов проводились визуально-измерительным методом после остановки на ПТО. Профиль поверхности катания с ползунами и выщербинами измерялся штатным средством осмотра вагонов – абсолютным шаблоном (регистрационный номер в Государственном реестре средств измерений

№ 44997-10), пределы допускаемых инструментальных погрешностей измерения проката у которого составляют $\pm 0,1$ мм. Практический опыт применения шаблона позволил установить, что субъективная погрешность сравнима с инструментальной, а в случае недостаточной квалификации измерителя может в три–четыре раза превышать ее. Глубина ползуна (выщербины) определяется косвенным методом по результатам двух измерений проката (рисунок 5.3) относительно вершины гребня. Первое измерение ΔR_1 выполняется на бездефектном участке, а второе измерение ΔR_2 над дефектом на участке с максимальным износом. Глубина ползуна определяется как разность двух измерений

$$\Delta R = \Delta R_2 - \Delta R_1. \quad (5.1)$$

Считая погрешности двух измерений независимыми и случайными в соответствии с МИ-2083 доверительные границы неисключенной систематической погрешности измерения ΔR с доверительной вероятностью $P = 0,95$ определяются выражением

$$\theta = 1,1 \cdot \sqrt{\theta_1^2 + \theta_2^2}, \quad (5.2)$$

где θ_1, θ_2 – границы неисключенных систематических погрешностей результатов измерений $\Delta R_1, \Delta R_2$.



Рисунок 5.3 – Измерение проката абсолютным шаблоном

Поскольку границы погрешностей результатов измерений $\Delta R_1, \Delta R_2$ выражаются пределами допускаемых погрешностей средства измерений и составляют $\pm 0,1$ мм, погрешность результата измерения глубины ползуна (выщербины) θ равняется 0,16 мм. В данной оценке погрешности не учитывается влияние человеческого фактора на установку шаблона и на выбор места его установки. Субъективные составляющие определяются индивидуальными особенностями специалиста, ориентацией дефекта относительно вертикали, внешними условиями. В проведенных экспериментах при нормальных условиях и удобном расположении дефекта среднее квадратическое отклонение результата наблюдения составило 0,05 мм, при этом доверительная граница субъективной погрешности с вероятностью 0,95 достигает 0,1 мм.

Поверхность центральной части дефекта (рисунок 5.4) является неровной с признаками сошлифовывания, смещения металла. Глубина дефекта, измеренная относительно вершины гребня колеса, составляет 0,4–0,6 мм. На внешней гладкой поверхности со следами наклепа, вызванного повышенными нагрузками в процессе ударного воздействия в системе колеса и рельса, в пределах погрешности средства измерения глубина не определяется (менее 0,1 мм).

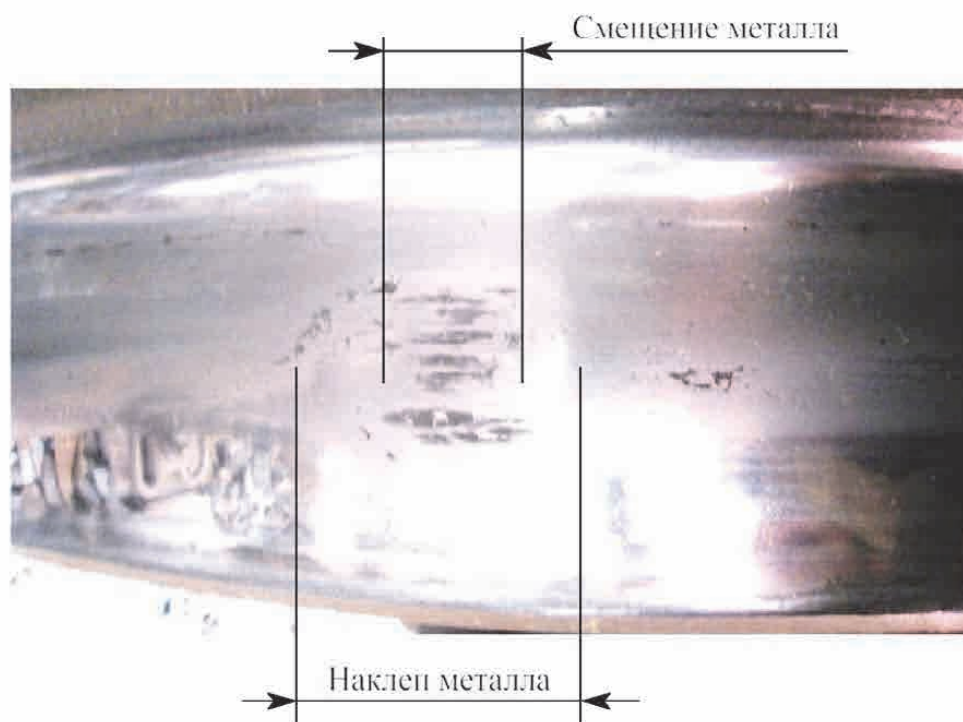


Рисунок 5.4 – Фотография ползуна

Выполненные измерения размеров более 20 дефектов поверхности катания показали, что профиль дефекта может быть описан плоским участком глубиной ΔR и длиной l . В области наклепа изменением глубины можно пренебречь (меньше 0,1 мм), она не обнаруживается штатными средствами визуально-измерительного контроля.

Связь глубины ползуна с его протяженностью определяется из простейших геометрических соотношений (рисунок 5.5):

$$\left(\frac{l}{2}\right)^2 = R^2 - (R - \Delta R)^2, \quad (5.3)$$

где R – радиус колеса, м;

ΔR – глубина ползуна, м;

l – протяженность ползуна, м.

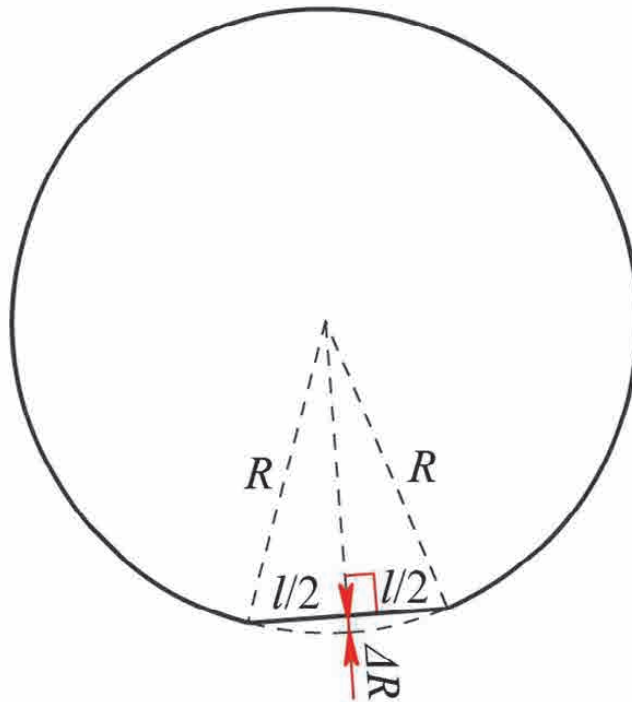


Рисунок 5.5 – Модель колеса с ползуном глубиной ΔR и протяженностью l

В пренебрежении членами второго порядка малости по ΔR выражение (5.3) принимает вид

$$\left(\frac{l}{2}\right)^2 \approx 2 \cdot R \cdot \Delta R. \quad (5.4)$$

Окончательно протяженность ползуна связана с глубиной и радиусом колеса следующей формулой

$$l \approx 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot \Delta R}. \quad (5.5)$$

Полученные экспериментальные данные удовлетворительно описываются зависимостью (5.5), при этом длина ползуна связана с размерами внутренней области, вызванной смещением металла. Например, для дефекта на рисунке 5.4 рассчитанная длина ползуна равна $l = 48$ мм, что коррелирует с экспериментальными размерами области смещения металла и существенно меньше области наклепа.

Достоверные критерии браковки ползунков возможны только по глубине, так как визуально-измерительный контроль протяженности таких дефектов является недостоверным из-за наличия двух областей с износом и наклепом; погрешность может достигать 50 %.

Для проведения сравнительных испытаний визуально-измерительного и тензометрического контроля, исследования временных зависимостей динамических деформаций рельса принята модель ползуна в виде плоского участка. Его условная протяженность l рассчитывается по формуле (5.5) с использованием результатов измерений глубины. Условная протяженность выщербин определяется при визуально-измерительном контроле по длине выкрашенного участка поверхности катания.

5.2 Моделирование тензометрических сигналов при воздействии дефектных колес на рельсы

Исследования взаимодействия колес с ползунком и рельсов проводились в различные периоды времени с использованием теоретических расчетов [260] и экспериментальных методов. В современных опубликованных работах данная задача решается с помощью аналитического расчета и численного моделирования.

В работе А. Сладковского [207] с помощью пакета прикладных программ

«Универсальный механизм», созданного в лаборатории Брянского государственного технического университета, описаны исследования динамики взаимодействия дефектных колес с рельсами. Динамический анализ основан на замене дефекта поверхности катания колеса неровностью рельса. Профиль неровности обеспечивает эквивалентное движение центра масс колеса. В результате установлены зависимости нормальной силы в системе «колесо – рельс» от времени для различной загрузки вагона и скорости движения. Зависимость силы от времени имеет характерный вид с двумя минимумами и двумя максимумами. При этом минимумы силы наблюдаются при наезде на ползун и съезде с него, когда ускорение колеса в вертикальной плоскости меньше нуля $a < 0$. Максимум силы наблюдается в момент удара, когда ускорение колеса $a > 0$.

Известно значительное количество работ [59, 117, 118], направленных на оценку силы взаимодействия дефектных и бездефектных колес с рельсами. Однако для решения задачи пассивного диагностирования колес по сигналам тензодатчиков их результаты являются неинформативными. Целью этих работ является получение зависимостей силы с характеристиками подвижного состава, при этом для интерпретации результатов тензометрического контроля необходимы зависимости параметров дефектов и силовых показателей взаимодействия от динамических деформаций рельса. Многие эффекты, обнаруженные при анализе сигналов тензосистемы, в указанных публикациях не рассмотрены. Например, отсутствует анализ зависимости параметров сигналов от места расположения тензодатчика вдоль рельса, траектории движения колеса, вариации жесткости подрельсового основания.

Для анализа экспериментальных данных выполнен теоретический расчет взаимодействия колеса и рельса при наличии дефектов поверхности катания. Задача взаимодействия колеса с ползуном длиной l и рельса решалась расчетным методом в плоской модели (в плоскости zy) (рисунок 5.6) абсолютно жесткого пути и колеса. В этом случае силы реакции колеса равны $T_1 = T_2$. В точке O контакта с рельсом на колесо воздействуют сила трения $F_{тр}$ и сила реакции

рельса N .

Для упрощения пренебрежем подуклонкой и износом профиля поверхности катания рельса и примем, что сила реакции рельса N направлена вертикально вдоль оси z . В точке C проекции центра инерции колесной пары на плоскость zy на колесо действуют $1/8$ часть веса вагона P и рамные силы, связанные с взаимодействием боковой рамы и буксового узла вдоль оси y . Пренебрегая динамическими низкочастотными процессами в тележке вагона, вес P за интервал времени, в течение которого колесо проезжает по ползуну, считаем постоянной величиной.

В рамках рассматриваемой модели движение обоих колес по рельсу происходит без проскальзывания. При таком движении колесная пара вращается с постоянной скоростью ω

$$\omega = \frac{V}{R}, \quad (5.6)$$

где V – скорость вагона, м/с;

R – радиус колеса, м.

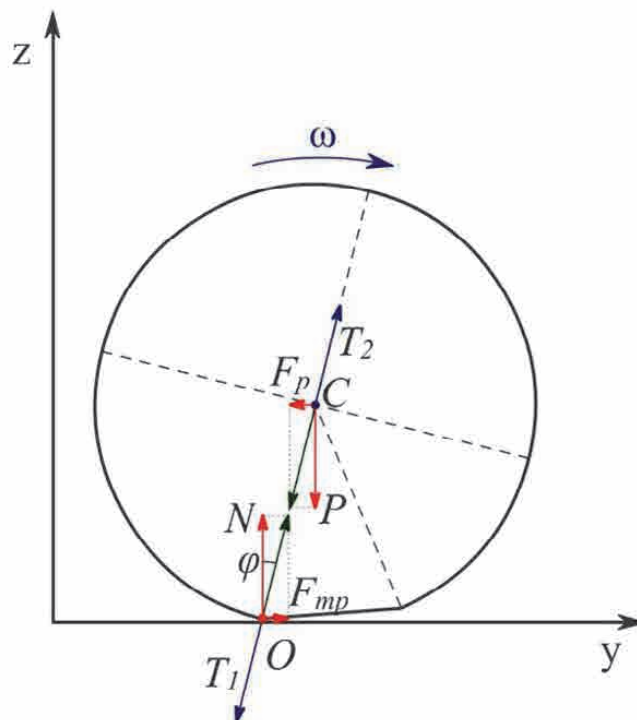


Рисунок 5.6 – Модель для расчета динамических сил при взаимодействии колеса с ползуном и рельса

Угол φ между осью z и линией OC с учетом сделанных предположений изменяется линейно

$$\varphi = \omega \cdot t, \quad (5.7)$$

где t – время, с.

В системе координат с началом в точке C в момент наезда на ползун координаты центра масс (точки C) z и y описываются уравнениями

$$z = R \cdot (1 - \cos(\varphi)) = R \cdot (\cos(\omega \cdot t) - 1); \quad (5.8)$$

$$y = R \cdot \sin(\varphi) = R \cdot \sin(\omega \cdot t). \quad (5.9)$$

Уравнения динамики в проекциях на оси z и y имеют вид

$$N - P = m \cdot \ddot{z}, \quad (5.10)$$

$$F_{\text{тр}} - F_p = m \cdot \ddot{y}, \quad (5.11)$$

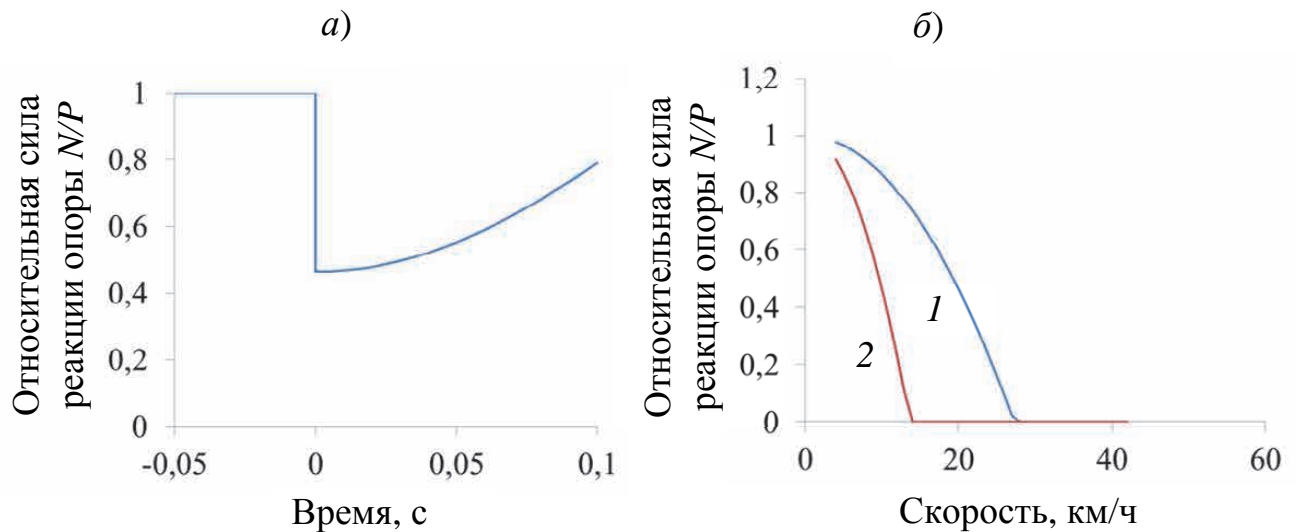
где m – часть массы неподрессоренных частей вагонов, приходящейся на одно колесо, кг;

\ddot{z} , \ddot{y} – вторые производные координат z и y по времени t , м/с^2 .

Сила реакции опоры при наезде на ползун определяется подстановкой выражения (5.8) в уравнение (5.10):

$$N = P - \frac{m \cdot V^2}{R} \cdot \cos\left(\frac{V}{R} \cdot t\right). \quad (5.12)$$

Для груженого полувагона вагона модели 12-132 сила $P \approx 115\,000$ Н, для порожнего вагона $P \approx 29\,000$ Н. Для оценки массы неподрессоренных частей она может быть принята равной половине массы колесной пары и рамы тележки грузового вагона: $m \approx 900$ кг. Рассчитанные значения силы реакции опоры приведены на рисунке 5.7, а. Сила реакции опоры N в момент наезда на ползун достигает своего минимального значения и затем монотонно возрастает. Минимальное значение силы реакции опоры N зависит от скорости движения (рисунок 5.7, б). Для порожнего вагона при скорости 14 км/ч и для грузового вагона при скорости 27 км/ч сила реакции опоры уменьшается до нуля и, следовательно, при больших скоростях перед ударом может произойти потеря контакта колеса с рельсом.



1 – груженный вагон; 2 – порожний вагон

Рисунок 5.7 – Зависимость относительной силы реакции опоры рельсов при наезде на ползун от времени (а) и скорости движения (б):

В рассмотренной модели не учитывается упругость колеса и рельса. Под действием веса вагона колесо и рельс находятся в деформированном состоянии. При наезде на ползун возникает релаксация упругих напряжений. Для повышения достоверности в модели необходим упругий элемент с жесткостью k_o (рисунок 5.8). Координаты точки C в системе отсчета связанной с точкой O по прежнему описываются уравнениями (5.8) и (5.9). Координаты точки O обозначаются z_o и y_o .

Уравнения динамики в проекции на ось z принимают следующий вид:

$$N - P = m \cdot (\ddot{z} + \ddot{z}_o); \quad (5.13)$$

$$-N - k_o \cdot z_o - k_o \cdot \Delta z_o = 0, \quad (5.14)$$

где $k_o \cdot \Delta z_o$ – сила реакции упругого элемента жесткостью k_o перед наездом колеса на ползун.

При отсутствии вертикальных перемещений при качении по бездефектной поверхности колеса уравнения динамики (5.13) и (5.14) принимают вид

$$N - P = 0; \quad (5.15)$$

$$-N - k_o \cdot \Delta z_o = 0. \quad (5.16)$$

Из системы уравнений (5.15) и (5.16) следует равенство вертикальной силы и упругой силы реакции опоры

$$k_o \cdot \Delta z_o = -P. \quad (5.17)$$

Выражение (5.17) очевидно устанавливает равенство вертикальной силы на колесо и упругой силы, вызванной деформацией рельсового основания. Подстановка (5.17) в (5.14) и сложение с уравнением (5.13) дает дифференциальное уравнение второго порядка

$$-k_o \cdot z_o = m \cdot (\ddot{z} + \ddot{z}_o). \quad (5.18)$$

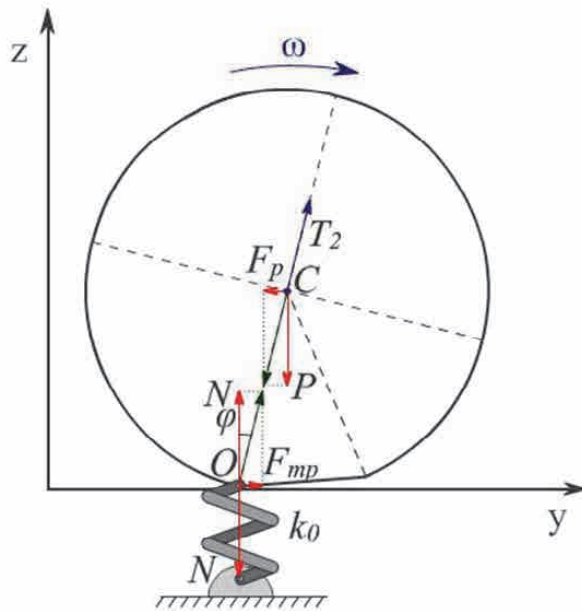


Рисунок 5.8 – Модель с упругим элементом для расчета динамических сил при взаимодействии колеса с ползуном и рельса

Уравнение (5.18) в классическом виде:

$$m \cdot \ddot{z}_o + k_o \cdot z_o = -m \cdot \ddot{z}. \quad (5.19)$$

Из уравнений (5.8) следует

$$z(t) = \begin{cases} R \cdot (\cos(\omega \cdot t) - 1) & 0 \leq \omega \cdot t \leq \varphi; \\ R \cdot (\cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t) - 1) & \varphi < \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi; \\ 0 & 2 \cdot \varphi < \omega \cdot t, \end{cases} \quad (5.20)$$

где $\varphi = \arcsin\left(\frac{l}{2 \cdot r}\right)$ – угол поворота колеса до касания плоской частью ползуна

рельса, рад.

После подстановки $z(t)$ из (5.20) при $\omega \cdot t \leq \varphi$ в (5.19) уравнение движения имеет вид

$$m \cdot \ddot{z}_o + k_o \cdot z_o = m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad \omega \cdot t \leq \varphi. \quad (5.21)$$

Решение линейного дифференциального уравнения второго порядка (5.21):

$$z_o = A_1 \cdot \cos(\omega_o \cdot t) + A_2 \cdot \sin(\omega_o \cdot t) + A_3 \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (5.22)$$

где $\omega_o = \sqrt{\frac{k_o}{m}}$ – корни уравнения (5.19).

Подстановка (5.22) в (5.21) дает алгебраическое уравнение

$$-m \cdot A_3 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) + k_o \cdot A_3 \cdot \cos(\omega \cdot t) = m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t). \quad (5.23)$$

Решение уравнения (5.23) относительно A_3 имеет вид

$$A_3 = \frac{R}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1}. \quad (5.24)$$

Коэффициенты A_1 и A_2 определяются из граничных условий

$$z_o(0) = 0; \quad (5.25)$$

$$\dot{z}_o(0) = 0. \quad (5.26)$$

Окончательно уравнение (5.21) с учетом граничных условий (5.25) и (5.26) принимает вид

$$z_o(t) = \frac{R}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot (\cos(\omega \cdot t) - \cos(\omega_o \cdot t)). \quad (5.27)$$

Тогда сила реакции упругого основания при $\omega \cdot t \leq \varphi$ определяется выражением

$$F_{\text{упр}} = -(k_o \cdot \Delta z_o + k_o \cdot z_o) = P - \frac{k_o \cdot R}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot (\cos(\omega \cdot t) - \cos(\omega_o \cdot t)). \quad (5.28)$$

Жесткость k_o является неизвестной величиной, поэтому после замены переменных $k_o = m \cdot \omega_o^2$ выражение для силы (5.28) примет вид

$$F_{\text{упр}} = P - \frac{m \cdot \omega_o^2 \cdot R}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot (\cos(\omega \cdot t) - \cos(\omega_o \cdot t)). \quad (5.29)$$

В момент времени $\omega \cdot t = \varphi$ колесо сталкивается с рельсом с ненулевой вертикальной скоростью. В рамках принятой модели удар эквивалентен начальному условию: в момент времени $t = \frac{\varphi}{\omega}$ скорость точки O равна скорости движения колеса в проекции на ось z :

$$\dot{z}_o \left(\frac{\varphi}{\omega} \right) = -R \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) \quad (5.30)$$

При $\varphi < \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi$ уравнение (5.19) принимает вид

$$m \cdot \ddot{z}_o + k_o \cdot z_o = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t), \quad (5.31)$$

Предполагаемое решение:

$$z_o = A_1 \cdot \cos\left(\omega_o \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) + A_2 \cdot \sin\left(\omega_o \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) + A_3 \cdot \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t). \quad (5.32)$$

В выражении (5.32) для удобства расчетов в аргументах косинуса и синуса добавлен сдвиг фазы $-\varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}$, который не влияет на общий ход решения.

После подстановки (5.32) в (5.31) постоянный коэффициент в частном решении равен

$$A_3 = \frac{-R}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1}. \quad (5.33)$$

Общее решение определяется граничными условиями в момент удара $\omega \cdot t = \varphi$, при этом происходит изменение скорости и с непрерывностью смещения $z(t)$

$$z_o \left(\frac{\varphi}{\omega} \right) = \frac{R}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \left(\cos(\varphi) - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) \right). \quad (5.34)$$

После подстановки (5.34) в (5.32) с учетом (5.33) система уравнений, описывающих граничные условия, принимает вид

$$A_1 - \frac{R}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \cos(\varphi) = \frac{R}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \left(\cos(\varphi) - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \right); \quad (5.35)$$

$$A_2 \cdot \omega_0 + \frac{R}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) = -R \cdot \omega \cdot \sin(\varphi). \quad (5.36)$$

Окончательное решение системы уравнений (5.35), (5.36)

$$A_1 = \frac{R}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \left(2 \cdot \cos(\varphi) - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \right); \quad (5.37)$$

$$A_2 = -\frac{\omega_0}{\omega} \cdot \frac{R}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \sin(\varphi). \quad (5.38)$$

Из системы уравнений (5.37) и (5.38) выражаются A_1 и A_2

$$A_1 = -A_3 \cdot \cos^2\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) + \frac{\omega}{\omega_0} \cdot (A_3 + R) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \cdot \sin(\varphi); \quad (5.39)$$

$$A_2 = -A_3 \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) - \frac{\omega}{\omega_0} \cdot (A_3 + R) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \cdot \sin(\varphi). \quad (5.40)$$

Учитывая (5.33) и

$$\frac{\omega}{\omega_0} \cdot (A_3 + R) = \frac{\omega_0}{\omega} \cdot \frac{R}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1}, \quad (5.41)$$

из уравнений (5.38) и (5.39)

$$A_1 = R \cdot \frac{-\cos^2\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) + \frac{\omega_0}{\omega} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \cdot \sin(\varphi)}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1}; \quad (5.42)$$

$$A_2 = -R \cdot \frac{\cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) + \frac{\omega_0}{\omega} \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \cdot \sin(\varphi)}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1}. \quad (5.43)$$

Сила реакции упругого основания при $\varphi < \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi$ определяется выражением

$$F_{\text{упр}} = P - m \cdot R \cdot \frac{\omega_0^2}{\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \left(\left(-\cos^2\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) + \frac{\omega_0}{\omega} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\omega_0}{\omega}\right) \cdot \sin(\varphi) \right) \cdot \cos(\omega_0 \cdot t) - \right.$$

$$-\left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) + \frac{\omega_o}{\omega} \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) \cdot \sin(\varphi)\right) \cdot \sin(\omega_o \cdot t) + \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t). \quad (5.44)$$

Уравнение движения при $\omega \cdot t > 2 \cdot \varphi$ получается подстановкой (5.20) в (5.19)

$$m \cdot \ddot{z}_o + k_o \cdot z_o = 0. \quad (5.45)$$

Предполагаемое решение однородного уравнения имеет вид

$$z_o = A_1 \cdot \cos\left(\omega_o \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) + A_2 \cdot \sin\left(\omega_o \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right). \quad (5.46)$$

Значения коэффициентов A_1 , A_2 определяются граничными условиями при $\omega \cdot t = 2 \cdot \varphi$, а именно непрерывностью функции $z_o(t)$ и ее производной $z'_o(t)$ и равны:

$$A_1 = \frac{-R}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) + 1\right), \quad (5.47)$$

$$A_2 = \frac{-R}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \frac{\omega_o}{\omega} \cdot \sin(\varphi). \quad (5.48)$$

Сила реакции упругого основания при $2 \cdot \varphi \leq \omega \cdot t$ определяется выражением:

$$F_{\text{упр}} = P + m \cdot R \cdot \frac{\omega_o^2}{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 - 1} \cdot \left(\left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) + 1\right) \cdot \cos\left(\omega_o \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right) + \frac{\omega_o}{\omega} \cdot \sin(\varphi) \cdot \sin\left(\omega_o \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_o}{\omega}\right)\right). \quad (5.49)$$

Для учета влияния затухания при расчете к круговой частоте ω_o добавлялся комплексный коэффициент, отвечающий за диссипацию энергии упругих колебаний. Значение коэффициента подбиралось из условия подобия рассчитываемых деформаций и экспериментальных данных.

Результат расчета силы, действующей на рельс от колеса с ползуном длиной $l = 60$ мм (глубиной $h = 0,94$ мм) на скорости 15 м/с и статической нагрузкой от колеса на рельс $P_0 = 117$ кН, приведен на рисунке 5.9. В точке 1 происходит наезд колеса на переднюю часть ползуна, и за счет кругового движения колеса вокруг передней кромки ползуна, нормальная сила в месте контакта колеса и рельса снижается. Наблюдается релаксация упругих напряжений рельса. В точке 2

задняя часть ползуна ударяет по поверхности катания рельса с ненулевой вертикальной скоростью, полученной в результате вращательного движения. В рамках построенной модели это проявляется в виде ступенчатого изменения скорости, а на графике (см. рисунок 5.9) проявляется в изменении значения производной в точке 2. На интервале от точки 2 до точки 3 колесо движется вертикально вниз, сжимая рельс, при этом нормальная сила взаимодействия возрастает. В точке 3 колесо съезжает с ползуна, при этом деформация рельса продолжает увеличиваться, так как скорость колеса в вертикальной плоскости ненулевая. В точке 4 наблюдается максимальное сжатие рельса, при этом скорость движения колеса в вертикальной плоскости равна нулю. За точкой 4 наблюдаются затухающие колебания.

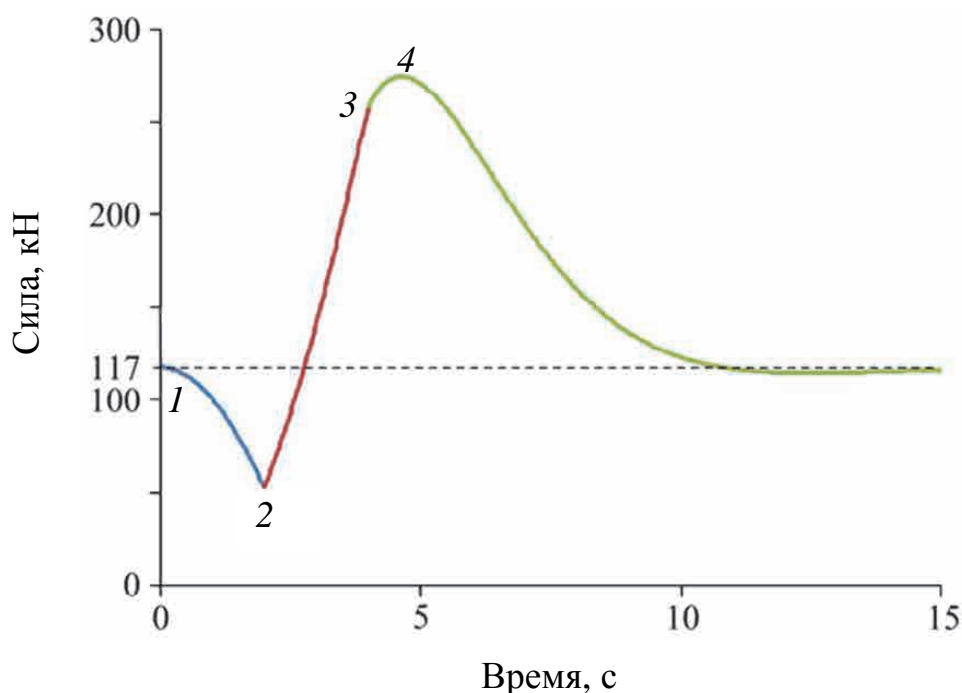
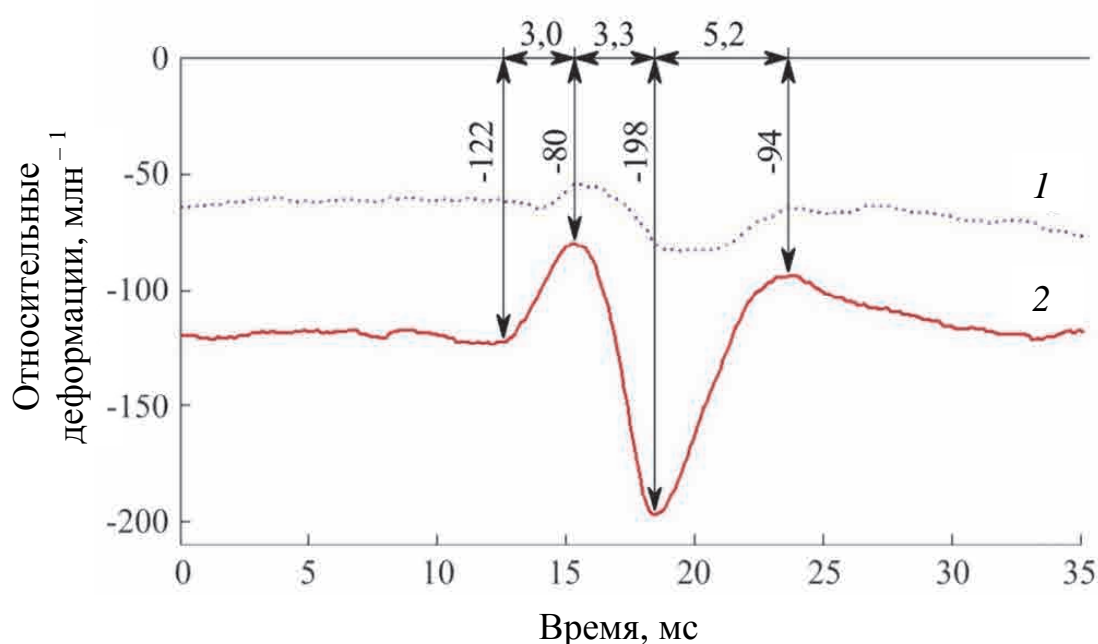


Рисунок 5.9 – Зависимость эффективной силы от времени при движении колесной пары с ползуном длиной $l = 60$ мм (глубиной $h = 0,94$ мм) на скорости 15 м/с и статической нагрузкой колеса $P_0 = 117$ кН

При проезде реального ползуна длиной 60 мм на скорости 12 м/с возникают сигналы (рисунок 5.10), подобные полученной аналитически зависимости (см. рисунок 5.9). Симметричные деформации шейки рельса, зарегистрированные над двумя последовательными шпалами, показаны на рисунке 5.10. В начальный

момент времени деформации имеют отрицательный знак, так как под действием нагрузки от колеса рельс деформируется и опирается на шпалы, тензодатчики фиксируют сжатие материала, вызванное силой реакции шпалы. При наезде на ползун в момент времени 13 мс деформация уменьшается, что свидетельствует об уменьшении нагрузки от колеса на рельс, связанной с движением колеса в вертикальной плоскости. В момент времени 15 мс производная деформации изменяет знак, в этот момент происходит взаимодействие колеса с рельсом в области ползуна. При этом увеличивается нагрузка и, соответственно, абсолютное значение сжимающих деформаций.



1 – на дальней от колеса паре тензодатчиков; 2 – на ближней к колесу паре тензодатчиков

Рисунок 5.10 – Зависимость вертикальных деформаций шейки рельса над шпалой от времени при движении колеса с ползуном длиной $l = 60$ мм (глубиной $h = 0,94$ мм) на скорости 12 м/с

Максимальная сила и максимальные деформации наблюдаются в момент времени 19 мс, за которым колесо в вертикальной плоскости начинает движение вверх и нагрузка на рельс уменьшается. В интервале времени от 22 до 27 мс наблюдается обратный импульс деформаций, связанный с разгрузкой рельса

после съезда с ползуна. В целом аналитическая модель позволяет проанализировать этапы взаимодействия колеса с ползуном поверхности катания и рельсом.

Используя построенную модель, исследовали зависимость амплитуды динамической силы от колеса с ползуном в зависимости от скорости движения поезда (рисунок 5.11). На кривой наблюдаются два близких к линейным участка. На первом участке от 3 (11 км/ч) до 8 м/с (29 км/ч) нагрузка возрастает линейно с коэффициентом пропорциональности около 35 кН/(м/с). При скоростях свыше 8 м/с скорость изменения коэффициента пропорциональности уменьшается до 8 кН/(м/с).

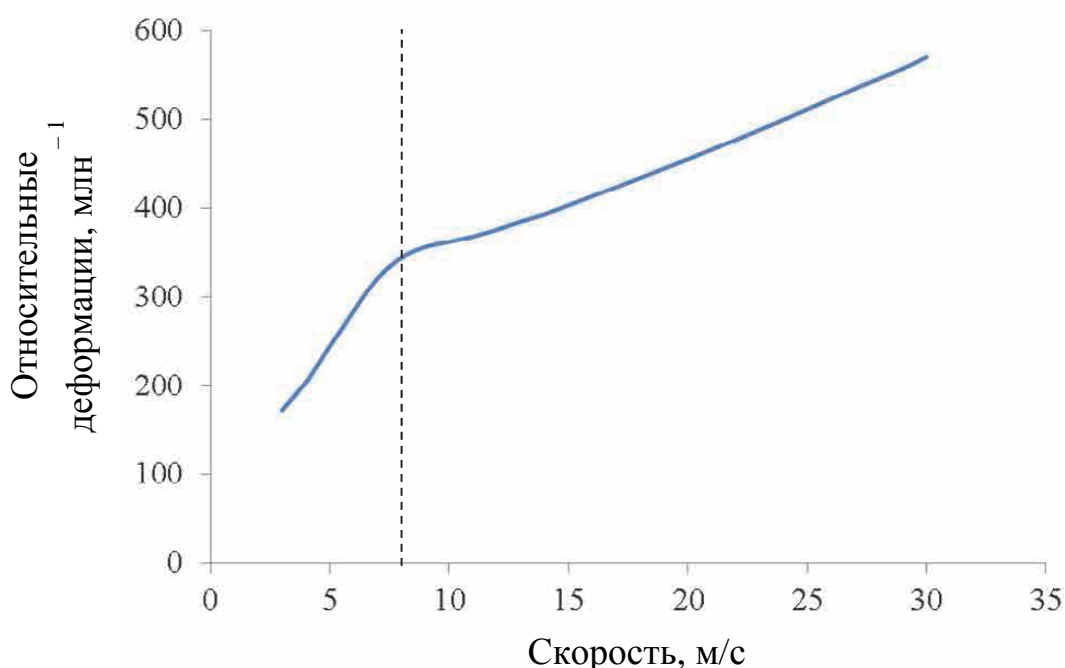


Рисунок 5.11 – Зависимость вертикальной силы от скорости движения колеса от времени, собственная круговая частота 700 рад/с колебаний системы «колес – рельс»

Изменение наклона зависимости силы от скорости в относительно незначительном диапазоне скоростей от 7 до 9 м/с связано с наличием критической скорости $V_{кр}$, при превышении которой частота воздействия колеса с ползуном становится выше частоты свободных колебаний основания. График зависимости силы от времени при движении с докритическими скоростями

приведен на рисунке 5.12, а, а с закритическими на рисунке 5.12, б.

Продолжительность импульса в значительной степени определяется собственными частотами системы «колесо – рельс» и слабо зависит от протяженности дефекта по поверхности катания. Размер дефекта может быть определен по продолжительности начального участка сигнала, связанного с уменьшением силы воздействия от колеса на рельс.

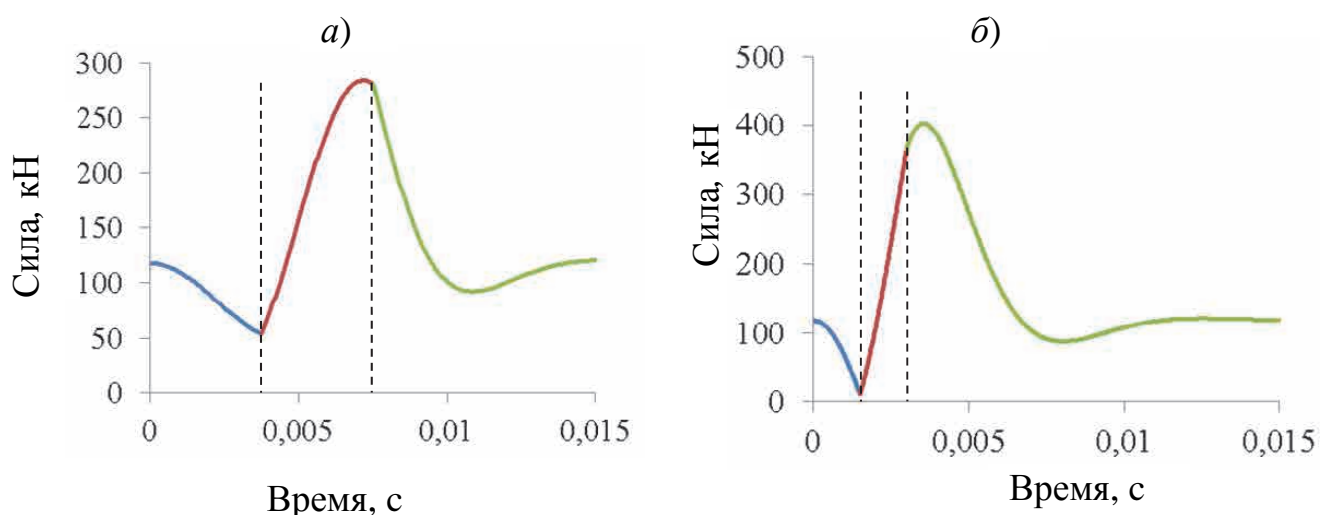


Рисунок 5.12 – Зависимость вертикальной силы от времени при движении колеса с докритической $V < 8$ м/с (а) и закритической $V > 8$ м/с (б) скоростями

Амплитудное значение силы воздействия колеса на рельс по-разному характеризует размер дефекта в диапазонах скоростей до и выше 8 м/с. Критическое значение скорости зависит от собственной частоты системы «колесо – рельс». На зависимости силы от собственной частоты (рисунок 5.13) наблюдается перелом при частотах 230 Гц (1400 рад/с), связанные с наличием критической скорости, при которой взаимодействие колеса и рельса происходит быстрее периода свободных колебаний системы.

Система «колесо – рельс» является открытой, так как параметры ее процессов существенно зависят от свойств подрельсового основания. Учет этих компонентов при ударном воздействии может быть выполнен добавлением в модель основания, характеризуемого собственной жесткостью и массой (рисунок 5.14). Упругий элемент жесткостью k_1 и инерционный элемент массой m_1

описывают систему «колесо – рельс», а упругий элемент жесткостью k_2 и инерционный элемент массой m_2 характеризуют взаимодействие рельсов со шпалами и балластной призмой. В терминах деформаций рельса упругий элемент k_1 моделирует локальные деформации рельса непосредственно под ударной нагрузкой. Упругий элемент k_2 связан с глобальными деформациями рельса и их взаимодействием с подрельсовым основанием.

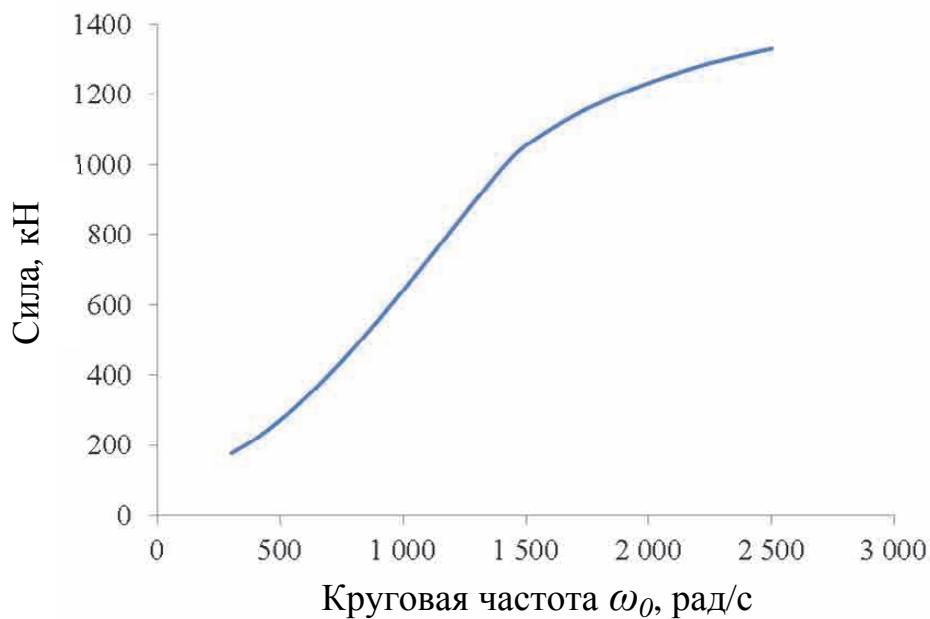


Рисунок 5.13 – Зависимость вертикальной силы от собственной круговой частоты колебаний системы «колесо – рельс» на скорости 8 м/с

Уравнения, описывающие систему на рисунке 5.14, строятся аналогично уравнению 5.18. Координаты точек O_1 и O_2 определены как z_1 и z_2 соответственно, а координата точки C описывается функцией времени $z(t)$ (5.20). Для точки C уравнение движения имеет вид

$$m \cdot (\ddot{z} + \ddot{z}_1) = -k_1 \cdot (z_1 - z_2). \quad (5.50)$$

Уравнение движения точки O_2 :

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 = k_1 \cdot (z_1 - z_2) - k_2 \cdot z_2. \quad (5.51)$$

После преобразований уравнения (5.50) и (5.51) образуют систему линейных дифференциальных уравнений второго порядка с двумя неизвестными функциями

z_1 и z_2 :

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{z}_1 + k_1 \cdot z_1 - k_1 \cdot z_2 = -m \cdot \ddot{z}; \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + (k_1 + k_2) \cdot z_2 - k_1 \cdot z_1 = 0. \end{cases} \quad (5.52)$$

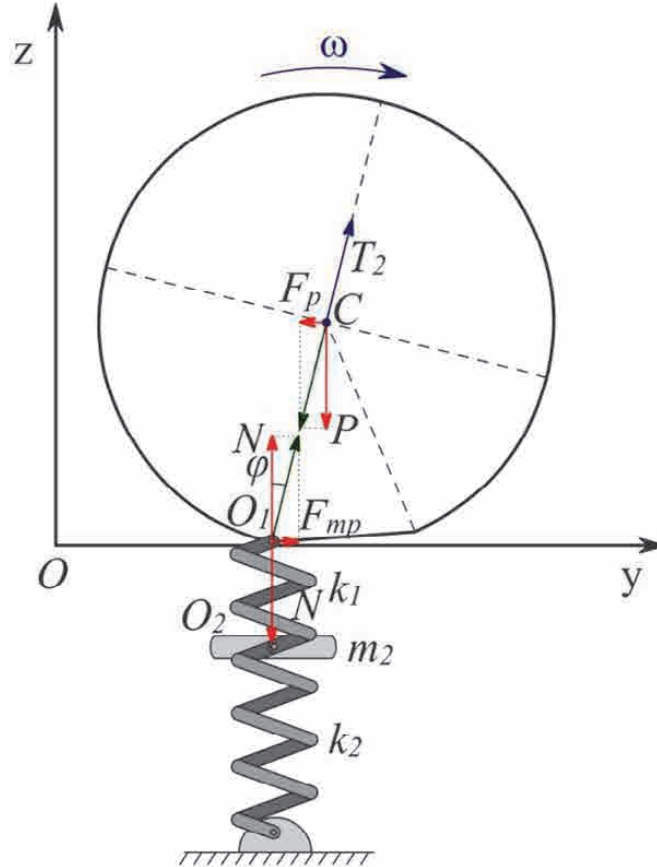


Рисунок 5.14 – Модель системы с двумя упругими элементами для расчета динамических сил при взаимодействии колеса с ползуном и рельса

Решение системы (5.52) основано на приведении ее к одному линейному дифференциальному уравнению четвертого порядка с одной неизвестной z_2 . Из второго уравнения устанавливается связь z_1 и z_2 :

$$z_1 = \frac{m}{k_1} \cdot \ddot{z}_2 + \frac{k_1 + k_2}{k_1} \cdot z_2. \quad (5.53)$$

Подстановка (5.53) в первое уравнение системы (5.52) дает уравнение четвертого порядка с одной неизвестной:

$$\frac{m \cdot m_2}{k_1} \cdot z_2^{IV} + \left(m \cdot \frac{k_1 + k_2}{k_1} + m_2 \right) \cdot \ddot{z}_2 + k_2 \cdot z_2 = -m \cdot \ddot{z}. \quad (5.54)$$

В классическом виде (5.54) принимает вид

$$z_2^{IV} + \left(\frac{k_1}{m_2} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_1}{m} \right) \cdot \ddot{z}_2 + \frac{k_1}{m} \cdot \frac{k_2}{m_2} \cdot z_2 = -\frac{k_1}{m_2} \cdot \ddot{z}. \quad (5.55)$$

Для упрощения дальнейших расчетов и интерпретации данных используется замена переменных:

$$\omega_1^2 = \frac{k_1}{m_2}; \quad (5.56)$$

$$\omega_0^2 = \frac{k_1}{m}; \quad (5.57)$$

$$\omega_2^2 = \frac{k_2}{m_2}; \quad (5.58)$$

$$\omega_3^2 = \frac{k_1 + k_2}{m}. \quad (5.59)$$

В новых переменных (5.56–5.59) уравнение (5.55) принимает вид

$$z_2^{IV} + (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2) \cdot \ddot{z}_2 + \omega_0^2 \cdot \omega_2^2 \cdot z_2 = -\omega_1^2 \cdot \ddot{z}. \quad (5.60)$$

Общее решение уравнения (5.60) представляет собой сумму одного частного решения и решения однородного уравнения:

$$z_2^{IV} + (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2) \cdot \ddot{z}_2 + \omega_0^2 \cdot \omega_2^2 \cdot z_2 = 0. \quad (5.61)$$

Характеристическое уравнение получается подстановкой в (5.58) выражения для z_2 :

$$z_2(t) = e^{-i \cdot \omega_k \cdot t}, \quad (5.62)$$

где i – мнимая единица.

$$\omega_k^4 - (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2) \cdot \omega_k^2 + \omega_0^2 \cdot \omega_2^2 = 0. \quad (5.63)$$

Уравнение (5.63) имеет два решения:

$$\omega_{\pm}^2 = \frac{1}{2} \cdot \left(\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2 \pm \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2)^2 - 4 \cdot \omega_0^2 \cdot \omega_2^2} \right). \quad (5.64)$$

В общем виде решение однородного уравнения (5.61) представляет собой сумму четырех тригонометрических функций с постоянными коэффициентами A_+ , B_+ , A_- , B_- .

$$z_{2o}(t) = A_+ \cdot \cos(\omega_+ \cdot t) + B_+ \cdot \sin(\omega_+ \cdot t) + A_- \cdot \cos(\omega_- \cdot t) + B_- \cdot \sin(\omega_- \cdot t). \quad (5.65)$$

Неоднородное уравнение (5.60) с учетом (5.20) может быть записано для всех значений времени t :

$$z_2^{IV} + (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2) \cdot \ddot{z}_2 + \omega_0^2 \cdot \omega_2^2 \cdot z_2 = \begin{cases} -R \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t), & 0 \leq \omega \cdot t \leq \varphi; \\ -R \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t), & \varphi < \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi; \\ 0, & 2 \cdot \varphi < \omega \cdot t. \end{cases} \quad (5.66)$$

Частные решения (5.66) представимы в виде:

$$z_{2ч} = \begin{cases} C_1 \cdot \cos(\omega \cdot t), & 0 \leq \omega \cdot t \leq \varphi; \\ C_2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t), & \varphi < \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi; \\ 0, & 2 \cdot \varphi < \omega \cdot t. \end{cases} \quad (5.67)$$

Коэффициенты C_1 и C_2 находятся подстановкой (5.67) в (5.66)

$$\begin{aligned} C_1 \cdot (\omega^4 - \omega^2 \cdot (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2) + \omega_0^2 \cdot \omega_2^2) &= -R \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2, & 0 \leq \omega \cdot t \leq \varphi; \\ C_2 \cdot (\omega^4 - \omega^2 \cdot (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2) + \omega_0^2 \cdot \omega_2^2) &= -R \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2, & \varphi < \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi. \end{aligned} \quad (5.68)$$

В результате преобразований частое решение уравнения (5.66)

$$z_{2ч} = \frac{R \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2}{\omega^4 - \omega^2 \cdot (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2) + \omega_0^2 \cdot \omega_2^2} \cdot \begin{cases} \cos(\omega \cdot t), & 0 \leq \omega \cdot t \leq \varphi; \\ \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t), & \varphi < \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi; \\ 0, & 2 \cdot \varphi < \omega \cdot t. \end{cases} \quad (5.69)$$

С учетом нового обозначения коэффициента \tilde{R}

$$z_{2ч} = \tilde{R} \cdot \begin{cases} \cos(\omega \cdot t), & 0 \leq \omega \cdot t \leq \varphi; \\ \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t), & \varphi < \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi; \\ 0, & 2 \cdot \varphi < \omega \cdot t. \end{cases} \quad (5.70)$$

где

$$\tilde{R} = \frac{R \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2}{\omega^4 - \omega^2 \cdot (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_0^2) + \omega_0^2 \cdot \omega_2^2}. \quad (5.71)$$

В выражении (5.71) наблюдается условие резонанса, когда знаменатель обращается в нуль. Это соответствует внешнему воздействию, при котором его частота совпадает с собственными частотами системы $\omega^2 = \omega_{\pm}^2$ и для данного условия полученное решение неприменимо. В работе не ставилась задача исследования поведения системы «колесо – рельс» на резонансных частотах, поэтому в дальнейшем рассматривается ситуация когда условие резонанса не выполняется $\omega^2 \neq \omega_{\pm}^2$.

Общее решение уравнения (5.66) представляет собой сумму частного решения (5.69) и решения однородного уравнения (5.70) и при $0 \leq \omega \cdot t \leq \varphi$ имеет вид

$$z_{12}(t) = A_+ \cdot \cos(\omega_+ \cdot t) + B_+ \cdot \sin(\omega_+ \cdot t) + A_- \cdot \cos(\omega_- \cdot t) + B_- \cdot \sin(\omega_- \cdot t) + \tilde{R} \cdot \cos(\omega \cdot t). \quad (5.72)$$

Выражение для z_1 определяется подстановкой (5.72) в (5.53):

$$z_{11}(t) = A_+ \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \cos(\omega_+ \cdot t) + B_+ \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \sin(\omega_+ \cdot t) + A_- \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \cos(\omega_- \cdot t) + B_- \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \sin(\omega_- \cdot t) + \tilde{R} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega^2}{\omega_0^2} \cos(\omega \cdot t). \quad (5.73)$$

Коэффициенты A_+, B_+, A_-, B_- в выражениях (5.72) и (5.73) определяются граничными условиями. При $\omega \cdot t = 0$ должно выполняться условие непрерывности координат и скоростей, которые в начальный момент времени $t = 0$ равны нулю:

$$\begin{cases} z_1(0) = 0, \\ z_1'(0) = 0, \\ z_2(0) = 0, \\ z_2'(0) = 0. \end{cases} \quad (5.74)$$

После подстановки (5.72) и (5.73) в (5.74) граничные условия принимают

вид

$$\begin{cases} A_+ \cdot (\omega_3^2 - \omega_+^2) + A_- \cdot (\omega_3^2 - \omega_-^2) = -\tilde{R} \cdot (\omega_3^2 - \omega^2); \\ A_+ + A_- = -\tilde{R}; \\ B_+ \cdot \omega_+ \cdot (\omega_3^2 - \omega_+^2) + B_- \cdot \omega_- \cdot (\omega_3^2 - \omega_-^2) = 0; \\ B_+ \cdot \omega_+ + B_- \cdot \omega_- = 0. \end{cases} \quad (5.75)$$

В общем случае, когда $\omega_-^2 \neq \omega_+^2$ из третьего и четвертого уравнений системы (5.75) следует

$$B_+ = B_- = 0. \quad (5.76)$$

Из первого и третьего уравнений системы (5.75) выражаются коэффициенты A_+ и A_- :

$$A_- = \tilde{R} \cdot \frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2}, \quad (5.77)$$

$$A_+ = \tilde{R} \cdot \frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2}. \quad (5.78)$$

Окончательное решение при $0 \leq \omega \cdot t \leq \varphi$ получается подстановкой (5.76), (5.77), (5.78) в (5.72) и (5.73):

$$z_{12}(t) = \tilde{R} \cdot \left(\frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \cos(\omega_+ \cdot t) + \frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \cos(\omega_- \cdot t) + \cos(\omega \cdot t) \right), \quad (5.79)$$

$$z_{11}(t) = \tilde{R} \cdot \left(\frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \cos(\omega_+ \cdot t) + \frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \cos(\omega_- \cdot t) + \frac{\omega_3^2 - \omega^2}{\omega_0^2} \cos(\omega \cdot t) \right). \quad (5.80)$$

Общее решение $z_{22}(t)$ в области $\varphi \leq \omega \cdot t \leq 2 \cdot \varphi$ для удобства расчетов представимо в виде:

$$z_{22}(t) = A_+ \cdot \cos\left(\omega_+ \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_+}{\omega}\right) + B_+ \cdot \sin\left(\omega_+ \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_+}{\omega}\right) + \\ + A_- \cdot \cos\left(\omega_- \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_-}{\omega}\right) + B_- \cdot \sin\left(\omega_- \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_-}{\omega}\right) + \tilde{R} \cdot \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t). \quad (5.81)$$

Общее решение для $z_{21}(t)$ получается подстановкой (5.81) в (5.53):

$$z_{21}(t) = A_+ \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \cos\left(\omega_+ \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_+}{\omega}\right) + B_+ \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \sin\left(\omega_+ \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_+}{\omega}\right) + \\ + A_- \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \cos\left(\omega_- \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_-}{\omega}\right) + B_- \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \sin\left(\omega_- \cdot t - \varphi \cdot \frac{\omega_-}{\omega}\right) + \\ + \tilde{R} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega^2}{\omega_0^2} \cdot \cos(2 \cdot \varphi - \omega \cdot t). \quad (5.82)$$

Граничные условия при $\omega \cdot t = \varphi$ определяются непрерывностью функций $z_{12}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right) = z_{22}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$, $z_{11}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right) = z_{21}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$ и непрерывностью первых производных функций $\dot{z}_{12}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right) = \dot{z}_{22}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$. Скорость $\dot{z}_{21}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$ по аналогии с (5.30) испытывает скачок: $\dot{z}_{11}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right) - R \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) = \dot{z}_{21}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$.

Непрерывность функций $z_2\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$ и $z_1\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$ при $\omega \cdot t = \varphi$ определяется следующей системой уравнений:

$$\tilde{R} \cdot \left(\frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \cos\left(\omega_+ \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) + \frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \cos\left(\omega_- \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) \right) = A_+ + A_-; \quad (5.83)$$

$$\begin{aligned} \tilde{R} \cdot \left(\frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \cos\left(\omega_+ \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) + \frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \cos\left(\omega_- \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) \right) = \\ = A_+ \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} + A_- \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2}. \end{aligned} \quad (5.84)$$

Коэффициенты A_+ и A_- определяются из системы уравнений (5.83) и (5.84):

$$A_+ = \tilde{R} \cdot \frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \cos\left(\omega_+ \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right). \quad (5.85)$$

$$A_- = \tilde{R} \cdot \frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \cos\left(\omega_- \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right). \quad (5.86)$$

Непрерывность скорости $\dot{z}_{12}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$ и $\dot{z}_{22}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$:

$$\begin{aligned} -\tilde{R} \cdot \frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \omega_+ \cdot \sin\left(\omega_+ \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) - \tilde{R} \cdot \frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \omega_- \cdot \sin\left(\omega_- \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) - \tilde{R} \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) = \\ = B_+ \cdot \omega_+ + B_- \cdot \omega_- + \tilde{R} \cdot \omega \cdot \sin(\varphi). \end{aligned} \quad (5.87)$$

Скачок скорости $\dot{z}_{11}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$ и $\dot{z}_{12}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)$:

$$\begin{aligned} -\tilde{R} \cdot \frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \omega_+ \cdot \sin\left(\omega_+ \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) - \tilde{R} \cdot \frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \omega_- \cdot \sin\left(\omega_- \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) - \\ - \tilde{R} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega^2}{\omega_0^2} \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) - R \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) = B_+ \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \omega_+ + B_- \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \omega_- + \\ + \tilde{R} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega^2}{\omega_0^2} \cdot \omega \cdot \sin(\varphi). \end{aligned} \quad (5.88)$$

Решение системы уравнений (5.87) и (5.88) позволяет получить значение коэффициентов B_- и B_+ :

$$B_- = \tilde{R} \cdot \left(\frac{\omega^2 - \omega_+^2}{\omega_-^2 - \omega_+^2} \right) \cdot \sin\left(\omega_- \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) + 2\tilde{R} \cdot \frac{\omega_+^2 - \omega^2}{\omega_-^2 - \omega_+^2} \cdot \frac{\omega}{\omega_-} \cdot \sin(\varphi) + R \cdot \frac{\omega_0^2}{\omega_-^2 - \omega_+^2} \cdot \frac{\omega}{\omega_-} \cdot \sin(\varphi), \quad (5.89)$$

$$B_+ = \tilde{R} \cdot \left(\frac{\omega^2 - \omega_-^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \right) \cdot \sin\left(\omega_+ \cdot \frac{\varphi}{\omega}\right) + 2\tilde{R} \cdot \frac{\omega_-^2 - \omega^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \frac{\omega}{\omega_+} \cdot \sin(\varphi) + R \cdot \frac{\omega_0^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \frac{\omega}{\omega_+} \cdot \sin(\varphi). \quad (5.90)$$

Общее решение $z_{32}(t)$ в области $2 \cdot \varphi \leq \omega \cdot t$ с учетом (5.67) для удобства расчетов представлено в виде

$$z_{32}(t) = A_+ \cdot \cos\left(\omega_+ \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_+}{\omega}\right) + B_+ \cdot \sin\left(\omega_+ \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_+}{\omega}\right) +$$

$$+A_- \cdot \cos\left(\omega_- \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_-}{\omega}\right) + B_- \cdot \sin\left(\omega_- \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_-}{\omega}\right). \quad (5.91)$$

Общее решение $z_{31}(t)$ в области $2 \cdot \varphi \leq \omega \cdot t$ с учетом (5.67):

$$z_{31}(t) = A_+ \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \cos\left(\omega_+ \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_+}{\omega}\right) + B_+ \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_+^2}{\omega_0^2} \cdot \sin\left(\omega_+ \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_+}{\omega}\right) + \\ + A_- \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \cos\left(\omega_- \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_-}{\omega}\right) + B_- \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_-^2}{\omega_0^2} \cdot \sin\left(\omega_- \cdot t - 2 \cdot \varphi \cdot \frac{\omega_-}{\omega}\right), \quad (5.92)$$

где коэффициенты A_+, B_+, A_-, B_- в (5.91) и (5.92) определяются непрерывностью функций $z_1(t)$, $z_2(t)$ и их производных $\dot{z}_1(t)$, $\dot{z}_2(t)$.

В рамках принятой модели провели исследования зависимости амплитуды и временных параметров сигналов деформаций от размера дефекта. Численные значения влияния параметров упругой системы (рисунок 5.14), влияющие на сигналы деформаций, приведены в таблице 5.1. Численное моделирование проводили в программе MathCad с использованием полученных выше уравнений движения системы и введением коэффициентов диссипации энергии в виде мнимой добавки к частоте колебаний.

Таблица 5.1 – Параметры системы «колесо – рельс» для моделирования сигналов деформаций

Коэффициент жесткости, Н/м		Масса, кг		Скорость, м/с	Радиус колеса, м	Частоты, рад ⁻¹				
k_1	k_2	m	m_2	V	R	ω_0	ω_1	ω_2	ω_3	ω
$3,0 \cdot 10^8$	$1,5 \cdot 10^8$	2 000	600	5–30	0,48	707	387	274	866	10–63

В рассчитанных сигналах деформаций (рисунок 5.15) дифференцируются две временные зоны. Передний фронт сигнала – начальная монотонно возрастающая положительная часть сигнала, связанная с разгрузкой упругих элементов при наезде на ближнюю кромку ползуна. Задний фронт сигнала – монотонно убывающая часть сигнала, которая следует непосредственно за передним фронтом и связана с ударным воздействием колеса с ползуном на рельс. Очевидное различие сигналов (см. рисунок 5.15), рассчитанных в модели с двумя упругими элементами (см. рисунок 5.14) в модели с одним упругим элементом

(см. рисунок 5.8), заключается в изменении их временных параметров. Например, максимальные по абсолютному значению отрицательные деформации второго элемента k_2 по времени соответствуют положению равновесия упругого элемента k_1 (см. рисунок 5.15). Передача энергии от первого k_1 упругого элемента, на который непосредственно воздействует колесо с дефектом, ко второму элементу k_2 происходит с задержкой во времени, которая связана с инерционностью массы m_2 . Поэтому длительность переднего фронта у сигналов деформаций элемента k_2 существенно больше, чем у элемента k_1 .

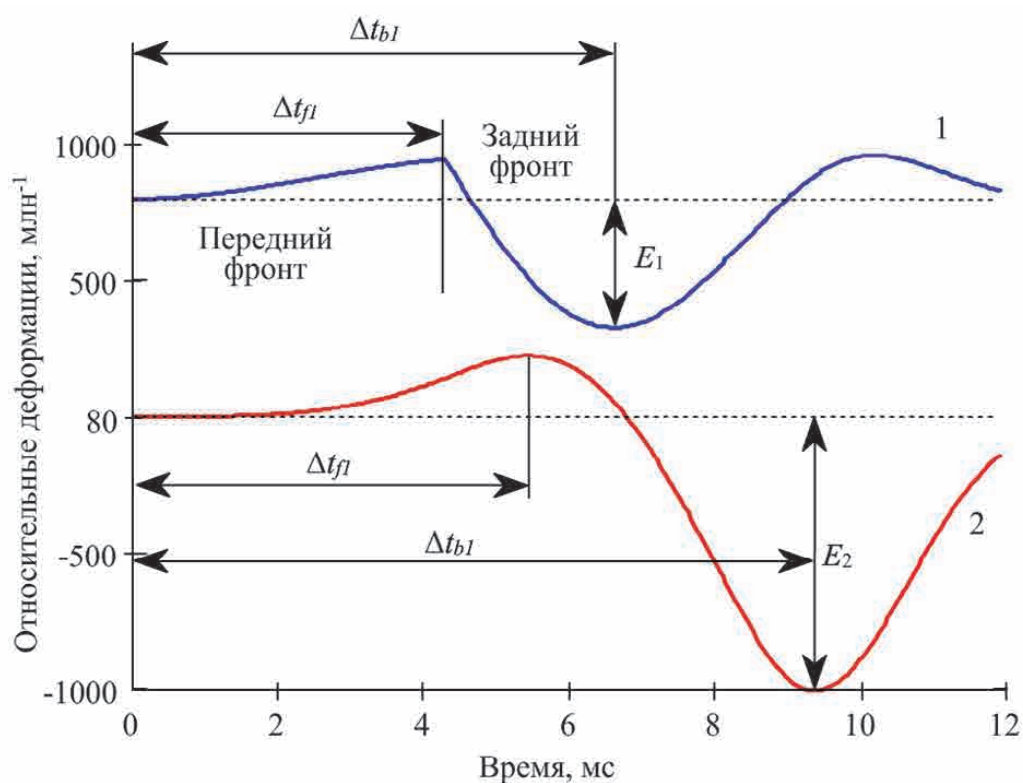


Рисунок 5.15 – Зависимость сигналов деформаций упругих элементов k_1 (1) и k_2 (2) от времени

Задачей моделирования является установление связи параметров сигналов деформаций с размерами дефекта и силой воздействия колеса на рельс. Существенное влияние на регистрируемые сигналы, при этом оказывают собственные частоты системы «колесо – рельс» и скорость движения колеса. Для сигналов деформаций предложено использовать две группы параметров: временные и амплитудные. Временные параметры сигналов связаны со скоростью

движения и размерами дефекта. При этом значительное влияние на данную группу оказывают собственные частоты колебаний системы, неопределенность которых вызвана нелинейностью и изменением во времени жесткости подрельсового основания. В качестве временных параметров предложено использовать:

- длительность переднего фронта Δt_f – время от момента начала возрастания деформаций до достижения максимального значения (см. рисунок 5.15);
- длительность сигнала Δt_b – время от момента начала возрастания деформаций до достижения минимального значения (см. рисунок 5.15);
- длительность заднего фронта ($\Delta t_b - \Delta t_f$) время от момента достижения сигналом наибольшего значения до момента достижения сигналом минимального значения.

Для установления связи временных параметров сигналов с протяженностью дефекта выполнили моделирование прохождения колеса с ползуном протяженностью 60 мм в диапазоне скоростей от 20 до 110 км/ч. Протяженность дефекта оценивали по длительности переднего $L_{\text{calc}} = 2 \cdot \Delta t_f \cdot V$ и заднего $L_{\text{calc}} = 2 \cdot \Delta t_b \cdot V$ фронтов. Зависимости рассчитанных протяженностей дефекта от скорости движения колеса приведены на рисунке 5.16.

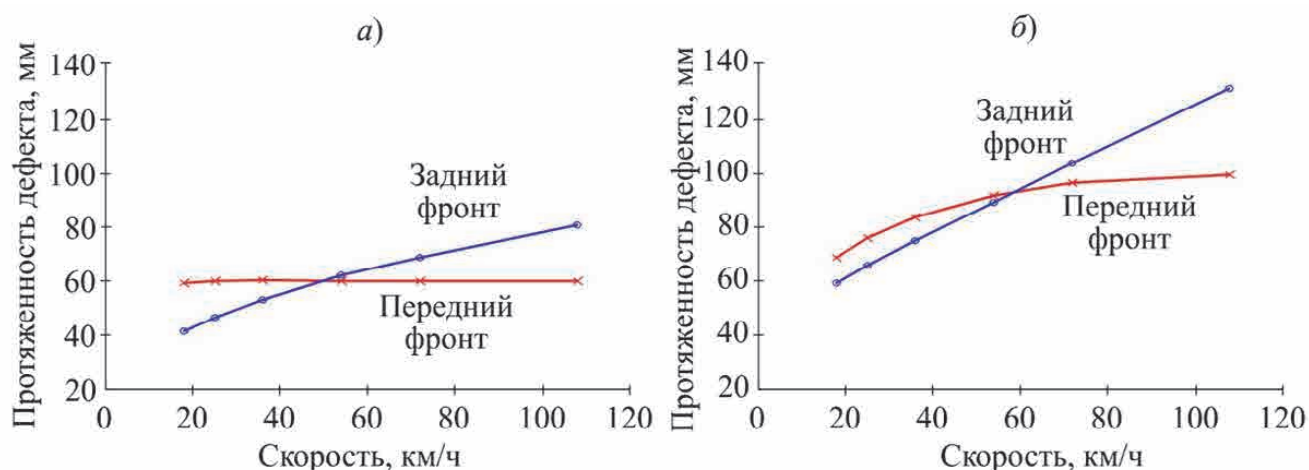
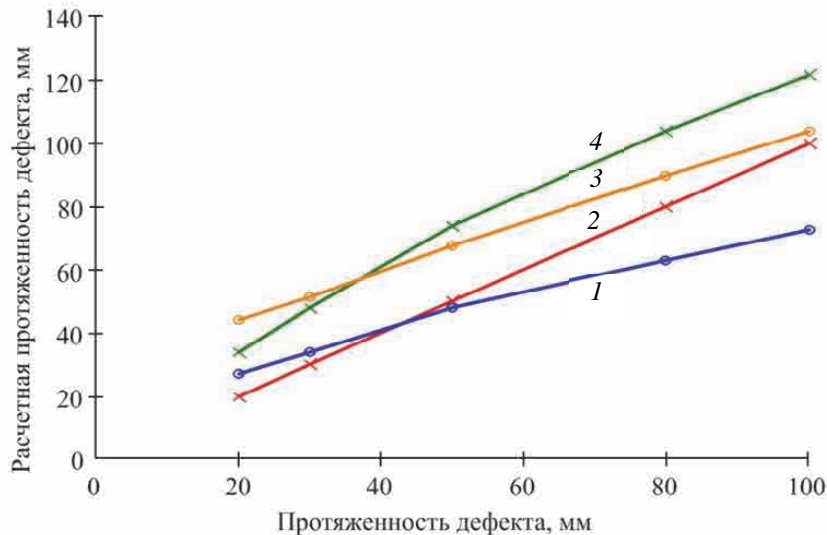


Рисунок 5.16 – Зависимость протяженности дефекта, рассчитываемой по переднему и по заднему фронтам сигналов относительных деформаций упругих элементов k_1 (а) и k_2 (б), от скорости движения колеса с дефектом протяженностью 60 мм

Устойчивые значения протяженности дефекта, составляющие (60 ± 1) мм и соответствующие исходным условиям, позволяют получить только длительность переднего фронта сигнала первого упругого элемента k_1 (см. рисунок 5.16, *a*).

Протяженность, оцениваемая по заднему фронту деформаций первого упругого элемента, при низких скоростях ($V < 14$ м/с) дает заниженные значения от 40 до 60 мм, а при скоростях выше 50 км/ч – завышенные значения от 60 до 80 мм. Протяженность дефекта, оцениваемая по временным параметрам второго упругого элемента k_2 (см. рисунок 5.16, *b*), монотонно возрастает при увеличении скорости движения. Это объясняется слабой связью временных параметров сигналов деформаций элемента k_2 с временными параметрами движения колеса и влиянием на них собственных частот системы.

Зависимости расчетной протяженности дефектов, определяемой по длительности переднего и заднего фронтов сигналов с элементов k_1 и k_2 , от значений протяженности в исходных данных, являются монотонно возрастающими (рисунок 5.17).



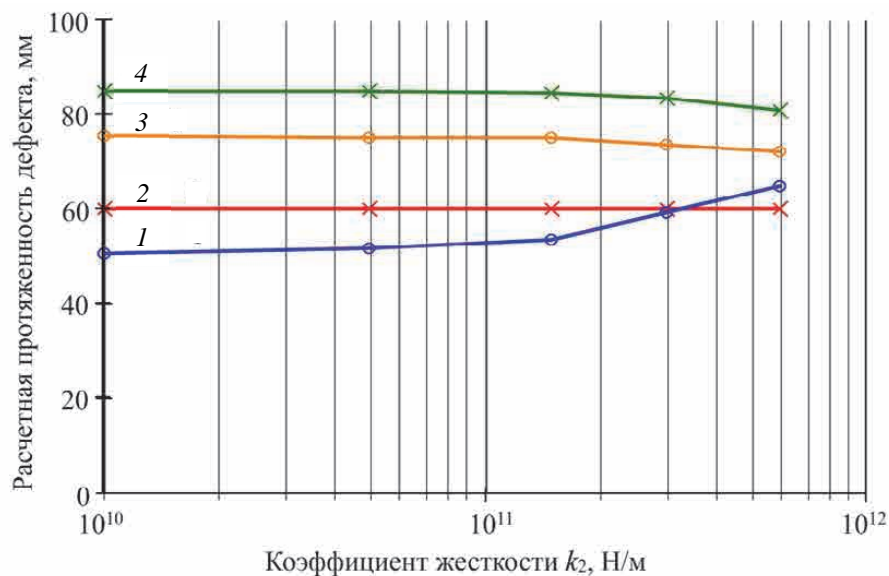
1, 2 – с использование заднего и переднего фронтов сигналов деформаций k_1 ;

3, 4 – с использование заднего и переднего фронтов сигналов деформаций k_2

Рисунок 5.17 – Зависимость значений протяженности дефекта, рассчитанных по длительности фронтов сигналов деформаций, от протяженности, установленной в исходных данных

Передний фронт сигналов с упругого элемента k_1 демонстрирует линейную зависимость (поз. 2 на рисунке 5.17) с коэффициентом пропорциональности, равным единице. Все остальные зависимости являются нелинейными и монотонно возрастающими (поз. 1, 3, 4 на рисунке 5.17). Временные параметры сигналов деформаций упругого элемента k_2 не позволяют определить действительное значение протяженности дефекта поверхности катания. Несмотря на это, монотонная возрастающая зависимость этих величин, позволяет утверждать о наличии в результатах их совместных измерений корреляционной связи. Коэффициент корреляции тем больше, чем меньше в процессе испытаний вариации скорости движения, жесткости подрельсового основания.

Влияние жесткости подрельсового основания k_2 на расчетную протяженность дефекта показано на рисунке 5.18 в виде зависимостей, построенных в полулогарифмическом масштабе. Изменение жесткости в интервале от 10^{10} до $6 \cdot 10^{11}$ Н/м не влияет на протяженность, рассчитываемую по переднему фронту сигналов элемента k_1 (поз. 2 на рисунке 5.18).



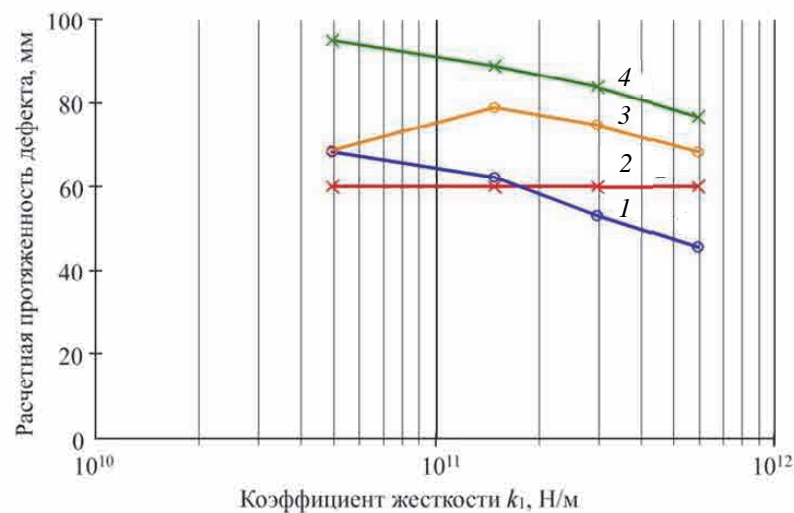
1, 2 – с использованием заднего и переднего фронтов сигналов деформаций k_1 ;

3, 4 – с использованием заднего и переднего фронтов сигналов деформаций k_2

Рисунок 5.18 – Зависимость значений протяженности дефекта, рассчитанных по длительности фронтов сигналов деформаций, от коэффициента жесткости элемента k_2

При увеличении жесткости протяженность дефекта, оцениваемая по

длительности заднего фронта сигналов с элемента k_1 , монотонно возрастает и увеличивается на 30 %. Для сигналов с элемента k_2 реализуется обратная зависимость и при этом расчетная протяженность монотонно убывает на 5–10 % в исследуемом диапазоне жесткостей k_2 . Изменение жесткости k_1 упругого элемента, который непосредственно взаимодействует с колесом, на расчетную длительность дефекта более значительно. В диапазоне жесткости от $5 \cdot 10^{10}$ до $5 \cdot 10^{11}$ наблюдается немонотонное изменение протяженности (поз. 3 на рисунке 5.19), оцениваемой по заднему фронту деформаций элемента k_2 . Протяженности, оцениваемые по длительности заднего фронта сигналов k_1 и переднего фронта сигналов k_2 , монотонно убывают на 17 и 30 %, соответственно.



1, 2 – с использование заднего и переднего фронтов сигналов деформаций k_1 ;
 3, 4 – с использование заднего и переднего фронтов сигналов деформаций k_2
 Рисунок 5.19 – Зависимость значений протяженности дефекта, рассчитанных по длительности фронтов сигналов деформаций, от коэффициента жесткости элемента k_1

В реальных условиях эксплуатации жесткость подрельсового основания, моделируемая упругим элементом k_2 , может изменяться в достаточно широком диапазоне. Расчетная протяженность дефекта, полученная в результате измерений, выполняемых на одном участке пути для однотипного подвижного состава с близкой осевой нагрузкой за достаточно короткий интервал времени,

когда жесткость существенно не изменяется, должна коррелировать с действительной протяженностью дефекта, определяемой линейными измерениями после остановки поезда на пунктах технического обслуживания. Наименьшее влияние внешних условий, таких как скорость движения, жесткость подрельсового основания и траектория движения колеса, на погрешность измерения протяженности дефекта наблюдается при измерениях по длительности переднего фронта сигналов с упругого элемента k_1 .

Группа амплитудных параметров характеризует энергетические и силовые показатели процесса взаимодействия колеса с дефектом поверхности катания и рельса. В качестве амплитудных параметров предложено использовать амплитуды отрицательной полуволны относительных деформаций элементов k_1 и k_2 , обозначенных на рисунке 5.15 как E_1 и E_2 соответственно. Амплитуда деформаций элементов k_1 при изменении протяженности дефекта (поз. 1 на рисунке 5.20) монотонно возрастает, при этом зависимость близка к линейной с коэффициентом корреляции 0,98.

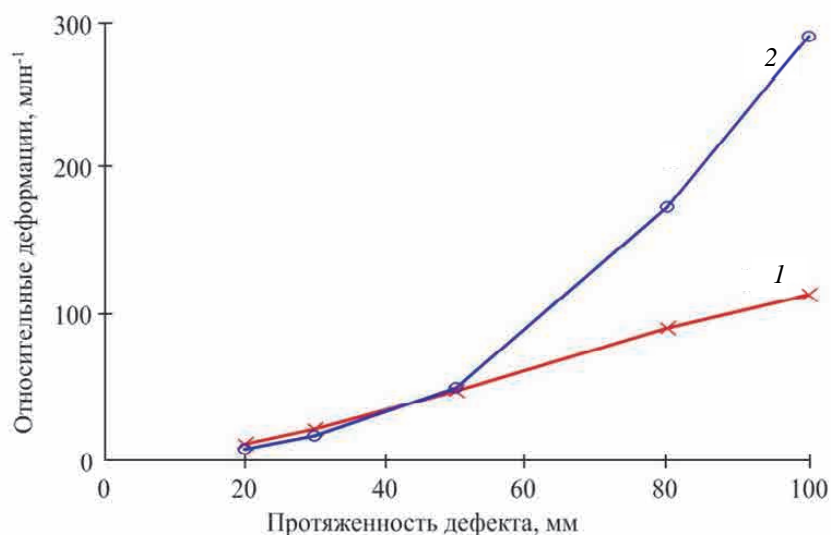


Рисунок 5.20 – Зависимость амплитуды относительных деформаций упругих элементов k_1 (1) и k_2 (2) от протяженности дефекта колеса для скорости движения 10 м/с (36 км/ч)

Амплитуда деформаций элемента k_2 увеличивается по степенному закону с показателем степени, близким к двум. Нелинейная зависимость для упругого

элемента k_2 связана с двойным влиянием на амплитуду деформаций протяженности дефекта: с одной стороны, с увеличением силы ударного воздействия, а с другой – с увеличением длительности воздействия. При этом частота силового воздействия колеса на рельс увеличивается, приближаясь к собственной частоте элемента k_2 исследуемой колебательной системы.

Влияния скорости движения на амплитуду деформаций исследовали в диапазоне скоростей от 20 до 110 км/ч для ползуна протяженностью 60 мм (рисунок 5.21). Для деформаций элементов k_1 и k_2 наблюдаются обратные зависимости от скорости движения.

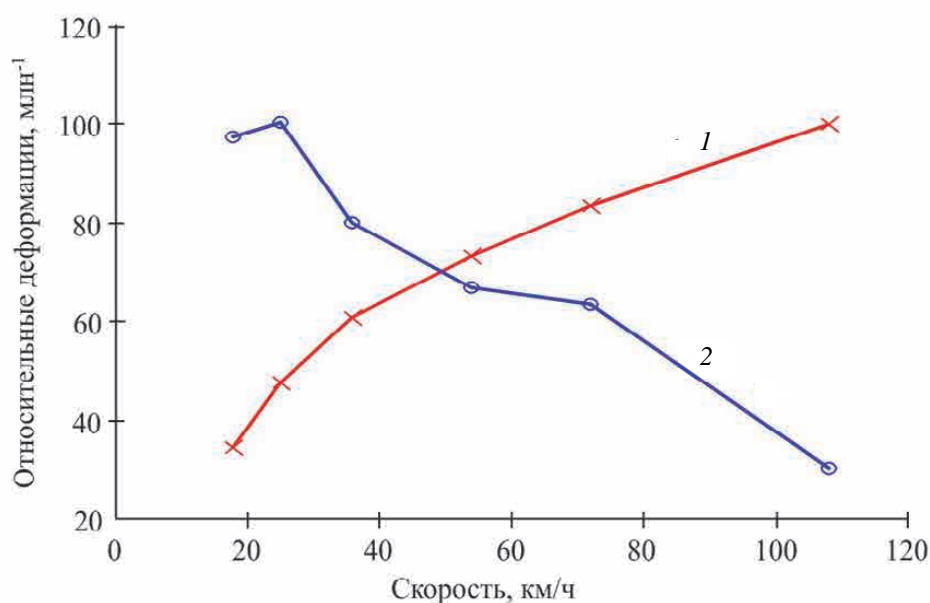


Рисунок 5.21 – Зависимость амплитуды относительных деформаций упругих элементов k_1 (1) и k_2 (2) от скорости движения колеса с дефектом протяженностью 60 мм

Амплитуда деформации элемента k_1 (поз. 1 на рисунке 5.21) при возрастании скорости движения увеличивается, что связано с повышением вертикальной скорости колеса в момент удара и, следовательно, увеличением силы. Для упругого элемента k_2 более существенное значение имеет уменьшение времени взаимодействия дефекта поверхности катания после удара, так как большое влияние оказывает инерционность массы m_2 . Амплитуда деформаций элемента k_2 монотонно убывает при увеличении скорости (поз. 2 на рисунке 5.21).

В рамках принятой модели в качестве опорного значения силы взаимодействия колеса и рельса принято значение силы реакции упругого элемента k_1 :

$$F_1 = k_1 \cdot (z_2 - z_1), \quad (5.93)$$

где k_1 – жесткость упругого элемента, Н/м;

z_1 и z_2 – деформации в соответствии с рисунком 5.15.

Сила реакции упругого элемента k_2 , определяемая выражением:

$$F_2 = k_2 \cdot z_2, \quad (5.94)$$

где k_2 – жесткость упругого элемента, Н/м;

z_2 – деформации в соответствии с рисунком 5.14 характеризуют силу взаимодействия рельса и подрельсового основания.

Изменение жесткости пути существенно изменяет амплитудные значения силы элементов k_1 и k_2 и влияет на связь между ними, которая показана на рисунке 5.22. Увеличение жесткости упругого элемента k_1 (поз. 1 на рисунке 5.22), моделирующего локальную жесткость системы «колесо – рельс», в диапазоне от 50 до 600 МН/м оказывает значительное влияние на силу в системе колеса и рельса k_1 , которая монотонно возрастает более чем в 6 раз. При этом сила в системе «рельс – шпалы», которая моделируется упругим элементом k_2 , изменяется немонотонно, не более чем в 2 раза. Изменение жесткости подрельсового основания k_2 от 10 до 600 МН/м (поз. 2 на рисунке 5.22) существенно увеличивает силу в системе «рельс – шпалы», оцениваемой по деформации упругого элемента k_2 , которая варьируется в дантисимиапазоне от 10 до 480 кН. При этом жесткость k_2 оказывает влияние и на амплитудное значение силы в системе «колесо – рельс», которая увеличивается почти на 65 % от первоначального значения.

Ударное взаимодействие колеса и рельса характеризуется сложной зависимостью силы от скорости, размера дефекта, жесткости и массы элементов системы. Возникающие в системе силы и деформации в значительной степени определяются не только упругими коэффициентами, но и собственными

частотами системы.

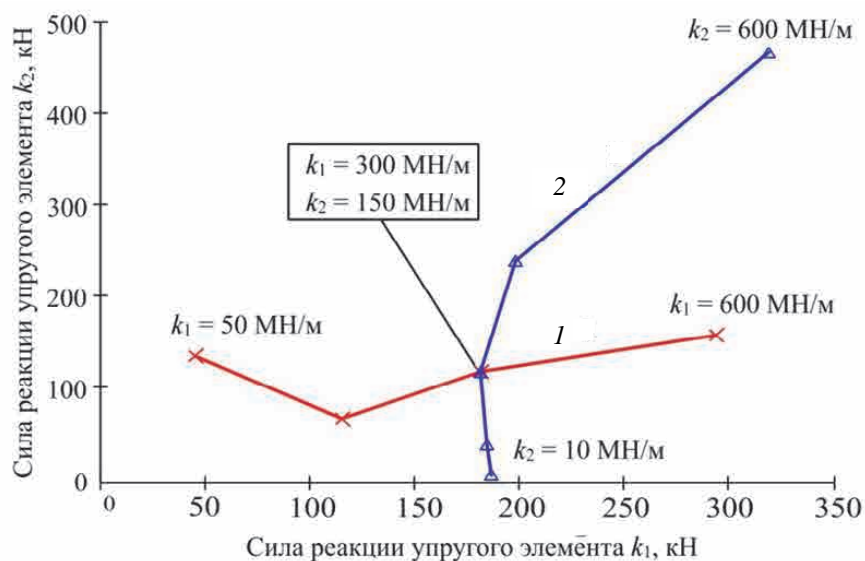


Рисунок 5.22 – Зависимость силы реакции упругого элемента k_2 от силы реакции элемента k_1 при изменении жесткости k_1 (1) и k_2 (2)

5.3 Результаты эксплуатации тензометрической системы контроля поверхности катания колес вагонов в движении

Методика измерения (см. четвертую главу) динамических сил, воздействующих от колес на рельсы, основана на измерении локальных деформаций шейки рельса в зоне протяженностью 180 мм. Это обеспечивает достаточную минимальную погрешность при воздействии мешающих факторов в широком диапазоне. Симметричность расположения тензодатчиков относительно нейтральной оси уменьшает влияние подрельсового основания и изгиба рельса в вертикальной плоскости на результат измерения силы. Симметричность расположения тензодатчиков с двух сторон шейки рельса позволяет исключить погрешности, связанные с боковым изгибом рельса от боковой силы и эксцентриситета приложения вертикальной силы. Временная фильтрация сигналов с тензодатчиков, расположенных над шпалами, или применение тензодатчиков между шпалами позволяет уменьшить влияние подрельсового

основания. Методика обеспечивает измерения силы в сечениях.

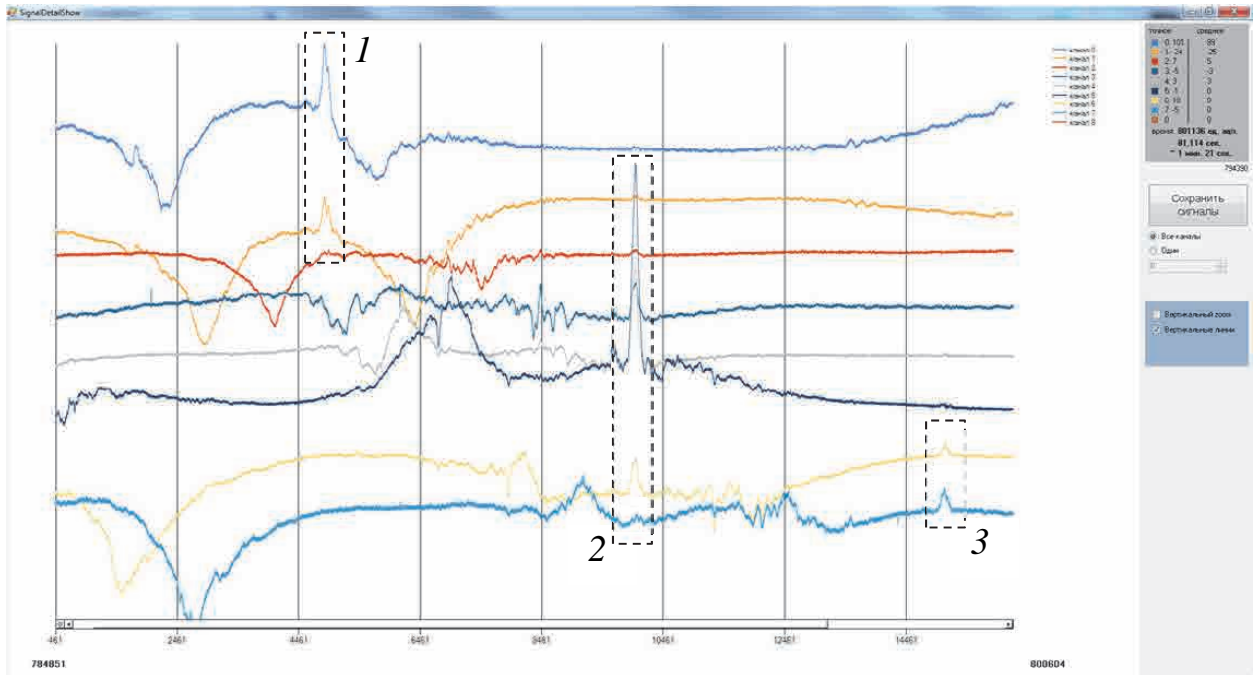
При движении колеса по измерительному участку место воздействия дефекта поверхности катания является случайным. Основным недостатком метода с использованием локальных деформаций является необходимость значительного количества первичных преобразователей деформаций. Это определяет высокую стоимость самой системы контроля, ее монтажа и технического обслуживания, что имеет определяющее значение при массовом применении тензометрического метода в удаленных районах вне населенных пунктов.

Для контроля поверхности катания первоочередной является задача обнаружения дефектов с равномерной чувствительностью на длине, равной периметру поверхности катания колеса. Амплитудное значение силы является второстепенной характеристикой, погрешность которой не регламентирована нормативными документами и может составлять 5–10 %. Для решения задачи обнаружения динамических приращений тензометрических сигналов в разработанном программном обеспечении [200] использовались антисимметричные (изгибные деформации) (рисунок 5.23) и симметричные деформации (рисунок 5.24), связанные с силой реакции шпалы.

Существенным преимуществом ассиметричных деформаций является их дальнедействующий характер. Динамическое приращение сигнала регистрируется тензодатчиками на расстояниях до 0,5 м в каждую сторону. На рисунке 5.23 импульс № 2 одновременно регистрируется тремя парами тензодатчиков, максимальное расстояние между которыми 970 м. Значительная протяженность зоны контроля позволяет уверенно обнаруживать дефект за счет дублирования информации соседними каналами тензосистемы. Кроме того протяженность меньше межосевого расстояния в тележке грузового вагона, что обеспечивает достоверность идентификации дефектного колеса.

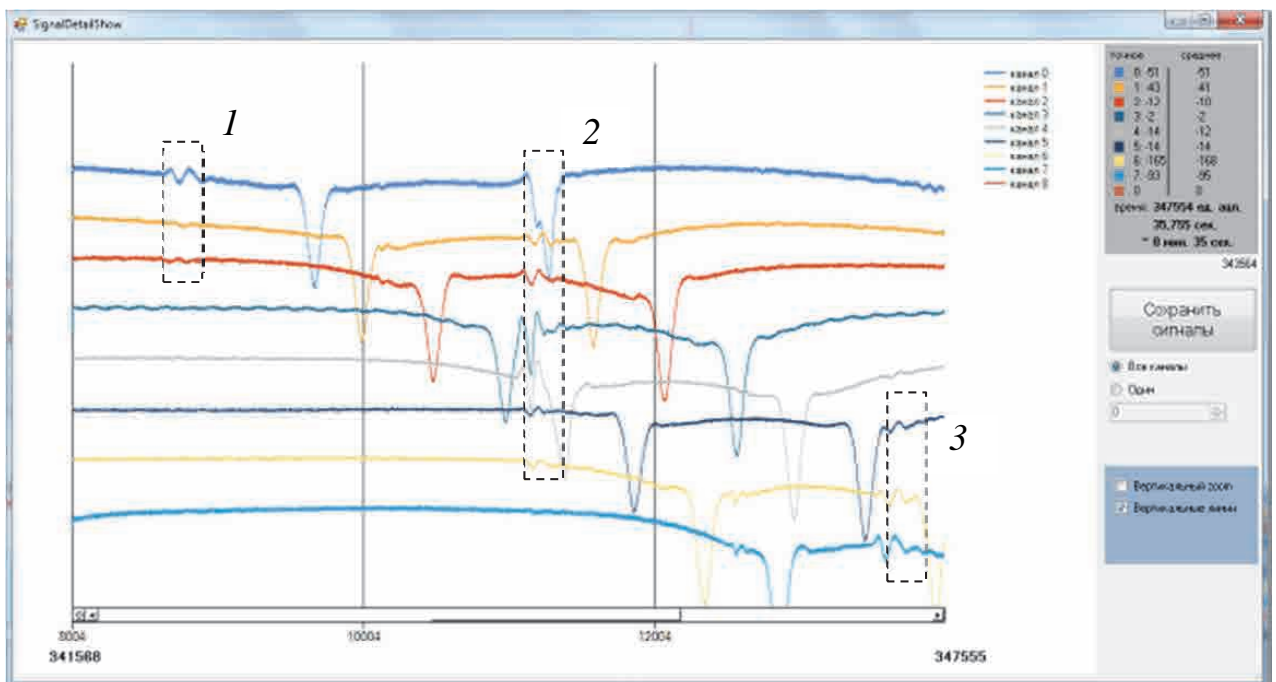
Антисимметричные деформации ограничены в части определения силовых показателей взаимодействия колеса и рельса, так как они связаны с боковым изгибом рельса (см. рисунок 4.4), который зависит от эксцентриситета

приложения вертикальной силы.



1, 2, 3 – сигналы дефектов поверхности катания

Рисунок 5.23 – Панель программы с зарегистрированными антисимметричными деформациями



1, 2, 3 – сигналы дефектов поверхности катания

Рисунок 5.24 – Панель программы с зарегистрированными симметричными деформациями

Для оценки амплитудного значения динамической силы перспективно использовать симметричные вертикальные деформации (поз. 2 на рисунке 5.15), связанные с реакцией шпалы. Протяженность зоны чувствительности деформаций данного типа составляет от 1,5 до 3,0 м в зависимости от состояния подрельсового основания. На рисунке 5.24 импульсная составляющая сигнала (поз. 2) одновременно зарегистрирована шестью каналами тензосистемы. Расстояние между крайними тензодатчиками составляет около 2,85 м. Импульсная составляющая сигналов от дефекта подобна сигналам от прохода колеса. В зависимости от скорости движения длительность импульса, вызванного дефектом поверхности катания, составляет от 2 до 10 мс, а связанного с движением колеса – от 8 до 40 мс.

Разработанные алгоритмы расчета информативного параметра основаны на фильтрации методом линейной свертки сигнала на временном интервале – $T < t < T$ с тригонометрической импульсной функцией вида

$$\rho(t) = \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) - 1, \quad (5.95)$$

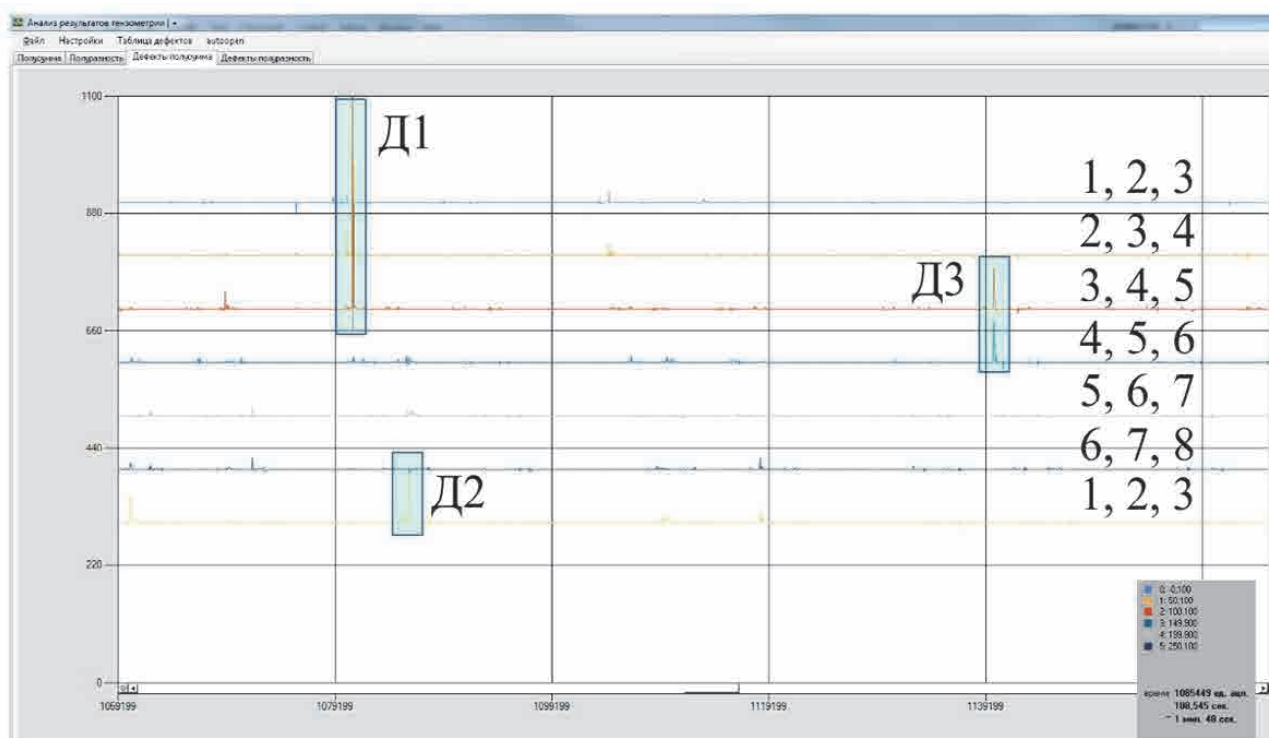
где T – период функции, зависящий от скорости движения колеса по измерительному участку, определяется как

$$T = \alpha \cdot V^{-1}, \quad (5.96)$$

где α – коэффициент пропорциональности, определяемый минимальной протяженностью недопустимых дефектов поверхности катания и равный 0,06 м;

V – скорость движения, м/с.

В результате свертки уменьшаются высокочастотные шумы и низкочастотные помехи, связанные с движением колеса. Сигнал от колеса при этом уменьшается в 3–4 раза. Для повышения отношения амплитуды полезного сигнала к амплитуде помехи от колеса рассчитывается диагностический сигнал, равный произведению симметричных деформаций на трех соседних парах тензодатчиков (рисунок 5.25). Комплексное использование временных и пространственных закономерностей деформаций позволяет повысить отношение сигнал / шум до 100 – 1000.



1–8 – номера пар тензодатчиков; Д1, Д2, Д3 – импульсы от дефектов

Рисунок 5.25 – Окно программы с диагностическими сигналами

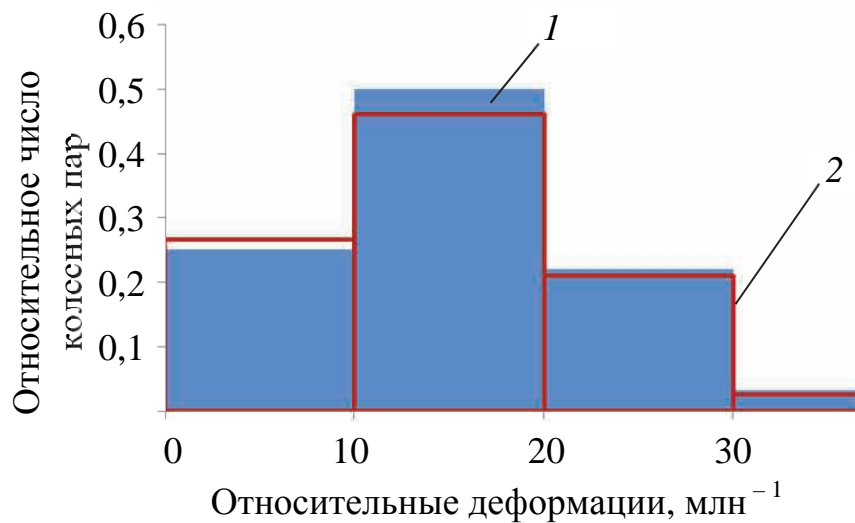
Оценку достоверности разработанной методики контроля выполнили в условиях повторяемости экспериментов. На пути размещалась искусственная неровность высотой $h_d = 0,36$ мм. Размер неровности определялся из условия допустимости в эксплуатации ползунов глубиной не более 1 мм. На основе статистических данных об импульсных составляющих сигналов, зарегистрированных при движении поездов по неровности, рассчитывались амплитудные распределения. С помощью интервальных оценок параметров распределений рассчитывались вероятности обнаружения и пропуска дефекта.

Амплитудное распределение импульсной составляющей сигнала (рисунок 5.26) удовлетворительно описывается нормальным законом распределения со средним значением $\varepsilon_{\text{ср}} = 26 \text{ млн}^{-1}$ и средним квадратическим отклонением $\sigma = 8 \text{ млн}^{-1}$. В модели линейной зависимости параметров распределений от размеров дефектов средние значения и средние квадратические отклонения определяются следующим образом:

$$\varepsilon_{\text{ср}} = 72 \cdot h_d, \quad (5.97)$$

$$\sigma = 22 \cdot h_d, \quad (5.98)$$

где h_d – высота неровности, мм.



1 – экспериментальные данные; 2 – нормальное распределение

Рисунок 5.26 – Зависимость относительного количества колесных пар от амплитуды пиковой составляющей тензометрических сигналов при движении колес по искусственной неровности

Распределение дефектов (рисунок 5.27) по размерам построено по результатам визуального осмотра после остановки поезда на пунктах технического обслуживания. Экспериментальное распределение удовлетворительно (с уровнем значимости 0,05 по критерию Пирсона) описывается экспоненциальным распределением с параметром $\lambda = 1,4 \text{ мм}^{-1}$.

Вероятность пропуска дефекта определяется вероятностью события, при котором амплитуда сигнала от дефекта меньше уровня порога:

$$P_{\text{п}} = \int_0^{\varepsilon_{\text{п}}} p_1(\varepsilon) \cdot d\varepsilon, \quad (5.99)$$

где $p_1(\varepsilon)$ – плотность вероятности нормального распределения с параметрами (5.97) и (5.98);

$\varepsilon_{\text{п}}$ – порог фиксации амплитуды пиковой составляющей деформаций, млн⁻¹.

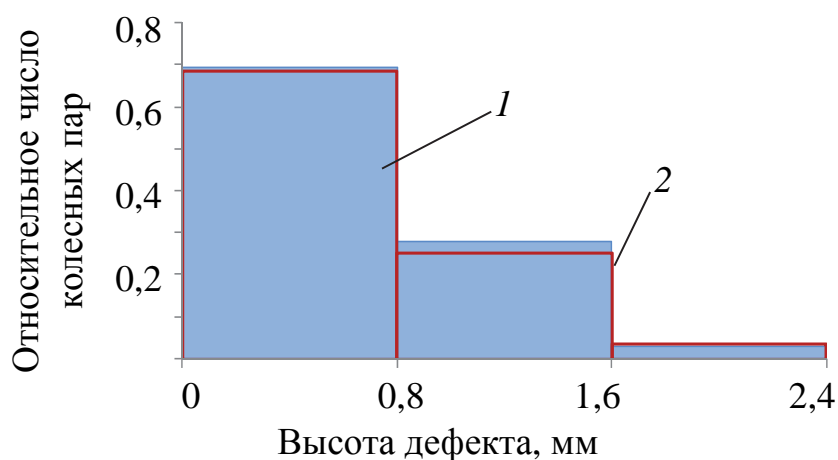
Вероятность обнаружить дефект, размеры которого не превышают максимально допустимые, определяется формулой условной вероятности как

произведения вероятности появления дефекта с размером h_d на вероятность его браковки по условию превышения сигналом порога:

$$P_6 = \int_0^{h_{\text{доп}}} \int_{\varepsilon_{\text{п}}}^{\infty} p_1(\varepsilon, \varepsilon_{\text{ср}}(h_d), \sigma(h_d)) \cdot p_2(h_d, \lambda) \cdot d\varepsilon \cdot dh_d, \quad (5.100)$$

где $p_1(\varepsilon, \varepsilon_{\text{ср}}(h_d), \sigma(h_d))$ – плотность вероятности нормального распределения амплитуд сигналов с параметрами (5.97) и (5.98);

$p_2(h_d, \lambda)$ – плотность вероятности экспоненциального распределения дефектов по размерам с параметром $\lambda = 1,4 \text{ мм}^{-1}$.



1 – экспериментальные данные; 2 – экспоненциальное распределение

Рисунок 5.27 – Зависимость относительного количества колесных пар от высоты дефекта

Рассчитанные вероятности $P_{\text{п}}$ пропуска недопустимого дефекта размером $h_d = 1 \text{ мм}$ и P_6 обнаружения дефекта, размеры которого не превышают максимально допустимые, приведены на рисунке 5.28.

На пункте технического обслуживания вагонов ст. Инская ЗСЖД проводились сравнительные испытания тензометрического метода контроля в движении и визуально-измерительного контроля после остановки поезда в парке прибытия. Дефекты измерялись с использованием поверенных средств измерений утвержденного типа: линейки и абсолютного шаблона (см. рисунок 5.3). Пример результатов определения профиля дефекта приведен в таблице 5.2. Протяженность плоского места дефекта, связанного со смещением материала,

составляет 80–90 мм, а максимальная глубина дефекта – 2,2 мм.

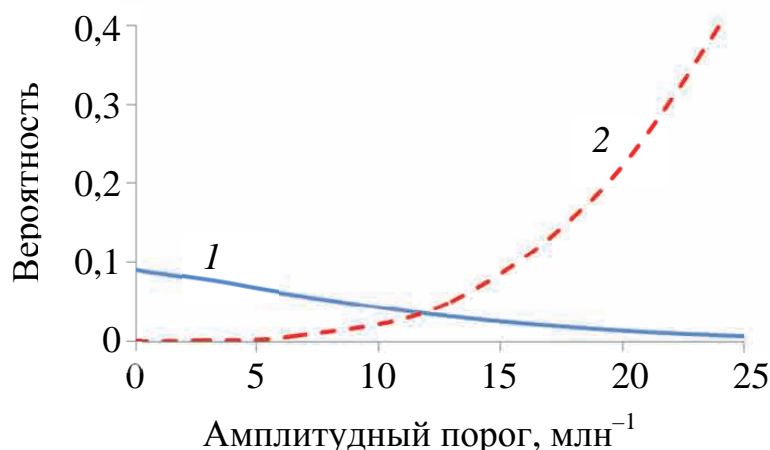


Рисунок 5.28 – Зависимости вероятностей браковки при отсутствии недопустимого дефекта (1) и пропуска дефекта (2) от амплитудного порога

Таблица 5.2 – Результаты измерений профиля ползуна третьей колесной пары по ходу движения вагона 68520949

Номер точки измерения	1	2	3	4	5	6
Глубина, мм	0,5	1,2	2,0	2,2	0,2	0,6
Расстояние, мм	0	20	61	104	150	172

Отрицательная амплитуда деформаций $\varepsilon_{\max} = -198 \text{ млн}^{-1}$ связана с реакцией шпалы на ударное воздействие колеса на рельс и может быть использована для определения динамической силы ударного воздействия:

$$F_d = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_{mn}} \cdot F_w, \quad (5.101)$$

где ε_{\max} – амплитуда отрицательной полуволны, млн^{-1} ;

ε_{mn} – средний уровень деформаций при движении колеса без дефекта, млн^{-1} ;

F_w – сила от колеса на рельс, определяемая на бездефектном участке колеса при движении над парой тензодатчиков, Н;

F_d – силы от колеса на рельс при наезде на дефект, Н.

При динамическом воздействии на путь данный дефект приводит к появлению тензометрических сигналов симметричных деформаций (рисунок 5.29, а), связанных с разгрузкой рельса на временном интервале от 13 до 16 мс и нагрузкой – от 16 до 18 мс.

Для данных, представленных на рисунке 5.29, амплитуда силы при наезде на дефект поверхности катания в соответствии с (5.93) составляет 175 кН, что в 1,5 раза больше допускаемой статической нагрузки от колеса на рельс 115 кН. Для дефекта поверхности катания (рисунок 5.30), импульсная составляющая сигнала с максимальной амплитудой (поз. 2 на рисунке 5.30, а) частично совпала с деформациями от колеса. Достоверность оценки силы от дефекта низкая, что связано со значительной неопределенностью ε_{mn} и, следовательно, градиентом чувствительности.

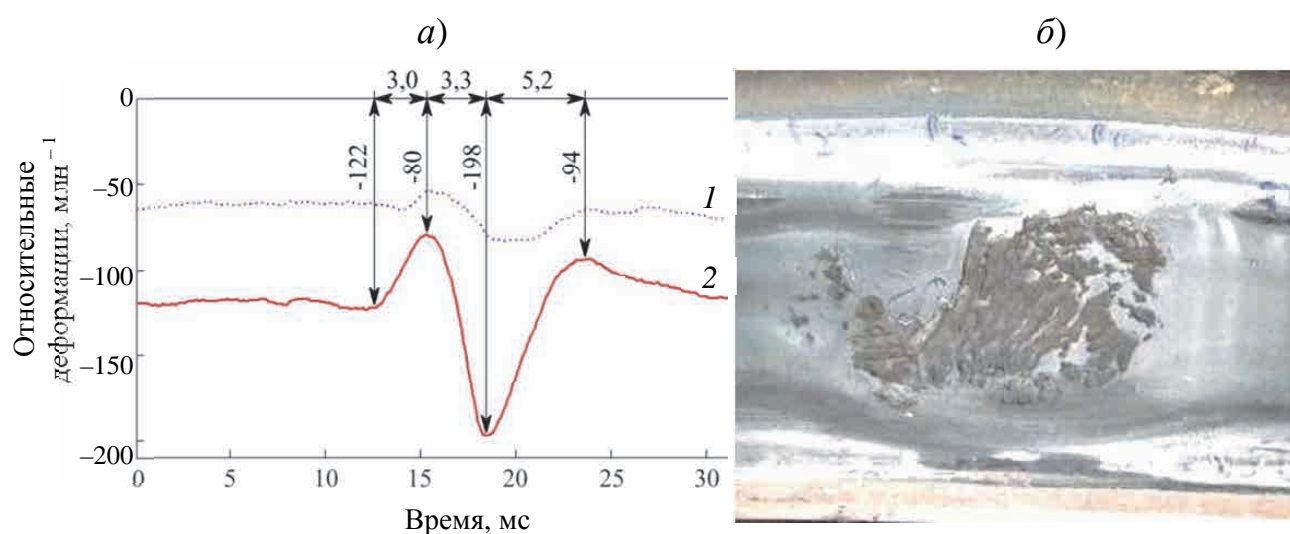


Рисунок 5.29 – Сигналы симметричных деформаций (а) и фотография соответствующего дефекта поверхности катания третьей колесной пары по ходу движения вагона 68520949 (б)

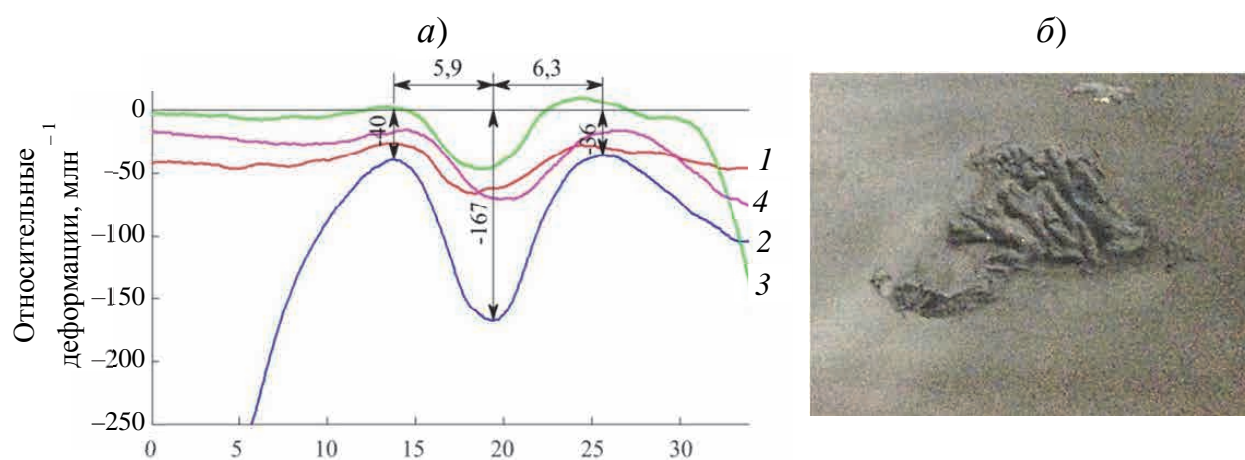


Рисунок 5.30 – Сигналы симметричных деформаций (а) и фотография ползуна с выщербиной второй колесной пары вагона 67291161 (б)

Достоверное измерение импульсной составляющей силы возможно только в области с минимальным градиентом сигнала, регистрируемым при движении бездефектного колеса, на расстояниях от пары тензодатчиков более 80 мм (рисунок 5.31). Протяженность зоны чувствительности тензодатчика составляет от 0,5 до 1,5 м. После проезда колеса с дефектом поверхности катания в соответствии с формулой (4.21) определяется нормальная сила воздействия от бездефектного участка колеса на рельс:

$$F_0 = \varepsilon_w \cdot \varphi^{-1}, \quad (5.102)$$

где φ – коэффициент преобразования, определяемый при калибровке диагностической системы (таблица 4.1 и рисунок 4.26), $\text{кН}^{-1} \cdot \text{млн}^{-1}$;

ε_w – амплитуда исправленных симметричных деформаций при движении колеса по рельсу, млн^{-1} .

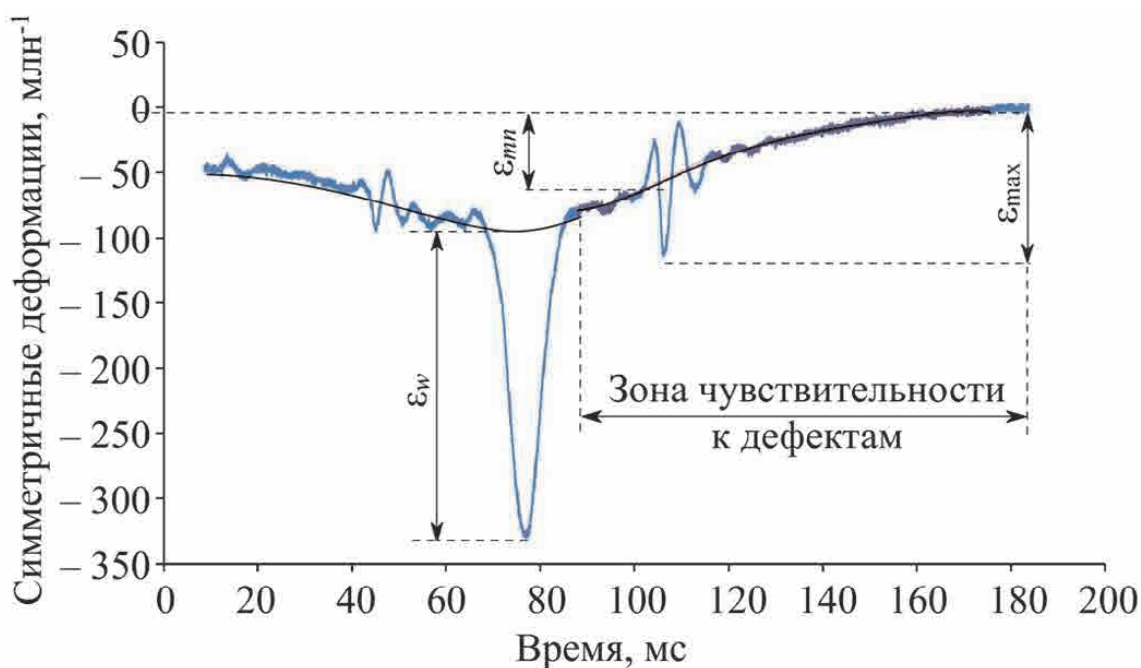


Рисунок 5.31 – Зависимость симметричных деформаций от времени при проходе колеса ε_w и воздействии дефекта поверхности катания ε_{\max} , где $\varepsilon_{\text{мл}}$ – средний уровень деформаций при движении бездефектного колеса

Амплитуда силы при воздействии дефектом поверхности катания определяется по амплитуде импульсной составляющей ε_{\max} и уровню деформаций, рассчитываемому интерполяцией сигнала в область импульсной

составляющей ε_{mn} . Уравнение (5.101) после подстановки вместо F_w нормальной силы F_0 из (5.102) принимает вид

$$F_d = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_{mn}} \cdot \varepsilon_w \cdot \varphi^{-1}. \quad (5.103)$$

В соответствии с (5.103) для дефекта, представленного на рисунке 5.30, нормальная сила воздействия составляет $F_0 = 131$ кН, а амплитудное значение силы при воздействии дефекта поверхности катания $F_d = 268$ кН. Дефект вызывает динамическую силу, которая превышает максимально допустимую статическую нагрузку на одно колесо в 2,3 раза. Примеры статистических распределений динамических сил для колесных пар с дефектами поверхности катания в полулогарифмическом масштабе приведены на рисунке 5.32.

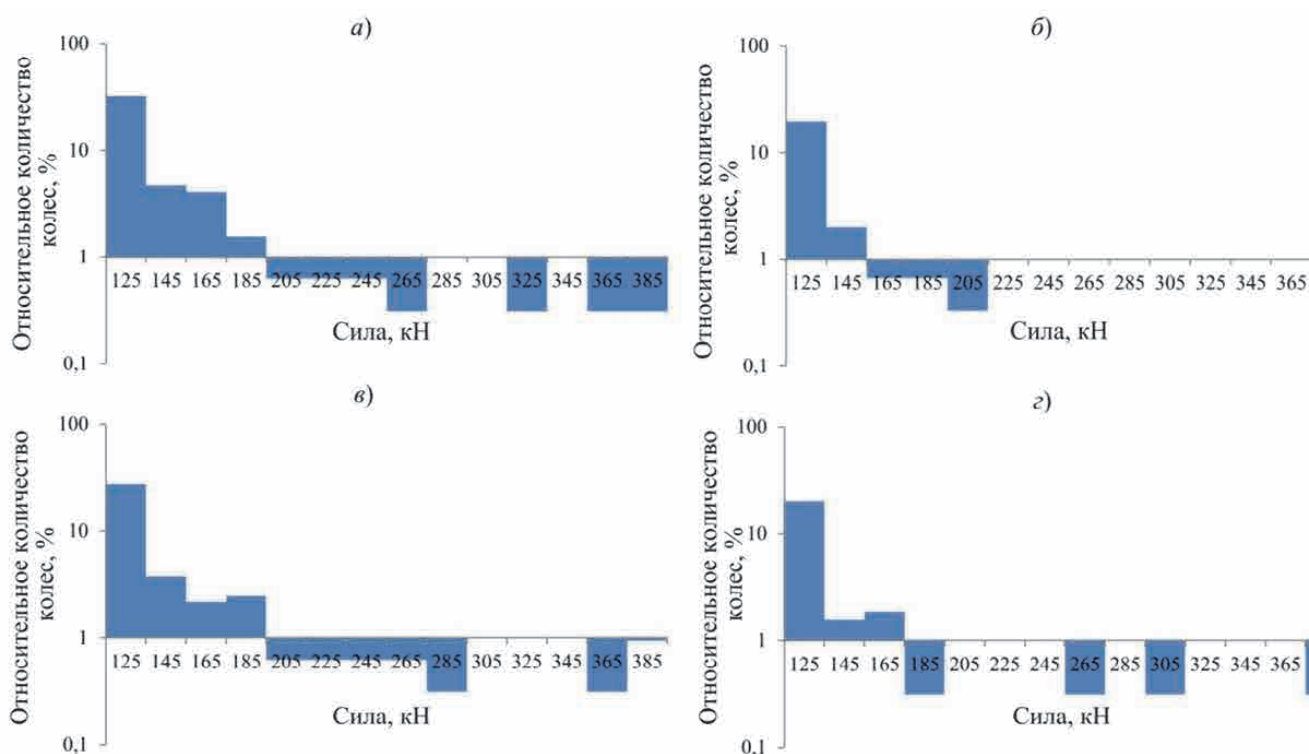


Рисунок 5.32 – Статистические распределения силы воздействия колес с дефектами поверхности катания для четырех различных поездов

Распределения построены для четырех различных поездов, движущихся со скоростью от 40 до 60 км/ч. В примере на рисунке 5.32, а для 45 % колесных пар в поезде регистрируется импульсная составляющая в тензометрических сигналах. Амплитудное значение динамической силы превышает 115 кН у 99 колесных пар.

В 95 % случаев сила не превышает 220 кН. В пяти случаях (3,5 %) – превышает удвоенное значение допустимой статической нагрузки 230 кН, а в трех случаях (2 %) – утроенное значение.

В примере на рисунке 5.32, б приведены данные по грузовому поезду, в котором зарегистрировано наименьшее количество колесных пар с дефектами поверхности катания. Малозначительные повреждения поверхности катания с динамической силой менее 220 кН зарегистрировано у 23 % (64 шт.) колесных пар. Превышений 220 кН амплитудой силы не обнаружено.

В примере на рисунке 5.32, в у 40 % (128 шт.) колесных пар амплитуда динамической силы более 115 кН. Для 93 % (119 шт.) колесных пар сила не превышает 220 кН, в пяти случаях (4 %) – превышает удвоенное значение допустимой статической нагрузки 230 кН, в четырех случаях (3 %) – утроенное значение. В примере на рисунке 5.29, г динамическое воздействие обнаружено у 25 % колесных пар с амплитудой динамической силы более 115 кН. У 96 % колесных пар с импульсным воздействием сила не превышает 220 кН, в двух случаях (2,5 %) – превышает удвоенное значение допустимой статической нагрузки 230 кН, в одном случае (1,2 %) – утроенное значение.

Выводы по пятой главе

Разработана модель и рассчитаны параметры сигналов симметричных вертикальных деформаций шейки рельса над шпалами при воздействии колеса с ползуном поверхности катания. Аналитическая модель состоит из двух упругих элементов, имитирующих взаимодействие колеса с рельсом и рельса с подрельсовым основанием. Экспериментальные данные удовлетворительно описываются моделью с собственными частотами упругих элементов: 700 Гц «колесо – рельс» и 250 Гц «рельс – подрельсовое основание». В отличие от одноэлементной модели, разработанная модель позволяет определять основные параметры регистрируемых сигналов с тензодатчиков, связанных с реакциями шпалы, вне зоны чувствительности на расстояниях более 90 мм.

Разработан комплекс информативных параметров сигналов деформаций, включающий в себя группы амплитудных и временных параметров. Временные параметры коррелируют с протяженностью дефекта, амплитудные – с силой воздействия колеса на рельс. Показано, что обе группы параметров существенно зависят от собственных частот системы, определяемых массой и жесткостью ее элементов. Установлено, что наименьшее влияние скорости движения колеса на результат измерения протяженности дефекта реализуется при использовании длительности переднего фронта сигналов локальных деформаций в системе «колесо – рельс». Неопределенность измерения протяженности дефекта не превышает 1 % на скоростях до 110 км/ч. Для временных параметров сигналов, связанных с реакцией шпалы, неопределенность измерений существенно зависит от скорости движения и жесткости подрельсового основания, что связано с относительно низкой собственной частотой 250 Гц, сравнимой с частотой воздействия колеса. В постоянных условиях наблюдается корреляционная связь протяженности дефекта и временных параметров сигналов деформаций с коэффициентом корреляции 0,45–0,65.

Амплитуда относительных деформаций характеризует силу взаимодействия колеса и рельса, рельса и подрельсового основания. Повышение скорости движения колеса приводит к увеличению силы в подсистеме «колесо – рельс» и уменьшению силы в подсистеме «рельс – подрельсовое основание», что определяется соотношением их собственных частот с частотой воздействия.

Разработанная методика контроля колес в движении основана на применении двух составляющих сигналов тензометрической системы. Составляющая сигнала, связанная с локальными деформациями под колесом в зоне протяженностью 180 мм, используется для измерения вертикальной силы от колеса на рельс с погрешностью не более 5 %. Оценка импульсной составляющей силы, вызванной воздействием дефекта поверхности катания вне зоны протяженностью 180 мм, основывается на определении отношения амплитуды импульсной составляющей и среднего уровня деформаций при движении колеса.

Проведен контроль колес вагонов в реальных условиях на действующем

участке бесстыкового пути ЗСЖД. Динамическое воздействие, превышающее максимально допустимую статическую нагрузку в 2 раза и более, обнаруживается у 1–2 % колесных пар, в 3 раза и более – около 1 %. Статистическое распределение динамических сил, определяемых дефектами поверхности катания, описывается экспоненциальным распределением. Верхняя граница распределения 220 кН по уровню 0,01 принята в качестве предельного допустимого значения силы от колеса на рельс. Значение силы 220 кН является максимальной рабочей нагрузкой, которая определяет параметры нагружения при акустико-эмиссионных испытаниях в вагонных ремонтных депо.

6 АКУСТИКО-ЭМИССИОННЫЙ КОНТРОЛЬ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПРИ РЕМОНТЕ

6.1 Методика акустико-эмиссионного контроля колец подшипников буксового узла

В объектах, изготовленных из хрупких материалов с пределом текучести, близким к пределу прочности, развитие усталостных дефектов даже на начальном этапе происходит с ускорением. При диагностике подобных объектов предъявляются особые требования к чувствительности неразрушающего контроля. Для обеспечения безопасной эксплуатации объектов необходимо выявлять усталостные трещины на ранних стадиях развития. При этом степень опасности дефектов в первую очередь зависит от коэффициента концентрации напряжений в вершине трещины.

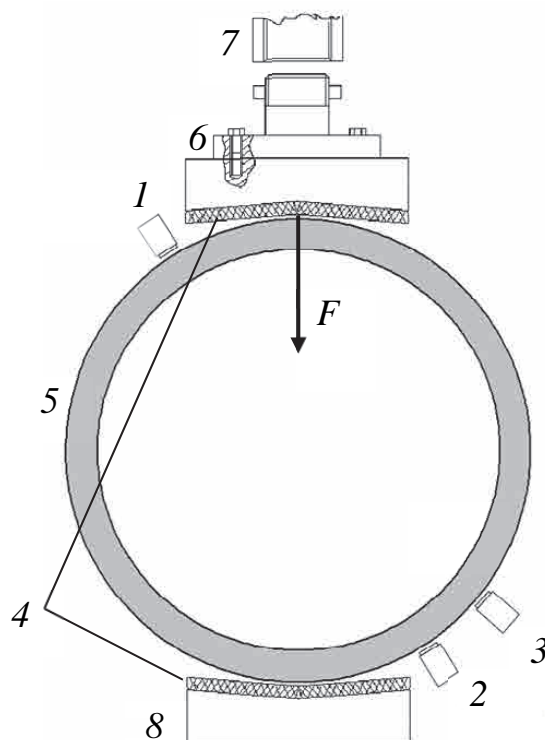
Активные методы контроля не обеспечивают необходимой чувствительности, так как ограничены выявлением макроскопических развитых дефектов. Для повышения надежности обнаружения опасных дефектов в этом случае перспективно использовать акустико-эмиссионный метод, который позволяет обнаруживать усталостные трещины на ранних стадиях развития и оценивать коэффициент концентрации напряжений.

Отработка методики акустико-эмиссионного контроля проводилась на специально разработанном гидравлическом стенде (рисунок 6.1), который обеспечивал нагружение внутренних и наружных колец роликовых буксовых подшипников типов 36-42726E2M и 36-232726E2M [49, 62]. Стенд позволяет воспроизвести сжимающее усилие $F = 115$ кН (рисунок 6.2). Для самоцентрирования колец в нагружающем устройстве подвижный δ и неподвижный δ упоры изготавливали с опорными поверхностями V-образной формы. Угол раскрытия опорной поверхности составлял 160° . Для предотвращения контакта металл – металл и соответственно трения, способного привести к появлению акустико-эмиссионных помех, на поверхностях упоров,

контактирующих с кольцом подшипника 5, наклеивались резиновые наклейки 4 толщиной 10 мм.



Рисунок 6.1 – Фотография нагружающего устройства контроля колец подшипников буксового узла



1, 2, 3 – преобразователи акустической эмиссии; 4 – изолирующие прокладки;
5 – кольцо подшипника; 6 – подвижный захват; 7 – шток гидроцилиндра;
8 – неподвижный упор

Рисунок 6.2 – Схема механического нагружения колец подшипников при акустико-эмиссионных испытаниях:

Нагрузка на кольцо подшипника контролировалась с помощью тензодатчика, закрепленного на штоке 7 нагружающего устройства. Сигнал с тензодатчика передавался в акустико-эмиссионную систему СЦАД-16.03 по параметрическому каналу.

Для регистрации и обработки акустико-эмиссионных сигналов применялась система цифровая акустико-эмиссионная диагностическая СЦАД-16.03. Для деталей буксового узла с поверхностями, работающими в условиях трения, не допускается намагниченность, поэтому были разработаны специальные устройства для крепления преобразователей на кольцах подшипников. Постоянная сила прижатия преобразователей к кольцу обеспечивалась пружиной.

Выявляемость дефектов акустико-эмиссионным методом в значительной степени зависит от уровня механических напряжений, реализуемых в материале объекта контроля. Расчет напряжений в кольце подшипника (рисунок 6.3) выполнили методом конечных элементов с помощью программной среды COSMOS-M.

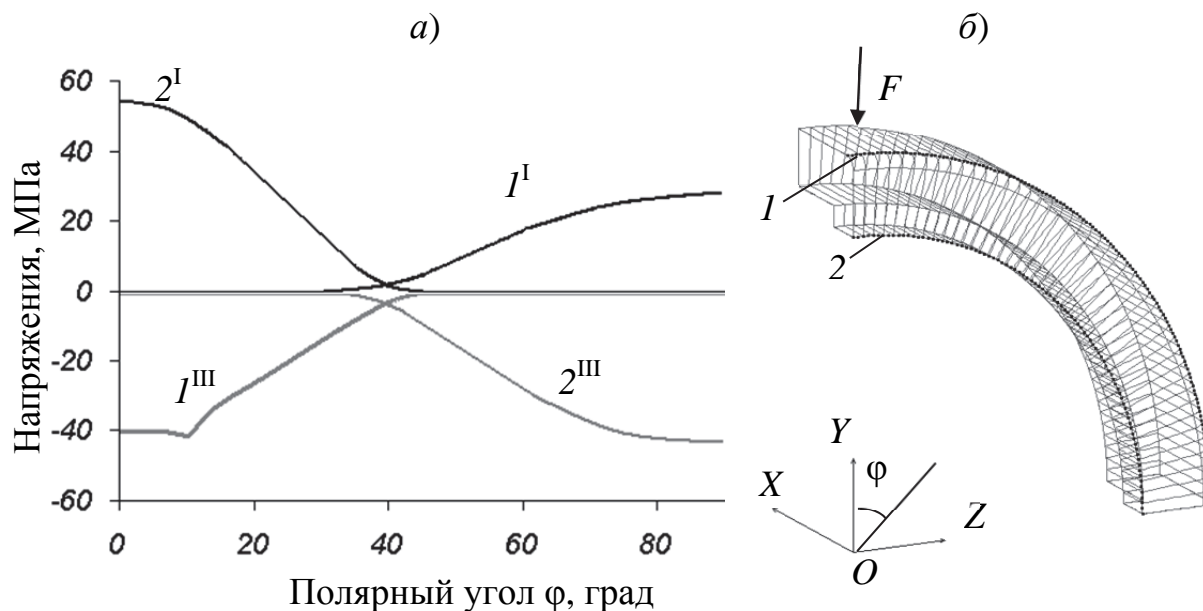


Рисунок 6.3 – Зависимость главных механических напряжений σ_I (1^I и 2^I) и σ_{III} (1^{III} и 2^{III}) вдоль линий 1 и 2 от полярного угла φ (а) и модель внешнего кольца подшипника, нагружаемого силой $F = 5$ кН (б)

Для наружного кольца с двумя буртами использовалась модель 1/8 кольца с симметричными закреплениями на границах и количеством конечных элементов более 140 тысяч (рисунок 6.3, б). Нагрузка F прикладывалась нормально к поверхности захватов под углом 10° к оси OY . Результаты расчета представлены на рисунке 6.3, а в виде зависимости главных механических напряжений σ_I и σ_{III} вдоль линий 1 на наружной и внутренней 2 поверхностях от угла φ в плоскости YOZ . Вторые главные напряжения существенно меньше первых и третьих главных напряжений $\sigma_{II} \ll \sqrt{\sigma_I^2 + \sigma_{III}^2}$.

На внутренней стороне кольца вдоль линии 2 максимальные растягивающие напряжения реализуются в верхней части под $\varphi = 0^\circ$ и составляют 54 МПа. Напряжения, превышающие 50 % от максимального значения, наблюдаются в диапазоне углов от -24 до 24° , а для уровня 0,8 – от -18 до 18° . На внешней стороне кольца вдоль линии (1) максимальные растягивающие напряжения составляют 27 МПа. Диапазон углов для уровня 0,5 составляет -35 до 35° , а для уровня 0,8 – от -25 до 25° . Для контроля всего материала колец по уровню 0,8 от максимального значения необходимо провести пять нагружений с последовательными поворотами на угол 36° .

Координаты источников дискретной акустической эмиссии определялись по разности времен прихода на преобразователи акустической эмиссии, расположенные на границах зоны локации [218, 219, 225]. Учитывая малые поперечные размеры колец, применялся линейный тип локации, в котором координаты определялись по разности времен прихода на два преобразователя. Для исключения неоднозначности координат связанной с замкнутой топологией кольца подшипника на его поверхность устанавливались три преобразователя (см. рисунок 6.2), которые образовывали две однозначные локационные зоны. В первой зоне, образованной преобразователями 1 и 2, и во второй зоне, образованной преобразователями 1 и 3, проводилась линейная локация. Зона локации определялась по сигналам преобразователей 2 и 3. Сигнал относится к первой зоне, если время начала сигнала у второго преобразователя меньше, чем у третьего. В противном случае сигнал относится ко второй зоне.

Кольца подшипника нагружали три раза, последовательно поворачивая на 60° . Время нагружения до максимального значения испытательной силы 60 кН составляло около 25 с. Порог дискриминации акустико-эмиссионной системы варьировался в экспериментах и составлял от 20 до 80 мкВ в пересчете на вход предварительного усилителя. Для подтверждения результатов акустико-эмиссионного контроля проводился штатный магнитопорошковый контроль [82, 83] на намагничивающем устройстве ТПС-9706, обеспечивающем выявление дефектов произвольных ориентаций за счет применения комбинированного намагничивания. В процессе отработки методики контроля провели испытания более 50 бездефектных и дефектных внутренних и наружных колец подшипников. По результатам магнитопорошкового контроля отбирались дефектные кольца, содержащие невидимые невооруженным глазом дефекты трещины. Характерный вид временных зависимостей числа сигналов акустической эмиссии и испытательного усилия при нагружении бездефектных колец приведен на рисунке 6.4.

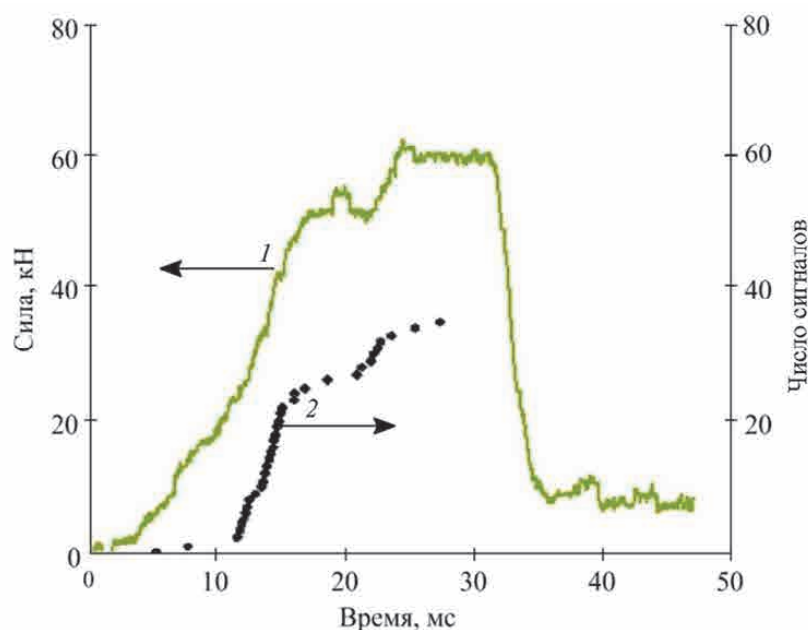


Рисунок 6.4 – Зависимость силы F (1) и числа сигналов акустической эмиссии N (2) от времени при механических испытаниях колец подшипников

В исследовательских целях управление нагрузкой проводили в ручном режиме, что позволяло изменять в широком диапазоне скорость нагружения,

количество «полок» нагрузки и время выдержки на них. В процессе нагружения контролировали в реальном режиме потоковые характеристики акустической эмиссии и при резком повышении активности скорость нагружения уменьшали. Нормативные документы допускают в качестве параметра нагружения использование времени от начала нагружения. В случае ручного управления нагрузкой с произвольной зависимостью от времени, а в отдельных случаях немонотонной, использование времени представляется бесперспективным. Причина заключается в том, что время не характеризует процесс увеличения напряжений в объекте контроля. Поэтому в дальнейшем анализ акустико-эмиссионных сигналов проводился совместно с результатами измерений испытательной силы.

При испытаниях бездефектных колец подшипников количество регистрируемых сигналов акустической эмиссии не превышало 50. Зависимость числа сигналов от нагрузки является линейной (рисунок 6.5) с коэффициентом корреляции более 0,9. Экспериментальные данные аппроксимировали методом наименьших квадратов зависимостью вида

$$N(F) = k \cdot (F - F_0), \quad (6.1)$$

где k – коэффициент пропорциональности, кН^{-1} ;

F_0 – нагрузка начала акустической эмиссии, кН ;

N – число сигналов акустической эмиссии;

F – испытательная нагрузка, кН .

Коэффициент корреляции по всем измерениям бездефектных колец в среднем составил 0,987 со средним квадратическим отклонением 0,006, что подтверждает гипотезу о линейной зависимости числа сигналов от испытательной силы. Точечные оценки параметров распределения коэффициентов k и F_0 в формуле (6.1) рассчитывались по результатам 16 испытаний (таблица 6.1). Нагрузка начала регистрации стационарной акустической эмиссии F_0 в испытаниях изменяется в достаточно широком диапазоне от 8,6 до 20,3 кН ; коэффициент пропорциональности в диапазоне от 0,47 до 1,33 кН^{-1} . Регистрация этих двух параметров может быть использована для обнаружения дефектов,

которые вызывают изменение потока сигналов акустической эмиссии.

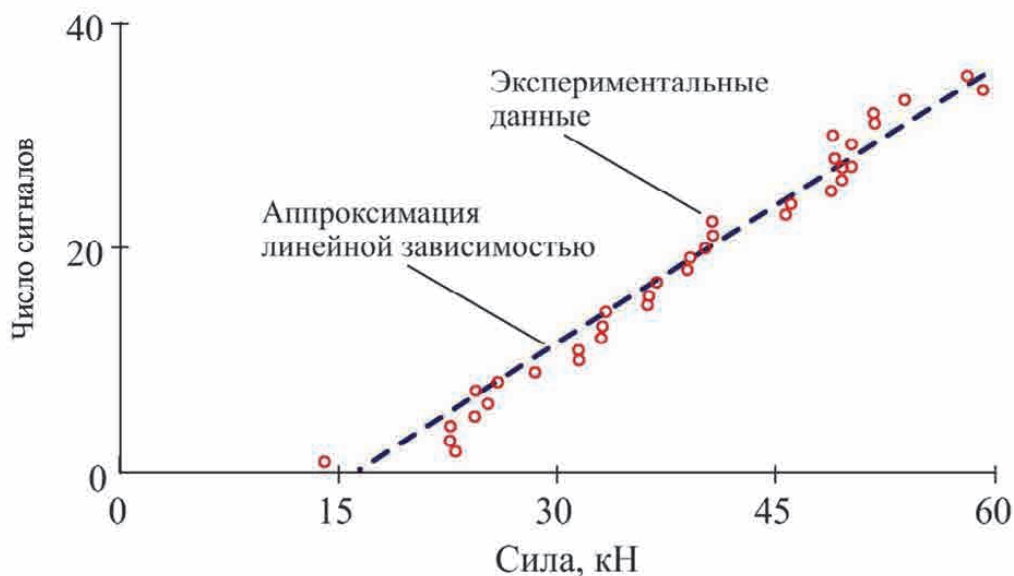


Рисунок 6.5 – Зависимость числа сигналов от испытательной силы при нагружении бездефектных колец подшипников

Таблица 6.1 – Статистические характеристики коэффициента пропорциональности и нагрузки начала стационарной акустической эмиссии при испытаниях бездефектных колец подшипников

Характеристика	Среднее значение	Среднее квадратическое отклонение	Значение	
			Минимальное	Максимальное
$k, \text{кН}^{-1}$	0,87	0,22	0,47	1,33
$F_0, \text{кН}$	14,3	3,3	8,6	20,3

Повторные нагружения колец подшипников без их переустановки приводят к существенному уменьшению числа сигналов акустической эмиссии в 2–8 раз. При этом после переустановки колец подшипников в повторном нагружении снижения числа сигналов не обнаруживается.

В результате 10 повторных нагружений кольца подшипника без переустановки (рисунок 6.6) число сигналов во втором нагружении уменьшилось более чем в 2 раза, в третьем нагружении почти в 3 раза, в последующих нагружениях число сигналов акустической эмиссии в пределах статистического

разброса оставалось постоянным на уровне от трех до восьми сигналов. При повторных испытаниях регистрировалась акустическая эмиссия, возникающая только при повышении нагрузки.

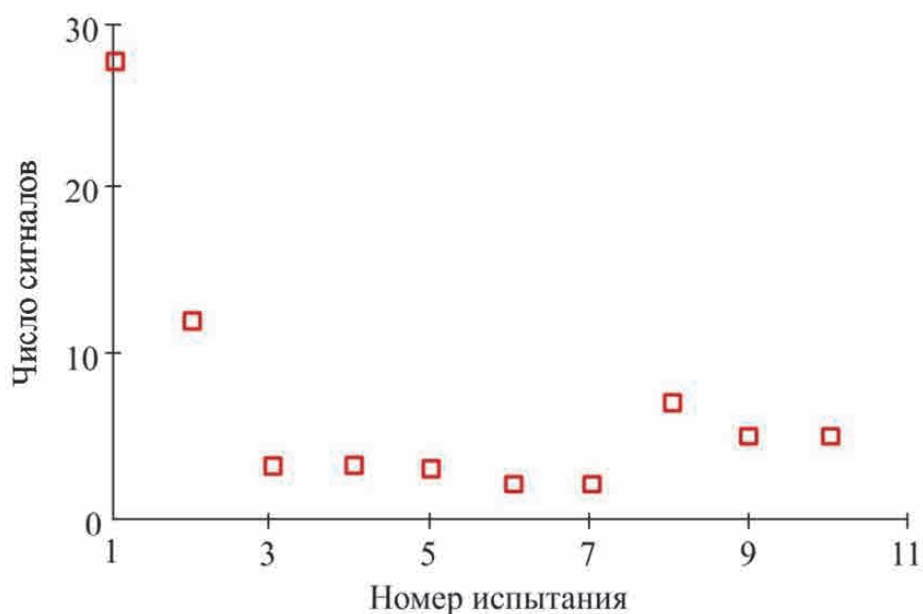


Рисунок 6.6 – График зависимости числа сигналов акустической эмиссии в одном испытании N от порядкового номера испытания n для одного кольца

Исследование эффекта повторного нагружения проводилось с использованием коэффициентов:

$$K_{12} = \frac{N_2}{N_1}, \quad (6.2)$$

$$K_{13} = \frac{N_3}{N_1}, \quad (6.3)$$

где N_1 , N_2 , N_3 – число зарегистрированных сигналов акустической эмиссии при первом – третьем последовательных нагружениях.

Значения коэффициентов K_{12} и K_{13} с доверительными границами, определенными с доверительной вероятностью 0,99, составили соответственно $0,71 \pm 0,11$ и $0,67 \pm 0,11$. Следовательно, использование результатов третьего нагружения позволяет почти на 30 % уменьшить число сигналов акустической эмиссии, возникающих в бездефектных кольцах подшипников.

Источники акустической эмиссии, регистрируемые в кольцах подшипников,

распределены неравномерно (рисунок 6.7) и сосредоточены в местах взаимодействия нагружающего устройства с контролируемым объектом; значение полярного угла $\varphi = 0$ и $\varphi = 180^\circ$. В этих же местах сосредоточены максимальные растягивающие напряжения на внутренней поверхности кольца подшипника. Поэтому применение пространственной фильтрации для исключения сигналов акустической эмиссии, не связанных с развитием трещин, неэффективно.

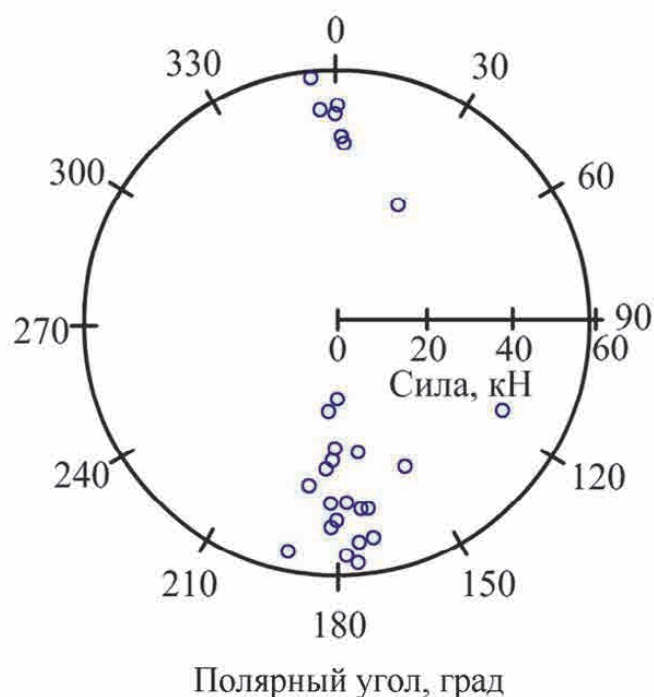


Рисунок 6.7 – Значения угловых координат источников акустической эмиссии в кольце при различных значениях сжимающей силы

В кольцах подшипников с дефектами, выявляемыми магнитопорошковым методом, возникает более высокий уровень акустической эмиссии, при котором регистрируется более 200 сигналов за одно испытание. Для испытания дефектных колец (рисунок 6.8) подшипников характерно [143] значительное количество сигналов по сравнению с бездефектными кольцами (более 200). Особенностью временной зависимости числа сигналов (рисунок 6.8) является ненулевая активность в процессе выдержки испытательного усилия на «полках». При постоянном испытательном усилии около 20 кН на зависимости числа сигналов от времени (рисунок 6.9) регистрируются сигналы акустической эмиссии, активность которых уменьшается с течением времени. На интервале времени 10 с

активность убывает с 15 до 5 с^{-1} .

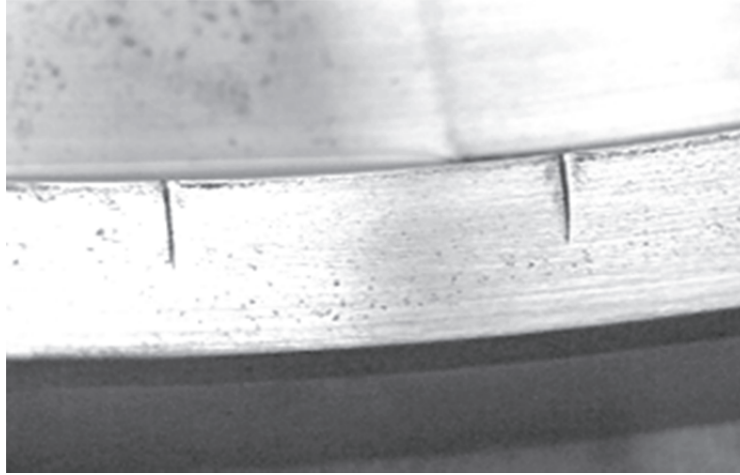


Рисунок 6.8 – Фотография фрагмента кольца подшипника с выявленными магнитопорошковым методом трещинами

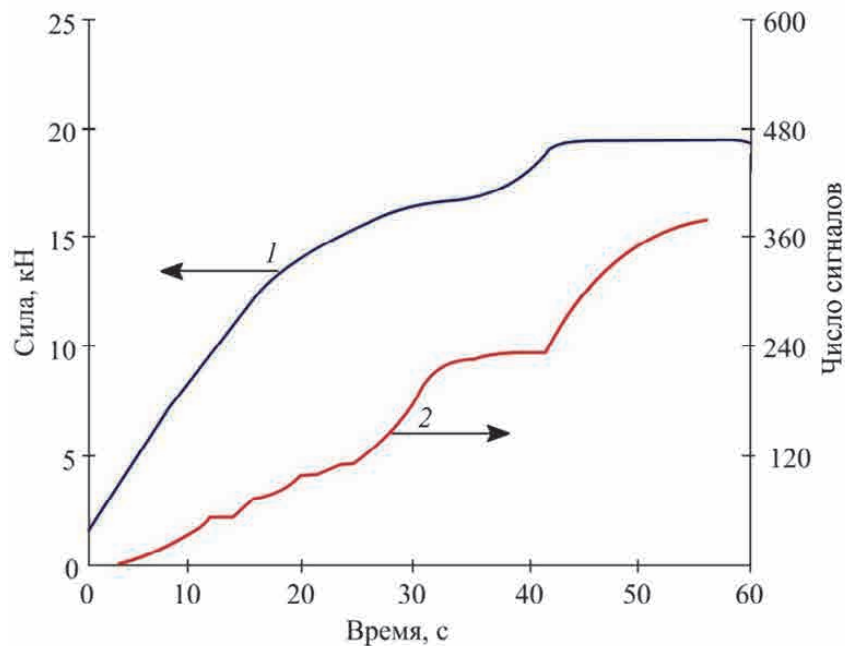


Рисунок 6.9 – Зависимость среднего значения испытательной силы (1) и числа сигналов (2) от времени

Катастрофическое увеличение числа сигналов акустической эмиссии при постоянной нагрузке уверенно идентифицируется на графике зависимости числа сигналов от испытательной силы (рисунок 6.10) по вертикальным асимптотическим участкам при $F = 16,5 \text{ кН}$ и $F = 19,5 \text{ кН}$. Дальнейшее нагружение приводит к разрушению кольца подшипника.

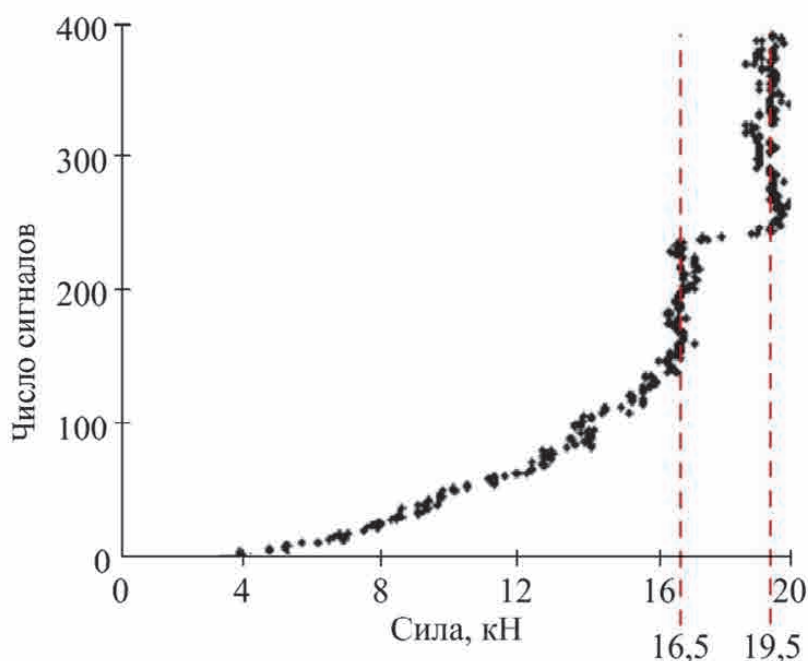


Рисунок 6.10 – Зависимость числа сигналов от силы при испытаниях кольца с трещиной

Причины регистрации сигналов акустической эмиссии при повторном нагружении, по всей видимости, связаны с условиями нагружения. Так, даже при выдержке нагрузки в работе нагружающего устройства присутствуют пульсации испытательной силы с размахом 1,9 кН, что при значении 16,5 кН превышает 10 %. Вторым фактором, который способен привести к появлению сигналов на «полке» является перераспределение нагрузки на кольцо за счет течения резиновых прокладок в местах взаимодействия нагружающего устройства с кольцом подшипника. Время данного процесса, по нашим оценкам, составляло от 5 до 8 с.

Для повышения достоверности контроля проведены повторные испытания дефектных колец подшипников (рисунки 6.11–6.13). Нагрузка начала катастрофического нарастания числа сигналов акустической эмиссии во всех испытаниях составила 22 кН. При первом (рисунок 6.11) и втором (рисунок 6.12) испытаниях наблюдалось локальное увеличение числа сигналов при 20 и 17 кН соответственно. Для построения критерия браковки колец подшипников акустико-эмиссионным методом предложен критерий, основанный на локально-

динамическом критерии по [180].

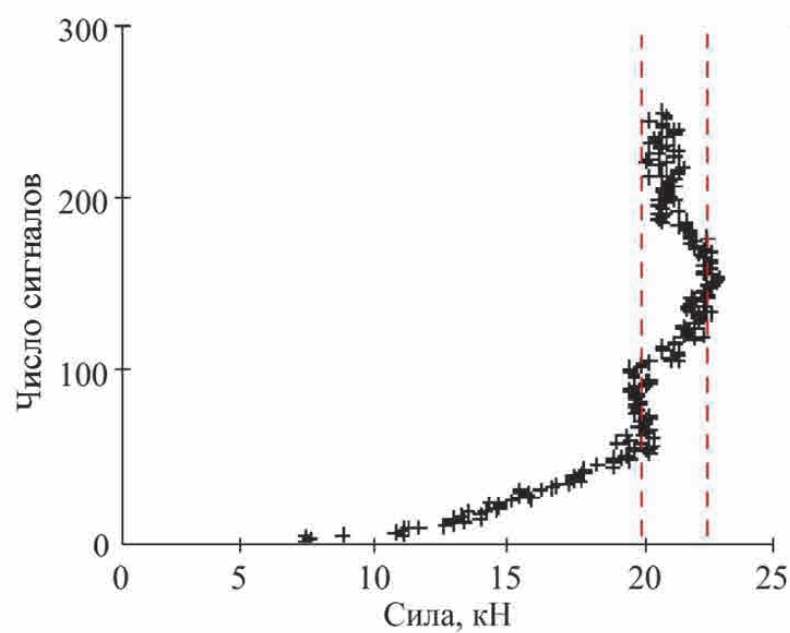


Рисунок 6.11 – Зависимость числа сигналов от испытательной силы в первом нагружении

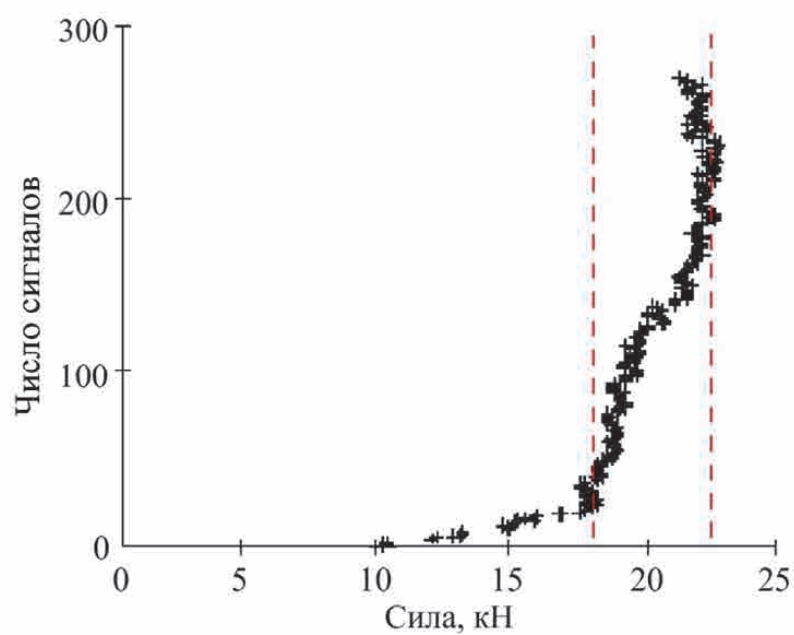


Рисунок 6.12 – Зависимость числа сигналов от испытательной силы при втором нагружении

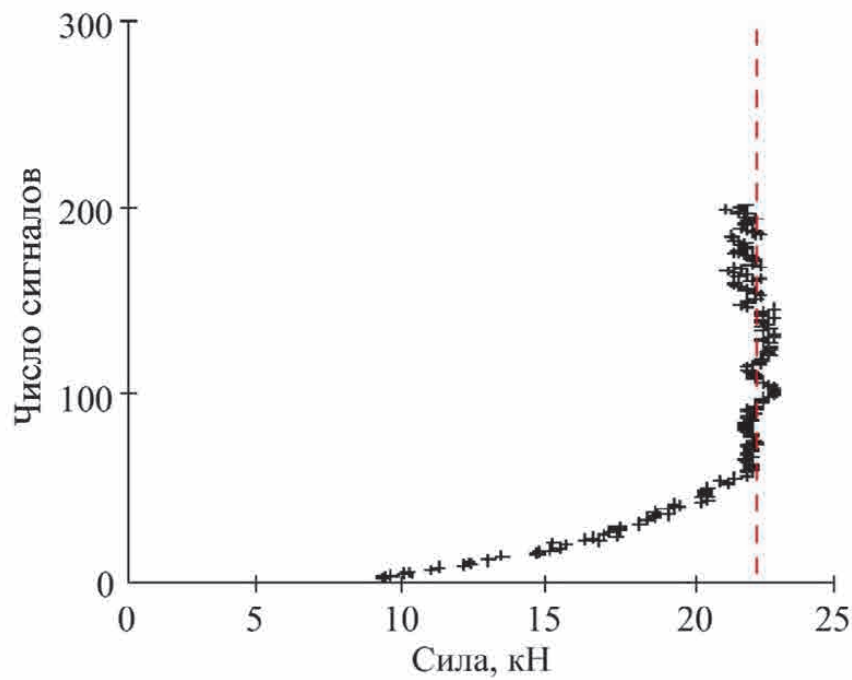


Рисунок 6.13 – Зависимость числа сигналов от испытательной силы при третьем нагружении

Критерий основан на сравнении скорости изменения испытательной силы и скорости изменения числа сигналов акустической эмиссии. Время испытания разбивается на равные интервалы. Для каждой пары интервалов вычисляются коэффициенты изменения механической силы

$$V_i = \left(1 + \frac{F_{i+1} - F_i}{F_{i+1}} \right)^4 - 1 \quad (6.4)$$

и коэффициент изменения силы зарегистрированных сигналов акустической эмиссии:

$$W_i = \begin{cases} 0, & N_i = 0; \\ \frac{N_{i+1}}{N_i}, & N_i > 0, \end{cases} \quad (6.5)$$

где i – порядковый номер интервала от 1 до N ;

F_i – средняя сила на интервале с номером i , кН;

N_i – число сигналов на интервале наблюдения с номером i .

Коэффициент отношения рассчитывался по формуле

$$K_i = \frac{W_i}{V_i} \quad (6.6)$$

и использовался в качестве главной измеряемой характеристики.

При превышении коэффициентом K_i критического значения $K_{кр}$ изделие бракуется. Значение $K_{кр}$ определено экспериментально на основании анализа результатов контроля бездефектных (рисунок 6.14, *а*) и дефектных (рисунок 6.14, *б*) колец подшипников. Для бездефектных колец подшипников верхняя граница значения коэффициента K_i с доверительной вероятностью 99,98 % составила 8,5. Следовательно, вероятность события, при котором в процессе испытаний бездефектного кольца значение коэффициента превысит 8,5, равна уровню значимости 0,02 %.

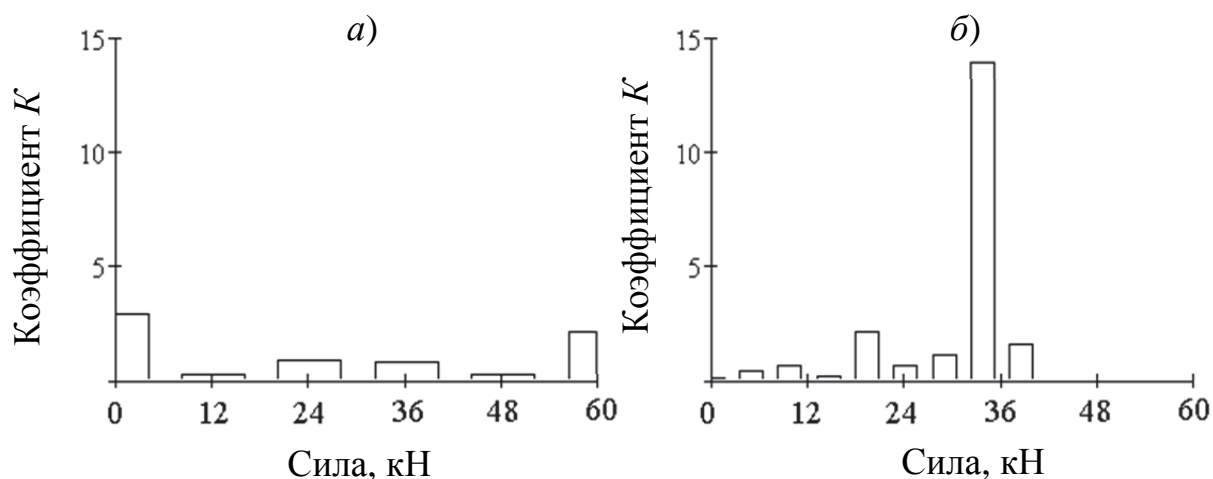


Рисунок 6.14 – Зависимость коэффициента K от испытательной силы для бездефектного (*а*) и дефектного (*б*) колец

Разработанная методика [19] акустико-эмиссионного контроля (рисунок 6.15) предназначена для обнаружения усталостных развивающихся дефектов в кольцах подшипников при ремонте. Особенностью методики является сравнительный анализ скорости изменения числа сигналов акустической эмиссии и скорости изменения испытательной силы. При испытаниях колец подшипников даже в отсутствие развивающихся дефектов наблюдается стационарная акустическая эмиссия с количеством регистрируемых сигналов не более 50. На основе статистического распределения потоковых характеристик в бездефектных кольцах рассчитано критическое значение параметра браковки, основанного на

локально-динамическом критерии. Вероятность ложной браковки колец подшипников не превышает 0,02 %.



Рисунок 6.15 – Титульный лист технологической инструкции акустико-эмиссионного контроля колец подшипников

Применение повторного нагружения колец без полной предварительной нагрузки позволяет уменьшить число сигналов акустической эмиссии в бездефектных кольцах на 40 %, что может быть использовано для проведения подтверждающего контроля. Наличие в материале колец подшипников усталостных дефектов повышает число сигналов акустической эмиссии более чем в 4 раза. Зависимость числа сигналов от нагрузки имеет вертикальную асимптоту, при постоянной нагрузке в течение 5–10 с регистрируются сигналы

акустической эмиссии. Асимптотическая нагрузка предшествует разрушению кольца за 2–5 % разрушающей нагрузки.

В результате выполненных исследований зарегистрирован отчет о научно-исследовательской работе [195], разработаны оборудование и инструкция акустико-эмиссионного контроля колец подшипников, внедренная в опытную эксплуатацию в депо Инская ЗСЖД. Способ акустико-эмиссионного контроля защищен патентом Российской Федерации [180]. Результаты работы представлены в зарегистрированном в установленном порядке отчете о научно-исследовательской работе.

6.2 Методика акустико-эмиссионного контроля осей колесных пар

Колесные пары [61, 67, 71] являются одним из наиболее нагруженных [122] элементов грузовых вагонов, воспринимающим все динамические нагрузки в системе «колесо – рельс». Расчетный срок службы осей [67, 70] колесных пар не ограничен [160] и, следовательно, браковка осей может производиться только по износам и усталостным дефектам. Штатными методами неразрушающего контроля [198] в вагонных ремонтных депо являются: магнитопорошковый [82, 83], ультразвуковой [63, 65] и вихретоковый [78, 81]. Ограниченность магнитопорошкового метода заключается в невозможности его применения для обнаружения дефектов на недоступных участках, таких как подступичная часть оси с напрессованными колесами, шейка и частично предподступичная часть на колесных парах с недемонтированными или частично демонтированными буксовыми узлами. Недостаток магнитопорошкового контроля осей колесных пар также определяется зависимостью достоверности его результатов от условий: состояния поверхности, квалификации [75] и психофизического состояния оператора. Автоматизация данного вида контроля в настоящее время, скорее, является исключением, чем правилом, так как требует сложной техники и оборудования.

Ультразвуковой контроль осей колесных пар отличается значительным

количеством ложных отражателей, связанных как галтельными переходами в объекте контроля, так и сигналами, вызванными напрессовкой на ось колец подшипников, колес. Выявляемость трещин в осях зависит от их ориентации, так как даже развитые усталостные трещины, нормаль которых ориентирована по отношению к продольной оси объекта контроля под небольшим углом $5-10^\circ$, могут не обнаруживаться при штатном контроле с торца оси.

Изломы осей (рисунки 6.16, 6.17) колесных пар происходят по трещинам, не обнаруженным в процессе штатного контроля. Наиболее вероятными местами образования трещин и их последующего развития являются галтельные переходы от шейки оси к предподступичной части (рисунок 6.16), от предподступичной части к подступичной части, средняя часть оси (рисунок 6.17).



а – вид сбоку; *б* – вид с торца

Рисунок 6.16 – Фотография излома оси по трещине в области шейки

Испытания акустико-эмиссионным методом колесных пар, бывших в эксплуатации, проводились в вагонном ремонтном депо Инская ЗСЖД [10]. Оси колесных пар испытывались в сборе с колесами с полностью демонтированным буксовым узлом со снятыми внутренними кольцами подшипников. Акустико-эмиссионный контроль проводился после магнитопорошкового и ультразвукового контроля. Всего проверено более 30 бездефектных колесных пар и колесных пар, забракованных по результатам магнитного и ультразвукового контроля. Для

нагрузки колесных пар разработан и изготовлен стенд портального типа (ОАО «Алтайвагонзавод») (рисунки 6.18, 6.19).



а – общий вид; *б* – вид с торца

Рисунок 6.17 – Фотография излома оси колесной пары по трещине в подступичной части

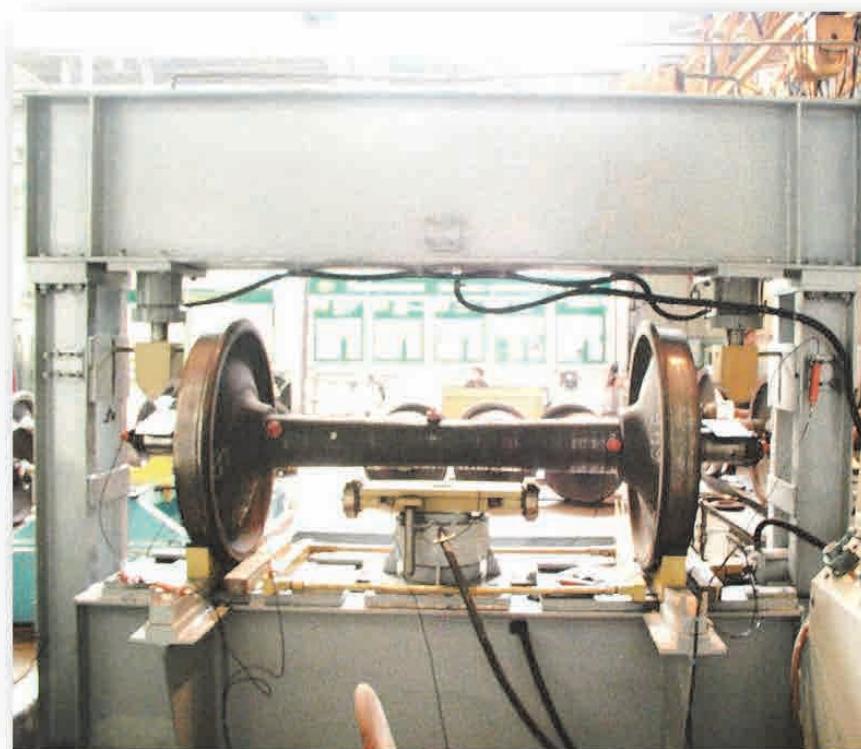


Рисунок 6.18 – Фотография стенда для нагружения осей колесных пар

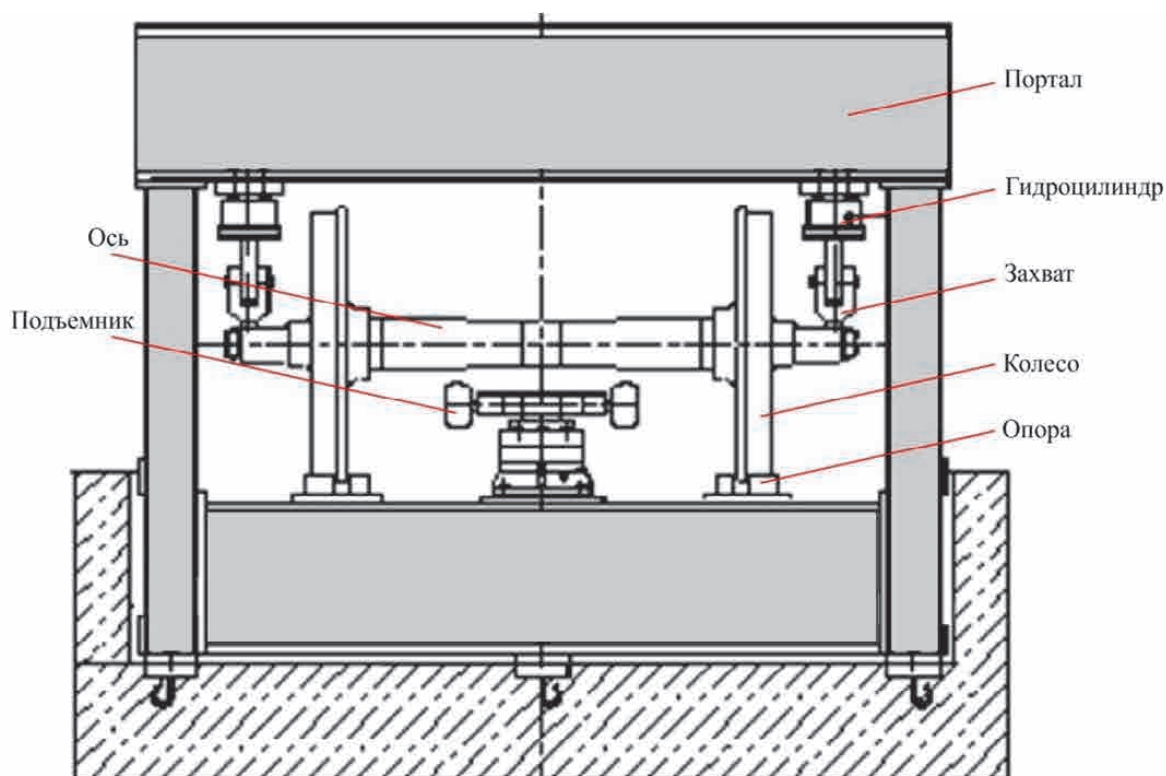


Рисунок 6.19 – Стенд нагружения колесных пар для акустико-эмиссионного контроля

Колесная пара после закатывания в стенд приподнимается и устанавливается колесами на опоры (ложементы), оборудованные резиновыми накладками. Нагружение осуществляется аналогично нагружению в эксплуатации на шейку оси колесной пары. Вертикальная нагрузка прикладывается через резиновые накладки на участок шейки на расстоянии 60 мм от наружного края. Подъемник, расположенный в средней части оси, обеспечивает подъем колесной пары и ее разворот.

Регистрация и обработка акустико-эмиссионных сигналов проводилась системой СЦАД-16.03. Контроль параметров нагружения выполняется тензометрической системой «Динамика-1» с использованием специально разработанной тензометрической схемы, используемой совместно с цифровым осциллографом Tektronix TDS2014. Полученные в процессе нагружения акустико-эмиссионные и тензометрические данные синхронизировались во времени.

Тензометрическая схема, работающая на постоянном токе, предназначалась

для измерения изменения сопротивления одиночных тензодатчиков типа КФ 5П1-20-400-Н-12 с номинальным сопротивлением 400 Ом и коэффициентом тензочувствительности 2,19 отн. ед. Для уменьшения влияния дрейфа нуля на результаты измерений в схеме использовался фильтр низких частот до 0,03 Гц. Это позволило упростить схему и исключить операцию установки нуля перед каждым измерением. Характеристика работы стенда – зависимость прикладываемой нагрузки от времени – регистрировалась измерением деформаций в средней части оси. Для измерения и регистрации сигнала тензометрической схемы использовался утвержденного типа, поверенный в установленном порядке цифровой осциллограф, подключаемый к компьютеру, Tektronix TDS2014. Калибровка схемы проводилась на пластине, нагружаемой по схеме трехточечного изгиба, коэффициент пропорциональности механических и электрических напряжений составил 0,38 МПа/мВ.

Оси колесных пар нагружались силой, монотонно возрастающей во времени. Процесс нагружения контролировался по давлению в гидросистеме и показаниям тензометрической системы. Зависимость напряжений от времени (рисунок 6.20) в средней части оси колесной пары в области растяжения является монотонно возрастающей с характерным временем изменения нагрузки (16 ± 2) с. Максимальные растягивающие напряжения в верхней части оси при нагрузке 140 кН составляют 146 МПа с пределом допускаемой относительной погрешности 5 %. Распределение механических напряжений в осях колесных пар при эксплуатации проводилось расчетным методом конечных элементов в специализированном программном обеспечении COSMOS.

При расчете использовалась половина оси, которая разбивалась на тетрагональные элементы со средним размером 7,5 мм. В средней части оси устанавливались зеркальные граничные условия. Колеса имитировались закреплением в вертикальной плоскости сечения по кругу катания. Вертикальная сила прикладывалась на поверхность шейки, начиная от торца оси на расстоянии 60 мм. Распределение нагрузки равномерное с суммарным значением на каждую шейку 103 кН. Результаты расчета представляли в виде цветовых диаграмм

(рисунок 6.21). Наибольшие растягивающие напряжения реализуются на верхней образующей оси в средней части и в области галтельных переходов от шейки к предподступичной части, от предподступичной к подступичной части оси. Максимальные сжимающие напряжения наблюдаются симметрично на нижней образующей.

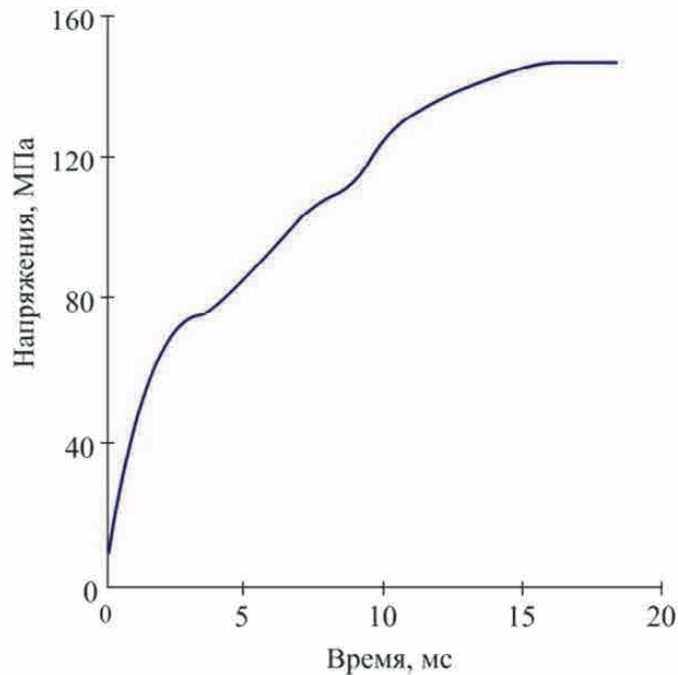


Рисунок 6.20 – Зависимость продольных напряжений σ_{xx} в верхней точке средней части оси от времени

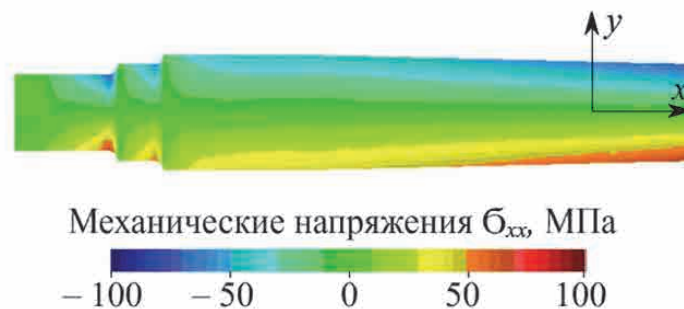


Рисунок 6.21 – Распределение механических напряжений в материале оси колесной пары при нагружении силой 100 кН

График зависимости механических напряжений от расстояния до торца оси (рисунок 6.22) показывает, что в области галтельного перехода шейки и в средней

части оси напряжения составляют 67–73 МПа, в галтельном переходе предподступичной части оси 57–60 МПа. В галтельных переходах напряжения изменяются более чем в 6 раз на расстоянии не более 20 мм. В области шейки напряжения не превышают 40 МПа. В средней части оси напряжения монотонно возрастают по абсолютному значению от 40 до 70 МПа.

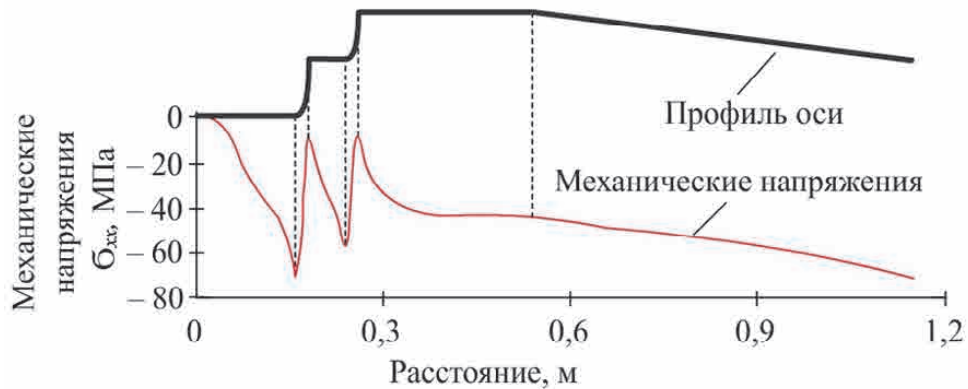


Рисунок 6.22 – Зависимость максимальных механических напряжений σ_{xx} от расстояния до торца оси

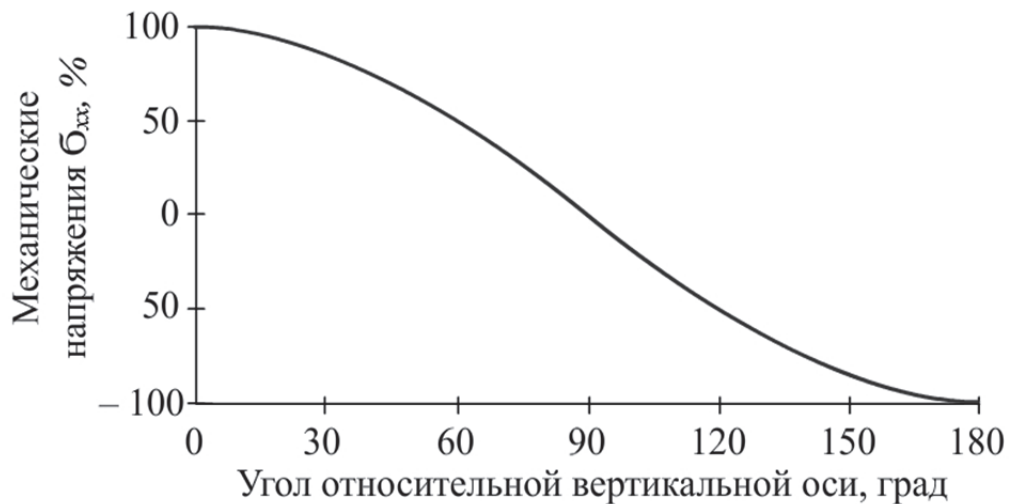


Рисунок 6.23 – Зависимость механически напряжений σ_{xx} от угла относительно направления приложения нагрузки

Распределение напряжений по сечению является линейным и соответствует чистому изгибу. Зависимость напряжения от радиуса r и полярного угла φ , который откладывается относительно направления приложения нагрузки:

$$\sigma = \sigma_{\max} \cdot \frac{r}{r_{\max}} \cdot \cos(\varphi), \quad (6.7)$$

где σ_{\max} – максимальные напряжения на поверхности оси, МПа;

r – радиус, мм;

r_{\max} – максимальный радиус оси в сечении, мм.

Анализ напряженного состояния при испытаниях в нагружающем устройстве и в реальных условиях эксплуатации проводился по нескольким сечениям в соответствии с [160]. Характеристики сечений и значения соответствующих максимальных напряжений приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Характеристики сечений для анализа механических напряжений

Номер сечения	Характеристика сечения	Расстояние до торца, мм	Напряжения при испытательной силе 103 кН, МПа	В эксплуатации	
				Напряжения от статической нагрузки, МПа	Напряжения от динамической нагрузки, МПа
1	2	3	4	5	6
1	Внутренняя кромка заднего роликового подшипника	141	52	33	102
2	Внутренняя галтель шейки, на расстоянии 1/3 длины переходного участка от начала галтели	164	71	41	124
3	Середина оси	1 147	74	49	93

Статические напряжения, возникающие в эксплуатации (столбец 4 в таблице 6.2) от статической нагрузки на ось, определяются в соответствии с [160]:

$$\sigma_n = \frac{32 \cdot P_0 \cdot l_n}{\pi \cdot d_n^3}, \quad (6.8)$$

где n – номер сечения;

P_0 – статическая нагрузка вагона на шейку, Н;

l_n – расстояние от точки приложения вертикальной нагрузки до сечения, м;

d_n – диаметр оси в сечении, м.

В процессе движения вагона возникают дополнительные динамические

силы, связанные с динамикой движения, ветровой нагрузкой, влиянием центробежных сил, наличием дефектов поверхности катания, которые существенно увеличивают напряжения в расчетных сечениях. Динамические напряжения, рассчитанные по методике [160], (столбец 6 в таблице 6.2) более чем в 3 раза превышают статические.

В процессе акустико-эмиссионного испытания для выявления развивающихся дефектов необходимо обеспечить в материале оси колесной пары напряжения, достаточные для инициации источников акустической эмиссии. В соответствии с существующими нормативными документами применяемые методы контроля (ультразвуковой и магнитопорошковый) ориентированы на обнаружение поверхностных дефектов – усталостных трещин. На фрактографиях изломов осей усталостные трещины развиваются с поверхности, где реализуется наибольшие напряжения. Для соблюдения условий акустико-эмиссионного контроля по напряжениям необходимо обеспечить при максимальной испытательной нагрузке превышение максимального рабочего уровня напряжений на 5–25 %.

При статическом нагружении осей достаточный для проведения акустико-эмиссионного контроля уровень напряжений реализуется (рисунок 6.23) в верхнем секторе, где наблюдаются максимальные растягивающие напряжения. Диагностирование всего материала оси колесной пары требует проведения нескольких испытаний с поворотом вокруг оси вращения. Количество испытаний, угол поворота, максимальная нагрузка определяются из условия превышения уровня напряжений на 5–20 %. При максимальной нагрузке в стенде 240 кН превышение испытательных напряжений над динамическими эксплуатационными напряжениями во всех сечениях составляют 18 % (см. таблицу 6.2). Для оценки угла, в котором реализуются напряжения, достаточные для проведения акустико-эмиссионного контроля, на 5 % превышающие эксплуатационные, используется формула

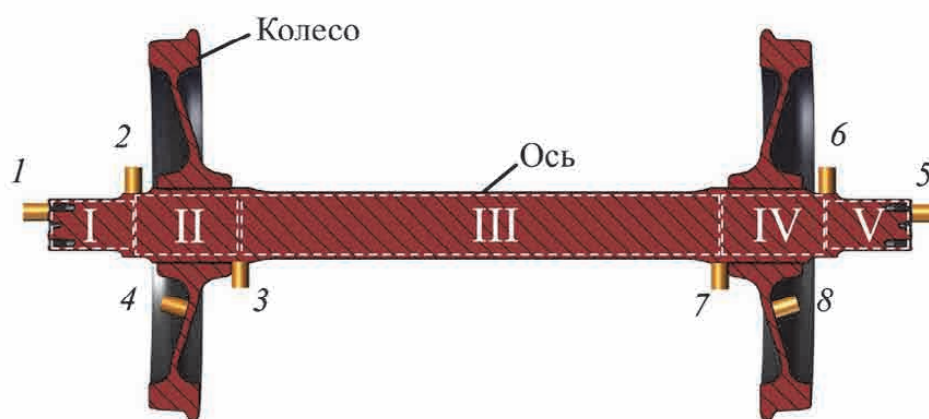
$$\varphi = 2 \cdot \arcsin \left(\frac{1,05 \cdot \sigma_{\text{дин}}}{\sigma_{\text{мах}}} \right), \quad (6.9)$$

где $\sigma_{\text{мах}}$ – максимальные напряжения при испытаниях, МПа;

$\sigma_{\text{дин}}$ – напряжения от динамической нагрузки, МПа.

Наименьший угловой размер сектора оси с достаточным уровнем напряжений наблюдается для сечения у внутренней кромки заднего роликового подшипника и составляет 56° . В процессе контроля необходимо провести не менее восьми испытаний с последовательным поворотом на угол 45° .

Локацию источников акустической эмиссии выполняли с использованием комбинированных алгоритмов, зонной и линейной локации внутри каждой зоны (рисунок 6.24). Первая и пятая зоны контроля – шейки и предподступичные части оси с левой и с правой стороны колесной пары – контролировались парами преобразователей 1 и 2, 5 и 6 соответственно.



1–8 – преобразователи акустической эмиссии; I–V – зоны контроля

Рисунок 6.24 – Схема установки преобразователей на колесную пару и зоны контроля

Вторая и четвертая зоны – подступичные части оси с двух сторон контролировались парами преобразователей 2 и 3, 6 и 7. В средней части оси (третья зона) контроль выполнялся парой преобразователей 3 и 7. Для обнаружения сигналов, возникающих в местах взаимодействия колес с захватами нагружающего устройства, использовались преобразователи 4 и 8, устанавливаемые на диск колеса.

Испытания осей колесных пар, в которых магнитным и ультразвуковым методом дефекты не выявлялись, позволили обнаружить и идентифицировать

источники сигналов акустической эмиссии, не связанные с образованием и развитием усталостных дефектов. К таким источникам относятся прессовые соединения цельнокатаного колеса с осью. Акустическая эмиссия трения характеризуется низкоамплитудными сигналами со средним значением амплитуды 130 мкВ и средним квадратическим отклонением 60 мкВ, число которых от испытания к испытанию варьируется в диапазоне от 5 до 120 (рисунок 6.25).

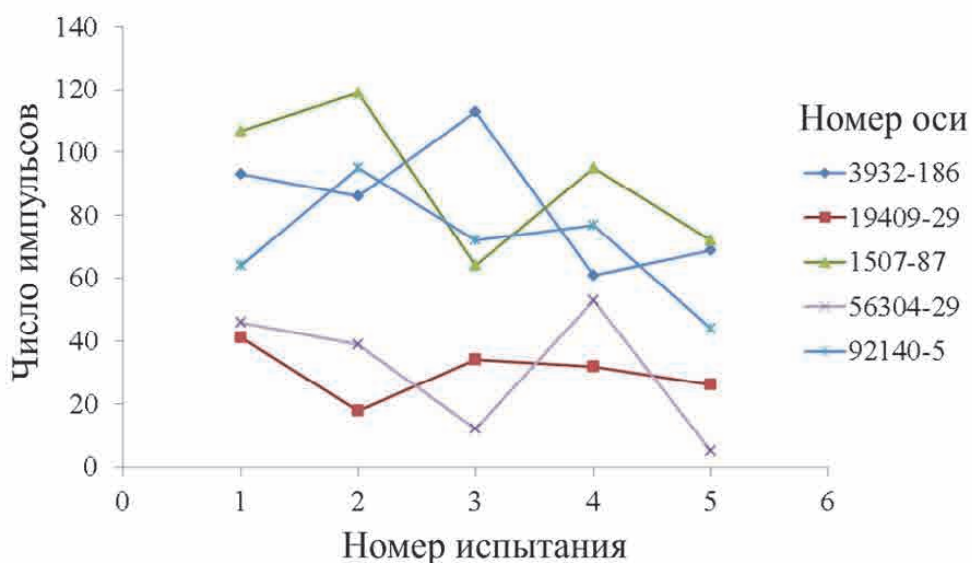


Рисунок 6.25 – Зависимость числа сигналов акустической эмиссии от порядкового номера испытания оси

В испытаниях использовались оси с дефектами в предподступичной части оси (заводской № 476637), шейки оси (заводской № 31823, зав. № 3932), подступичной (заводской № 2284) и средней части оси (заводской № 56304).

В средней части оси № 56304-29 магнитопорошковым методом выявлена трещина длиной 60 мм. При акустико-эмиссионном испытании зарегистрировали восемь сигналов с амплитудой больше 500 мкВ на входе предварительного усилителя от источников, расположенных в центре третьей зоны: между вторым и третьим преобразователями (рисунок 6.26). Средняя амплитуда принятых сигналов составила 690 мкВ, а среднеквадратичное отклонение – 150 мкВ. Схема локализации источников акустической эмиссии с учетом амплитудной фильтрации по уровню 500 мкВ приведена на рисунке 6.26.

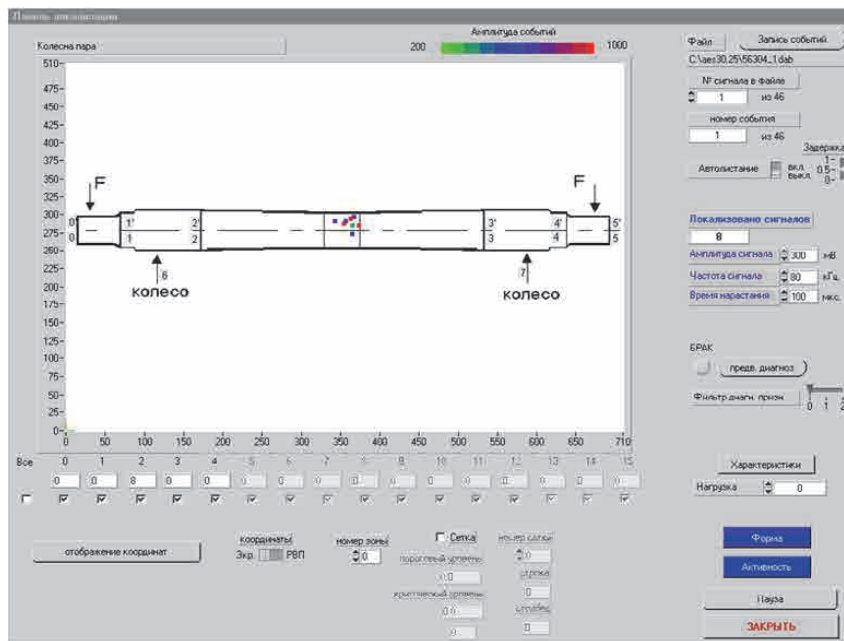


Рисунок 6.26 – Схема локации в программном обеспечении СЦАД 16.03 источников акустической эмиссии в оси № 56304 с усталостной трещиной, расположенной в средней части

Испытания оси № 3932 показали наличие активных источников акустической эмиссии с высокоамплитудными сигналами. Ультразвуковой контроль, проведенный с использованием дефектоскопа «Пеленг», выявил отражатель в шейке оси с превышением эхо-сигналом браковочного уровня на 3 дБ. При акустико-эмиссионных испытаниях оси колесной пары в положении, когда обнаруженный дефект находился в области максимальных растягивающих напряжений, зарегистрировано 15 сигналов из области шейки, амплитуды принятых сигналов больше 720 мкВ. Среднее значение сигналов от обнаруженного источника составило 1200 мкВ, а среднеквадратичное отклонение – 390 мкВ. При нагружении всех остальных осей не выявили источников акустической эмиссии с амплитудами сигналов свыше 300 мкВ.

Основным признаком развивающегося дефекта при акустико-эмиссионном контроле осей колесных пар выбран амплитудный критерий, основанный на превышении средней амплитудой сигналов порогового значения 300 мкВ. На рисунке 6.27 приведены зависимости амплитуды регистрируемых сигналов акустической эмиссии от порядкового номера испытания для дефектных и

бездефектных осей колесных пар. Для осей с подтвержденными магнитным и ультразвуковым методом дефектами амплитуда превышает критическое значение 300 мкВ при испытаниях, когда дефект расположен в области максимальных растягивающих напряжений.

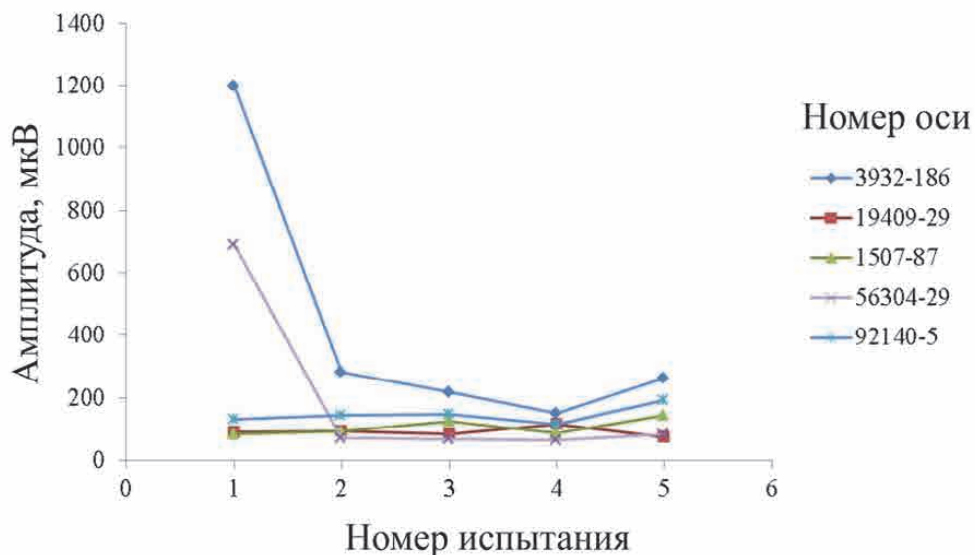


Рисунок 6.27 – Зависимость амплитуды сигналов акустической эмиссии от порядкового номера испытания оси

В результате выполненного исследования разработана методика [128] акустико-эмиссионного контроля осей колесных пар вагонов, внедренная в опытную эксплуатацию в депо Инская ЗСЖД.

6.3 Методика акустико-эмиссионного контроля боковых рам тележек грузовых вагонов при ремонте

В конструкции вагона [235] боковые рамы тележки находятся под рессорным подвешиванием и, следовательно, подвергаются воздействию динамических нагрузок. Анализ изломов показывает, что разрушение в большинстве случаев (более 99 %) инициируется во внутреннем углу буксового проема. Зона усталостного развития дефекта (рисунок 6.28) занимает более 45 % сечения, зона ускоренного развития трещины составляет 5 и зона долома – около 50 %. При плановых видах ремонта в вагонных депо с использованием

феррозондового метода контроля и при визуальных осмотрах на пунктах технического обслуживания грузовых вагонов дефект не был обнаружен.



Рисунок 6.28 – Фотография излома боковой рамы по внутреннему углу буксового проема

Особенностью боковой рамы является литая структура, в которой наблюдаются литейные дефекты: поры, раковины (рисунок 6.29), горячие и холодные трещины. Литая, необработанная поверхность с повышенной шероховатостью, пористостью, пригарами, ужимами и другими дефектами усложняет обнаружение усталостных дефектов сканирующими методами, для использования которых обычно предъявляются повышенные требования к состоянию поверхности. Например, наличие неферромагнитных покрытий толщиной более 50 мкм [82, 83] ограничивает чувствительность магнитопорошкового контроля.

Анализ результатов контроля боковых рам тележек грузовых вагонов на вагоноремонтных предприятиях позволил оценить зависимость вероятности обнаружения дефектов от их размеров и, следовательно, достоверность контроля. При исследовании вероятностных характеристик дефектов ввели две характеристики [18]:

– плотность вероятности обнаружения $\rho(l)$ дефекта протяженности l ;

– распределение дефектов $\mu(l)$ по протяженности l .



Рисунок 6.29 – Фрагмент боковой рамы с раковинной вогнутостью во внутреннем углу буксового проема

Распределение обнаруженных в результате проведения контроля дефектов по размерам определяется формулой условной вероятности

$$p(l) = \rho(l) \cdot \mu(l). \quad (6.10)$$

По данным вагонного ремонтного Омск-Сортировочный за 6 месяцев 2014 г. по результатам контроля боковых рам построены зависимости количества обнаруженных дефектов от протяженности (рисунок 6.30, а). Для дефектов, размеры которых существенно превышают минимальный выявляемый размер дефекта, вероятность выявления дефекта приближается к 100 %. Для трещин длиной $12 \text{ мм} < l < 72 \text{ мм}$ с использованием критерия Пирсона проверили гипотезу о принадлежности распределения дефектов по длине к экспоненциальному распределению:

$$\mu(l) = \lambda \cdot \exp(-\lambda \cdot l), \quad (6.11)$$

где $\lambda = 0,04 \text{ мм}^{-1}$ – параметр экспоненциального распределения, рассчитанный по экспериментальным данным, приведенным на рисунке 6.30.

С уровнем значимости 0,05 (значение $\chi^2 = 0,08$, критическое значение $\chi_{0,05}^2 = 0,83$) гипотеза о принадлежности к экспоненциальному распределению

принимается. Вероятность $p(l)$ обнаружения трещин в боковых рамах (рисунок 6.30, б) выражалась из (6.10), распределение $\mu(l)$ рассчитывалось по (6.11), а $p(l)$ определялось на основании статистической обработки результатов контроля.

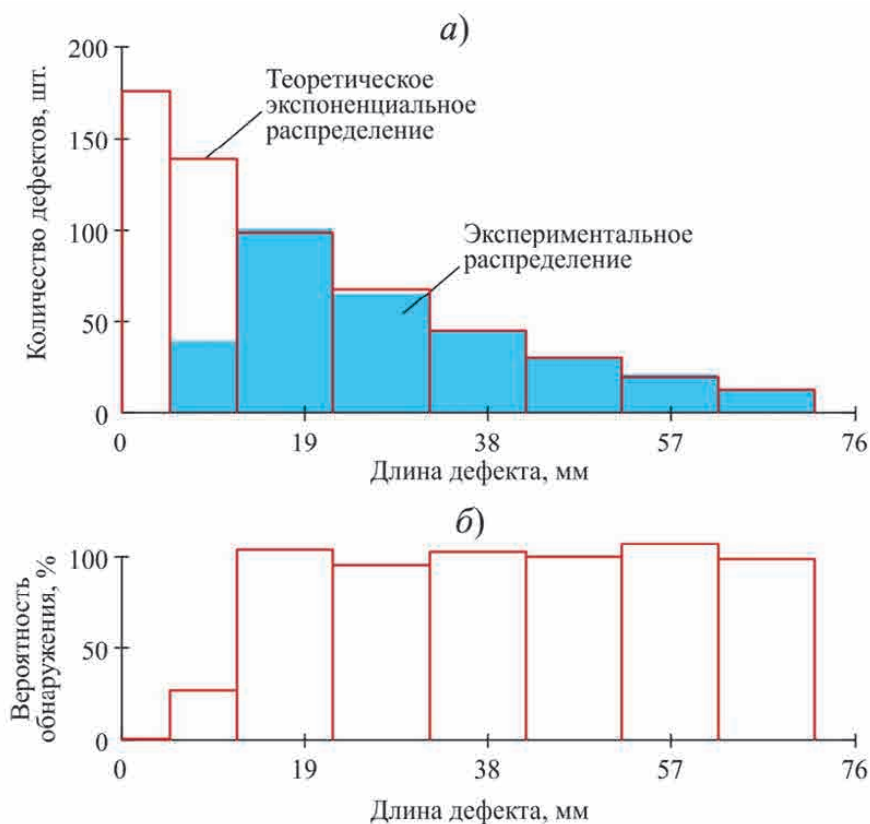


Рисунок 6.30 – Распределение выявленных трещин по длине (а) и зависимость вероятности обнаружения от длины трещины (б)

Штатными методами контроля [202] (магнитопорошковый контроль, визуальный осмотр) вероятность обнаружить трещину длиной $l < 5$ мм составляет не более 0,6 %, для трещин $5 \text{ мм} < l < 12$ мм – не более 30 %.

Акустико-эмиссионный контроль выполнялся системой СЦАД-16.03 с целью обнаружения усталостных развивающихся дефектов в углах буксовых проемов [31, 212]. На каждый буксовый узел устанавливались четыре преобразователя, которые образовывали четыре локационные зоны: первая зона – преобразователи 1, 2, 3; вторая зона – 1, 2, 4; третья зона – 1, 3, 4; четвертая зона – 2, 3, 4 (рисунок 6.31). Места под установку преобразователей зачищались шлифовальной машинкой до металла. Преобразователи 3, 4 и 1 использовались для регистрации сигналов акустической эмиссии из внутреннего и наружного

углов буксового проема, преобразователь 2 для регистрации сигналов из мест взаимодействия вертикальных захватов нагружающего устройства с боковой рамой.

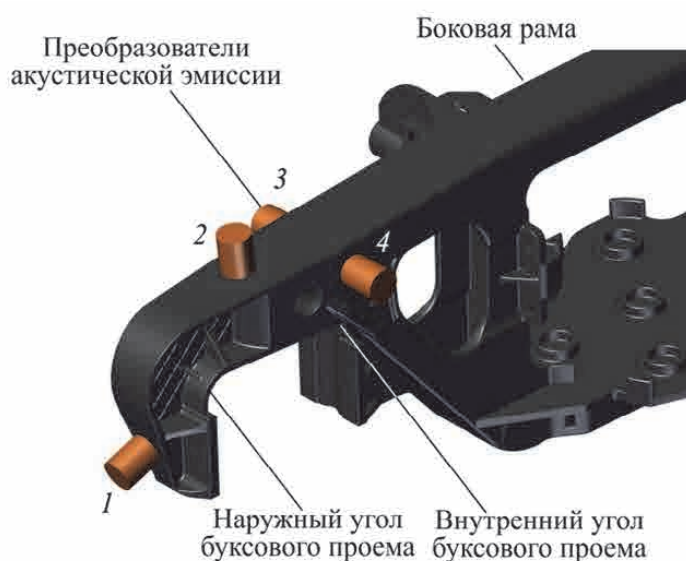
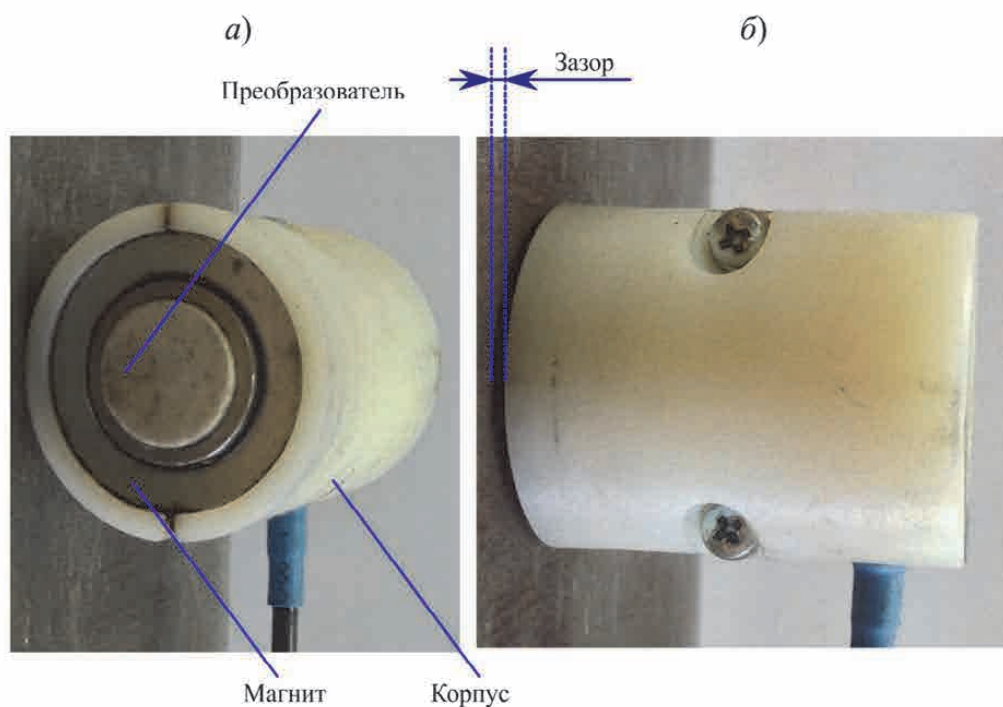


Рисунок 6.31 – Схема установки преобразователей акустической эмиссии для контроля буксового проема боковой рамы

В технологии акустико-эмиссионного контроля [100, 102, 146, 149] для продления срока службы литых деталей при креплении преобразователей на объекте контроля использовались магнитные держатели с пружинным прижатием преобразователя с наружным диаметром 60 мм. Поверхность боковой рамы является неровной с грубой литой структурой, на ней встречаются неровности с размером более 5 мм. В условиях вагоноремонтного депо зачистка участков под преобразователи диаметром 60 мм является нетехнологичной. Для снижения временных затрат на подготовку деталей к контролю и повышения достоверности контроля за счет обеспечения надежного акустического контакта разработано специализированное устройство крепления преобразователя [187]. Крепление (рисунок 6.32) состоит из корпуса, изготовленного из немагнитного и непроводящего материала, и кольцевого неодимового магнита. Корпус обеспечивает закрепление магнита, таким образом, чтобы между объектом контроля и торцом корпуса возникал зазор от 0,5 до 3 мм. В этом случае преобразователь опирается на объект контроля протектором площадью не более

15 мм. Зачистка такого участка не требует существенных затрат времени. Сила прижатия преобразователя к объекту контроля регулируется зазором в пределах до 0,2 до 1,0 кг. Использование разработанного крепления позволило обеспечить надежный акустический контакт даже на незачищенных участках объекта контроля.



а – вид со стороны протектора; *б* – вида на объекте контроля

Рисунок 6.32 – Фотография преобразователя с креплением новой конструкции

Нагружение боковой рамы грузового вагона [8] проводилось двумя способами приложения силы (рисунок 6.33): вертикальной – на опорные поверхности боксовых проемов и рессорного проема, горизонтальной – в боковые опорные поверхности буксового проема. Вертикальная сила прикладывается аналогично нагружению в процессе эксплуатации на опорные поверхности буксовых и рессорных проемов. Горизонтальное нагружение имитирует продольные силы, возникающие в тележке в процессе движения.

Для повышения достоверности контроля выполнена модернизация стенда для нагружения боковых рам. Захваты и опоры нагружающего устройства выполнены комбинированными с наплавленными на металлические съемные накладки слоями полиуретана. Это позволило уменьшить количество шумов и

помех, возникающих при износе резиновых прокладок. В стандартном стенде для вертикального нагружения использовались гидроцилиндры, которые прикладывали силу к опорным поверхностям буксовых проемов. На начальном этапе нагружения боковая рама приподнималась в стенде и из-за несимметричности гидроцилиндров возникало их неравномерное движение, что приводило к трению в местах взаимодействия нагружающего устройства с объектом контроля. В модернизированном стенде нагружение осуществляется одним вертикальным гидроцилиндром в рессорном проеме. При этом до испытания и в процессе испытания боковая рама опирается опорными поверхностями буксовых проемов на неподвижные опоры стенда.

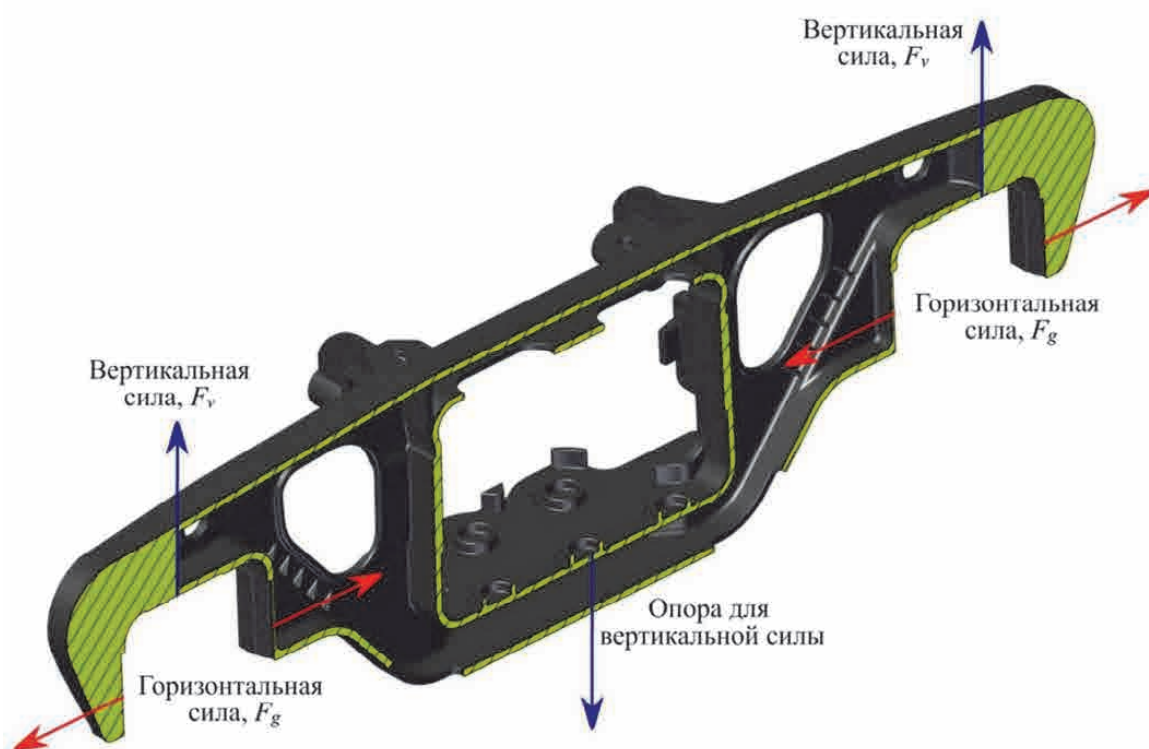
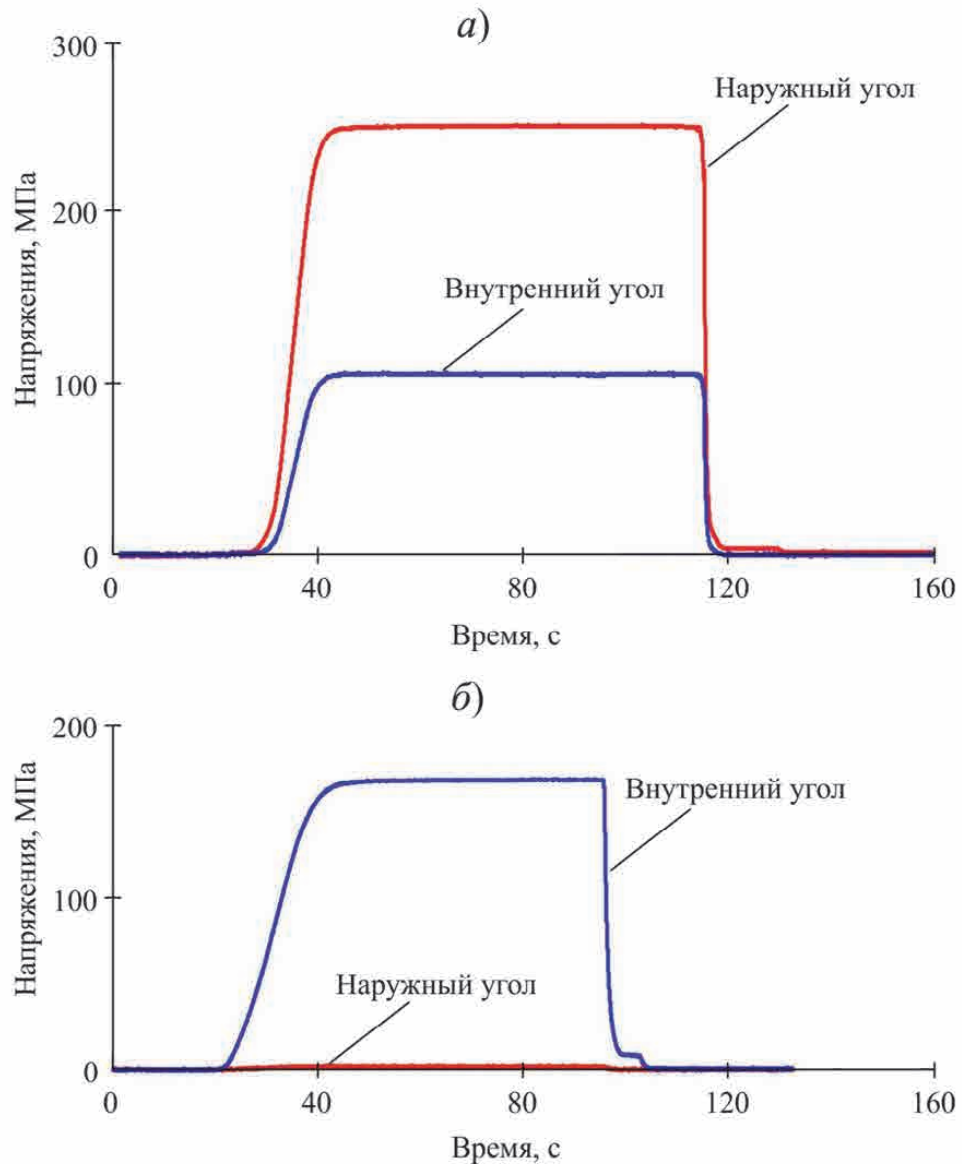


Рисунок 6.33 – Схема приложения сил при испытаниях боковых рам

Для контроля деформаций и сил при испытаниях боковых рам используются тензодатчики, закрепляемые на стенде и во внутренних и наружных углах буксовых проемов боковой рамы. При горизонтальном нагружении (рисунок 6.34, а) наибольшие растягивающие напряжения реализуются в наружном углу буксового проема и составляют 245 МПа ($\pm 5\%$). В наиболее

опасной области во внутреннем углу буксового проема растягивающие напряжения при горизонтальном нагружении не превышают 110 МПа, а наибольший уровень напряжений 175 МПа ($\pm 5\%$) во внутреннем углу реализуется при вертикальном нагружении (рисунок 6.34, б).



а – горизонтальное нагружение; б – вертикальное нагружение

Рисунок 6.34 – Зависимость механических напряжений во внутреннем и наружном углах буксового проема при горизонтальном и вертикальном нагружении боковой рамы

Для стали, соответствующей категории 1 по [68], предел текучести составляет 300 МПа, а предел прочности 500 МПа и, следовательно, при

вертикальном нагружении на разработанном стенде во внутреннем углу буксового проема удастся обеспечить напряжения на уровне 60 % предела текучести (35 % предела прочности).

Важный этап обеспечения достоверности результатов контроля является аттестация нагружающих устройств, выполняемая в соответствии с разработанной методикой. Цель аттестации заключается в установлении соответствия действительных значений характеристик их нормированным значениям и определении пригодности нагружающего устройства к эксплуатации. Аттестация нагружающих устройств производится при первичной установке или переустановке нагружающего устройства, после технического обслуживания, ремонта, расконсервации и периодически (ежегодно).

Для проведения аттестации нагружающих устройств выбраны следующие параметры нагружения (таблица 6.3):

- максимальная нагрузка испытания, горизонтальная (120 ± 6) кН, вертикальная (500 ± 20) кН;
- стабильность воспроизведения максимальной нагрузки при выдержке (отклонение не более 5 %),
- время достижения максимальной нагрузки (не менее 20 с);
- неравномерность воспроизведения нагрузки гидроцилиндрами (не более 5 %);
- ход штоков (не менее 15 мм).

Для аттестации использовалась многоканальная микропроцессорная система ММТС-64.01 (ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина», г. Новосибирск) и оригинальный тензометрический силоизмерительный преобразователь, который был калиброван в нагружающем устройстве. В качестве максимального значения нагрузки принималось значение сигнала с силоизмерительного преобразователя при номинальном давлении в гидросистеме, контролируемом манометром. Проверка стабильности воспроизведения максимальной нагрузки гидроцилиндрами горизонтального и вертикального нагружения выполнялась при постоянном давлении.

Таблица 6.3 – Номинальные значения характеристик нагружающих устройств и статистические характеристики результатов аттестации в вагонных ремонтных депо

Характеристика	Допускаемые значения	Среднее	Среднее квадратическое отклонение
Максимальная нагрузка, обеспечиваемая цилиндрами горизонтального нагружения, кН	120 ± 6	119	5
Время достижения максимальной нагрузки цилиндрами горизонтального нагружения, с, не менее	20	24	5
Стабильность воспроизведения максимальной нагрузки цилиндрами горизонтального нагружения за интервал времени 20 с, %, не более	5	2	1
Неравномерность воспроизведения нагрузки цилиндрами горизонтального нагружения, %, не менее	5	3	1
Ход штоков цилиндров горизонтального нагружения, мм, не менее	15	24	2
Максимальная нагрузка, обеспечиваемая цилиндрами вертикального нагружения, кН	490 ± 25	490	16
Время достижения максимальной нагрузки цилиндрами вертикального нагружения, с, не менее	20	25	5
Стабильность воспроизведения максимальной нагрузки цилиндрами вертикального нагружения за интервал времени 20 с, %, не более	5	2	1
Ход штока цилиндра вертикального нагружения, мм, не менее	20	28	4
Ход нижнего упора вертикального нагружения, мм, не менее	50	64	2

На интервале 20 с вычислялось среднее квадратическое отклонение. Время достижения максимальной нагрузки измерялось по времени изменения нагрузки между двумя уровнями 5 и 99 % максимальной нагрузки. Ход штока определялся для обнаружения неисправностей, при которых один или несколько гидроцилиндров заклинивают и не обеспечивают нагружения боковой рамы. Стенд признается соответствующим требованиям по условиям воспроизведения условия испытаний, если все его силовые и временные характеристики соответствуют значениям, установленным в методике аттестации.

Испытания боковых рам акустико-эмиссионным методом проводились в вагонных ремонтных депо после визуального осмотра и магнитного контроля. Особенностью акустико-эмиссионных испытаний боковых рам является наличие значительного количества сигналов акустической эмиссии, регистрируемых в области взаимодействия захватов нагружающего устройства с опорными поверхностями боковых рам (рисунок 6.35). Количество сигналов акустической эмиссии достигает нескольких сотен. При этом доля информативных локализуемых сигналов составляет не более 10 %. Особенность литой структуры и состояния поверхности, а также сложная геометрия боковых рам определяет значительную погрешность локации источников акустической эмиссии в боковых рамах. Например, на рисунке 6.35, *а* сигналы от левого захвата локализованы в верхнем поясе боковой рамы.

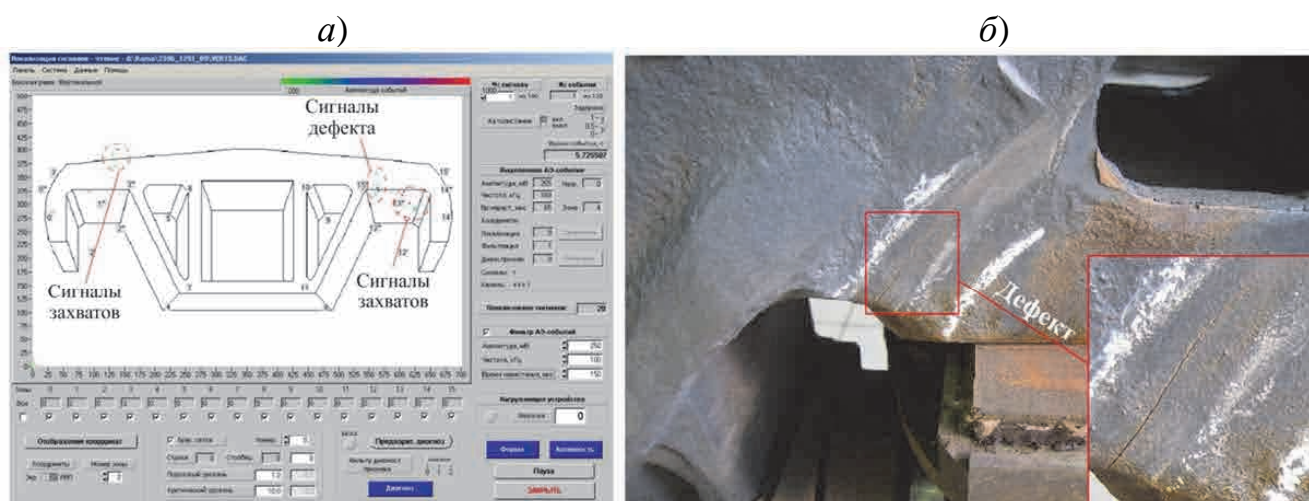


Рисунок 6.35 – Результаты локации (*а*) источников акустической эмиссии в боковой раме (заводской номер 2596, изготовлена в 2009 г., клеймо завод 1291) и фотография (*б*) фрагмента боковой рамы с усталостной трещиной

Погрешности координат способны приводить к значительной перебраковке в условиях вагоноремонтных депо. Поскольку схема установки преобразователей на боковых рамах оптимизирована для регистрации сигналов акустической эмиссии, возникающих в наиболее опасных местах в наружном и внутреннем углах буксовых проемов, то сигналы из мест взаимодействия с захватами способны приводить к появлению ложных источников акустической эмиссии и,

следовательно, к перебраковке деталей. Для повышения информативности результатов контроля применялся «двухинтервальный» метод локации источников, который позволил исключить из потока неинформативные сигналы с существенными значениями погрешности координат источников акустической эмиссии. Внедрение «двухинтервального» метода локации обеспечило обнаружение развивающихся трещин даже в условиях, когда доля полезных сигналов не превышает 1 % от их общего количества.

При испытаниях боковых рам с трещинообразными литейными дефектами (рисунок 6.36) установлено, что в отсутствие усталостной трещины сигналы акустической эмиссии отсутствуют.

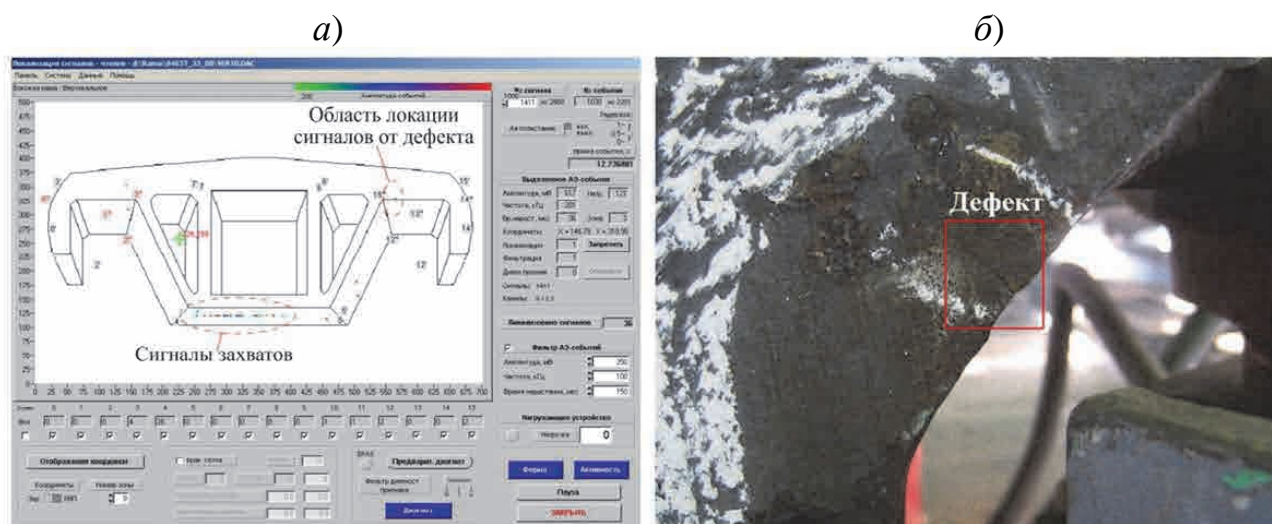
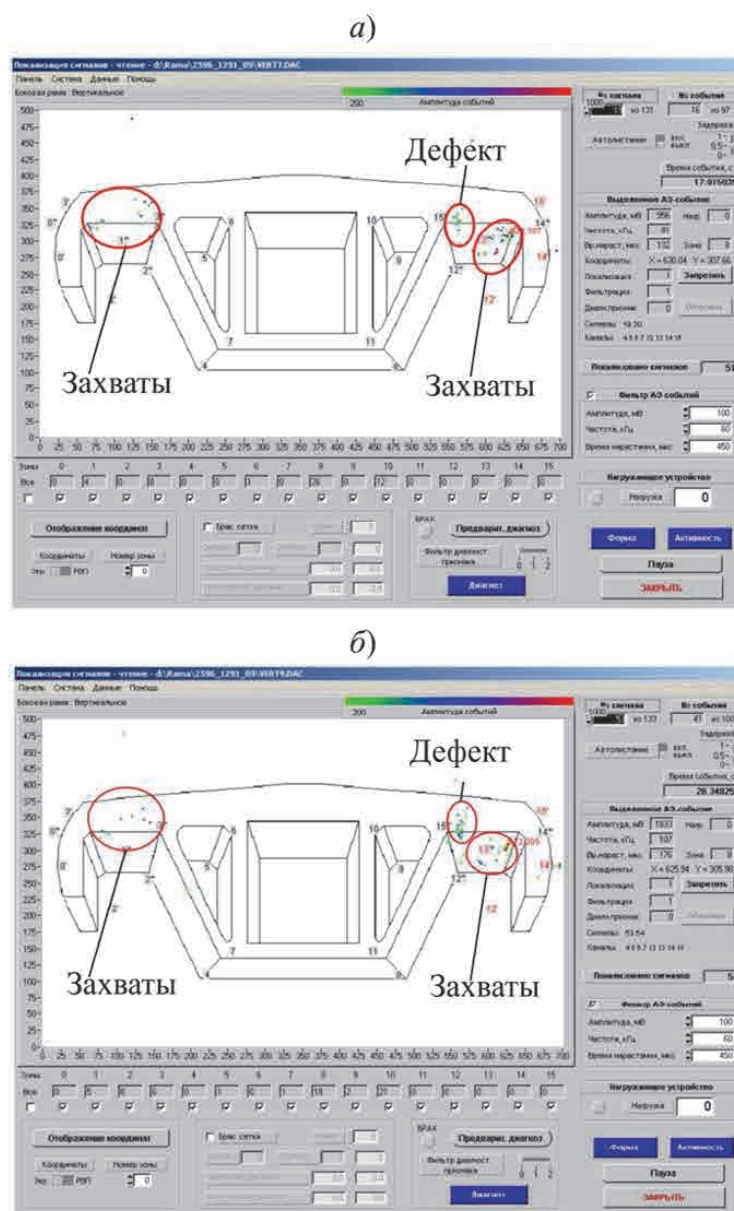


Рисунок 6.36 – Результаты локации (а) источников акустической эмиссии в боковой раме (заводской номер 84637, изготовлена в 2008 г., клеймо завода 33) и фотография (б) фрагмента боковой рамы с трещиной литья

Для повышения достоверности контроля реализован способ [185], основанный на повторном нагружении объектов контроля и накоплении акустико-эмиссионной информации. На рисунке 6.37 приведены результаты локации источников акустической эмиссии в боковой раме с усталостной трещиной при повторных нагружениях с порядковыми номерами 7 и 9.

В разработанной методике нагружение боковых рам осуществляется циклически, при этом амплитуду через заданное количество циклов увеличивают

на 2 % до нагрузки, на 20 % превышающей рабочую. Максимальная эксплуатационная нагрузка определялась по результатам тензометрического контроля колес грузовых вагонов в движении. Для необрессоренных элементов вагона, таких как боковые рамы, значительное влияние на усталостную долговечность оказывают динамические силы, связанные с дефектами поверхности катания.



а – нагрузка №7; б – нагрузка №9

Рисунок 6.37 – Результаты локации источников акустической эмиссии при повторных нагружениях боковой рамы (заводской номер 2596, изготовлена в 2009 г., клеймо завода изготовителя 1291) с дефектом

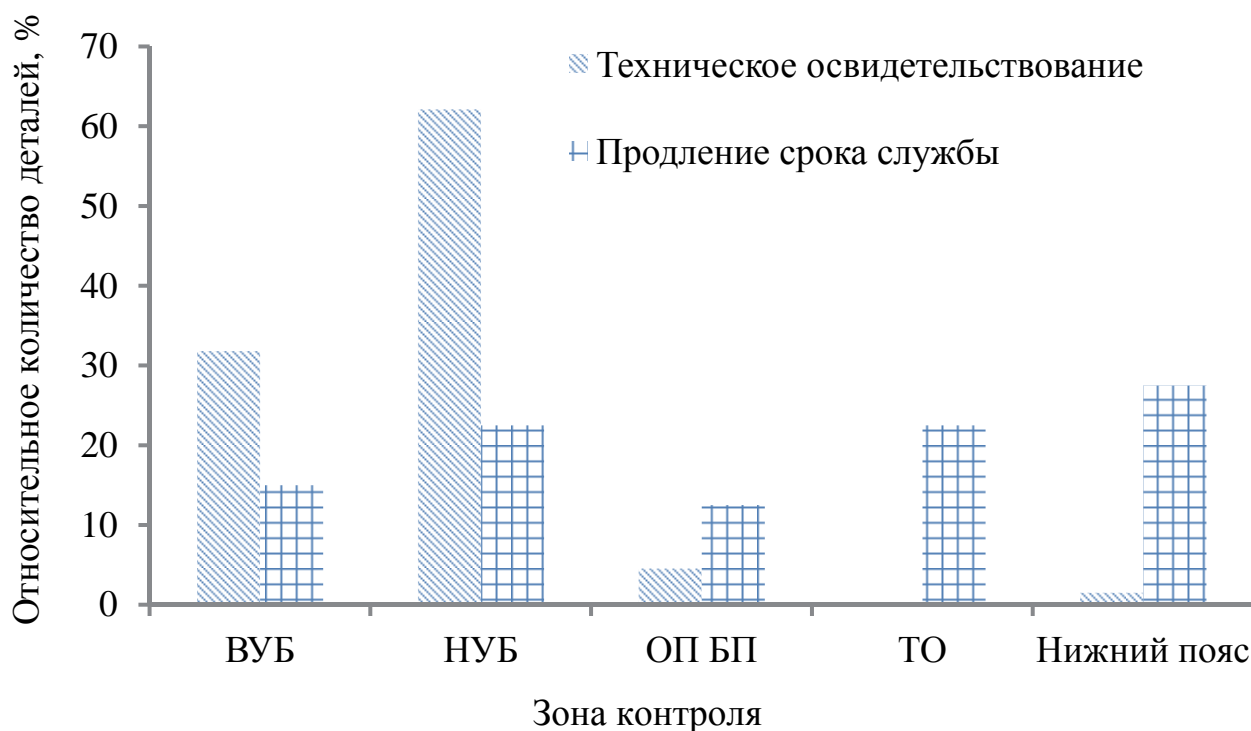
Экспериментальное амплитудное распределение динамических сил в системе «колесо – рельс», полученное в процессе тензометрического контроля, подчиняется экспоненциальному закону с верхней границей силы 220 кН по уровню 1 % (см. пятую главу). Поскольку деталь нагружается динамически в буксовом проеме, то суммарная эквивалентная вертикальная сила на боковую раму составляет 440 кН. Для обнаружения развивающихся дефектов необходимо в процессе акустико-эмиссионного испытания повысить уровень нагрузки на 5–20 %, что эквивалентно силе 480–530 кН. При 500 кН максимальные напряжения реализуются во внутренних углах буксового проема и составляют 160–180 МПа, что соответствует 60 % предела текучести материала боковой рамы [68].

Зарегистрированную информацию в виде зависимости числа сигналов акустической эмиссии от нагрузки накапливают. По результатам испытаний строят суммарную зависимость числа сигналов акустической эмиссии от нагрузки. Участок стационарной акустической эмиссии аппроксимируют линейной зависимостью. Критерий (см. третью главу) обнаружения развивающегося дефекта комплексный, основанный на результатах испытания образцов из материала боковых рам: превышение коэффициентом пропорциональности k_0 критического значения $k_{\max} = 10 \text{ кН}^{-1}$ и уменьшение нагрузки начала стационарной акустической эмиссии P_0 ниже критического значения, равного максимальной динамической силе к эксплуатации 440 кН.

Технология акустико-эмиссионного контроля боковых рам при проведении технического освидетельствования грузовых вагонов внедрена в ремонтных депо Новосибирского филиала ОАО «ВРК-1» в 2010 г. В девяти вагонных ремонтных депо выполнена модернизация акустико-эмиссионных комплексов на базе системы СЦАД 16.03, предназначенных для продления срока службы литых деталей тележки грузовых вагонов. Установлено программное обеспечение с критериями браковки боковых рам нового типа, имеющих коробчатое сечение, проведены аттестация нагружающих устройств и поставка преобразователей с устройствами крепления новой запатентованной [187] конструкции.

При создании в 1998–2002 гг. технологии продления срока службы литых деталей тележек, отработавших установленный заводом изготовителем ресурс, составляющий 30 лет, ставилась задача обнаружить боковые рамы, материал которых в силу особенностей эксплуатации не исчерпал запаса усталостной прочности. В этих условиях во всех элементах боковой рамы разработчиками технологии [100, 149, 3] установлены жесткие критерии браковки, ориентированные на обнаружение акустико-эмиссионным методом признаков усталостного разрушения. Построенное по результатам контроля более 1000 боковых рам со сроком службы 29 лет и более в депо Омск-Сортировочный распределение обнаруженных дефектов по зонам контроля достаточно равномерное (рисунок 6.38). При этом в наиболее опасных зонах боковой рамы – внутренних углах буксовых проемов – доля браковки составляет 15 %, что в 2 раза меньше, чем в нижнем поясе (27,5 %).

Применение разработанной технологии контроля боковых рам при техническом освидетельствовании на вагоноремонтных предприятиях направлено на предотвращение изломов боковых рам в эксплуатации за счет своевременного обнаружения усталостных трещин. По разработанной технологии выполнен контроль более 500 проблемных боковых рам, изготовленных в период с 2007 по 2011 г. Число изломов этих деталей в год достигало 40. Процент браковки боковых рам коробчатой конструкции превысил 10 %. При этом максимальное количество дефектов, около 30 % (рисунок 6.38), обнаружено в процессе вертикального нагружения во внутреннем углу буксового проема, а при горизонтальном нагружении в наружном углу буксового проема (60 %). Количество деталей, забракованных по другим зонам (опорная поверхность, технологические окна, нижний пояс), не превышает 8 %. Результаты акустико-эмиссионного контроля согласуются с опытом эксплуатации боковых рам. Развитие усталостных трещин наблюдается в наиболее нагруженных элементах детали – углах буксового проема.



ВУБ и НУБ – внутренний и наружный углы буксового проема соответственно;
 ОП БУ – опорная поверхность буксового проема; ТО – технологическое окно
 Рисунок 6.38 – Распределение относительного количества забракованных деталей по зонам контроля по результатам акустико-эмиссионного контроля при продлении срока службы и при техническом освидетельствовании

Выводы по шестой главе

В объектах, изготовленных из хрупких материалов с пределом текучести близким к пределу прочности, таких как подшипниковые стали, развитие усталостных дефектов даже на начальном этапе происходит с ускорением. При диагностике подобных объектов особые требования предъявляются к чувствительности неразрушающего контроля. Для обеспечения безопасной эксплуатации таких объектов необходимо выявлять усталостные трещины на ранних стадиях развития. При этом степень опасности дефектов определяется коэффициентами концентрации напряжений.

Активные методы контроля не обеспечивают необходимой чувствительности, так как ограничены выявлением макроскопических развитых

дефектов. Для повышения надежности обнаружения усталостных трещин на ранних стадиях развития разработана методика акустико-эмиссионного контроля. Создано специализированное нагружающее устройство с максимальным сжимающим усилием 115 кН. Использование модернизированного «двухинтервального» метода определения времени прихода сигнала позволило обеспечить в зонах малых размеров устойчивую локацию сигналов от развивающегося дефекта в условиях значительного количества помех из мест взаимодействия захватов нагружающего устройства с объектом контроля. Методика внедрена в вагонном ремонтном депо Инская ЗСЖД. На основе статистического распределения потоковых характеристик в бездефектных кольцах рассчитано критическое значение параметра браковки, основанного на локально-динамическом критерии. Вероятность ложной браковки колец подшипников не превышает 0,02 %.

Разработана методика акустико-эмиссионного контроля осей колесных пар вагонов, внедренная в эксплуатацию в депо Инская ЗСЖД при ремонте грузовых вагонов. Параметры нагружения осей колесных пар согласованы с уровнем динамических сил, регистрируемых в эксплуатации с использованием тензометрической диагностической системы. Максимальная нагрузка на каждую шейку оси составляет от 240 до 265 кН. Проведены сравнительные испытания акустико-эмиссионного и магнитопорошкового методов контроля. Применение разработанной методики обеспечивает обнаружение усталостных дефектов во всех зонах оси в условиях помех от нагружающего устройства и напрессовки колес.

Для проведения акустико-эмиссионного контроля боковых рам грузовых вагонов при техническом освидетельствовании в депо разработаны методика и критерии браковки боковых рам грузовых вагонов коробчатого сечения. Созданы магнитные крепления преобразователей акустической эмиссии для установки на детали с необработанной литой поверхностью. Сконструировано специализированное нагружающее устройство, обеспечивающее повышение эффективности контроля и снижение шумов и помех из мест взаимодействия

захватов с объектом контроля за счет использования вязких материалов и нагружения в рессорном проеме. Создана методика аттестации нагружающих устройств, которая внедрена в технологический процесс при их периодическом освидетельствовании. Параметры нагружения согласованы по амплитудным значениям силы с технологией тензометрического контроля. Максимальная вертикальная нагрузка на боковую раму в рессорном проеме составляет 480–530 кН. Технология контроля внедрена в девяти вагонных ремонтных депо ОАО «ВРК-1».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации представлены результаты разработки методики и технологии тензометрического и акустико-эмиссионного контроля, согласованное использование которых на различных этапах жизненного цикла продукции (при ремонте и в эксплуатации) позволяет повысить достоверность и надежность контроля ходовых частей вагонов.

Основные научные и практические результаты, полученные автором и представленные в диссертации, заключаются в следующем.

1. Разработаны методики и алгоритмы оценки информативности параметров сигналов акустической эмиссии в условиях значительного влияния многократных отражений в объекте контроля, определения координат источников акустической эмиссии и их доверительных границ с использованием модернизированного «двухинтервального» метода. Методика реализована в программном обеспечении системы СЦАД 16.03, СЦАД 16.10 и внедрена во ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина» (см. приложение А) при ресурсных и прочностных испытаниях и в вагонных ремонтных депо ОАО «ВРК-1» при акустико-эмиссионном контроле боковых рам грузовых вагонов.

2. Проведены экспериментальные исследования статистических закономерностей акустической эмиссии в процессе развития усталостных трещин, пластической деформации в материале ходовых частей вагонов и трения в местах сопряжения объекта контроля с нагружающим устройством. Разработаны критерии браковки на основе анализа параметров зависимости числа сигналов акустической эмиссии от испытательной силы. Способ, реализующий критерии браковки, защищен патентом и внедрен в вагонном ремонтном депо Инская – филиале ОАО «ВРК-1» для контроля боковых рам коробчатого сечения и осей колесных пар грузовых вагонов (см. приложение Б, Д).

3. Выполнены экспериментальные исследования и моделирование методом конечных элементов закономерностей деформирования рельсов под поездной нагрузкой. Разработана методика измерения вертикальной динамической силы, основанная на временной фильтрации симметричных деформаций шейки рельса и

позволяющая уменьшить влияние подрельсового основания на результаты измерения силы. Методика защищена патентом, реализована в программном обеспечении, зарегистрированном в Роспатенте и внедрена на Западно-Сибирской железной дороге в виде подсистемы «Комплекс-2» (ООО «Транстех», г. Новосибирск) для автоматизированного контроля динамических сил в системе «колесо – рельс» (см. приложение Г).

4. Исследованы методы калибровки тензометрической системы контроля колес в движении с использованием динамических и статических сил. Показано, что относительная разница коэффициентов преобразования статической силы и динамической, импульсной силы с характерной частотой до 1 кГц в симметричные деформации между шпалами не превышает 2 %, над шпалами – 5 %. Это позволило разработать методику калибровки тензометрической системы, основанную на поверочной схеме средств измерения силы.

5. Разработана математическая модель формирования сигналов симметричных деформаций при движении колес с дефектами поверхности катания на скоростях до 110 км/ч. На основе модели разработан комплекс временных и амплитудных параметров диагностических сигналов и установлена их связь с амплитудой динамической силы от колеса на рельс и протяженностью дефекта.

6. Выполнен контроль динамических сил в системе «колесо – рельс» в реальных условиях эксплуатации бесстыкового пути. Определены статистические распределения динамических сил от бездефектных колес и колес с дефектами поверхности катания. На основе параметров распределений установлены верхние значения испытательных сил при акустико-эмиссионном контроле боковых рам, осей колесных пар и колец подшипников грузовых вагонов. Определены максимально допустимые динамические силы в системе «колесо – рельс», согласованные с методикой акустико-эмиссионного контроля.

7. Разработаны методики акустико-эмиссионного контроля неподрессоренных частей грузовых вагонов, согласованные по динамическим нагрузкам с системой «колесо – рельс» с учетом влияния дефектов поверхности

катания. Методики внедрены в вагонных ремонтных депо ОАО «ВРК-1» (Приложение Б, В).

Разработанные методики и алгоритмы оценки устойчивости временных и амплитудных параметров сигналов и неопределенности координат источников акустической эмиссии достаточно универсальны и могут быть использованы при создании методик акустико-эмиссионного контроля различных объектов для повышения достоверности результатов контроля. Реализованный подход, основанный на комплексном использовании нескольких методов контроля на различных этапах жизненного цикла продукции, обеспечивает повышение надежности контроля и компенсирует ограничения применяемых методов. Предложенный подход может применяться для контроля и мониторинга ответственных конструкций, работающих в условиях циклических нагрузок, способствующих образованию и развитию усталостных дефектов, например грузоподъемных механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматическая диагностика колесных пар с помощью системы ARGUS // Железные дороги мира. – 2004. – № 5.
2. Акопян, А. Г. Методика анализа состояния пути по динамическим показателям взаимодействия «колесо-рельс» / А. Г. Акопян и др. // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 7. – С. 51–53.
3. Акустико-эмиссионная диагностика конструкций / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, В. В. Муравьев и др.; под ред. Л. Н. Степановой. – М. : Радио и связь, 2000. – 280 с.
4. Акустико-эмиссионный контроль авиационных конструкций / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов и др.; под ред. д-ров техн. наук Л. Н. Степановой, А. Н. Серьезнова. – М. : Машиностроение/Машиностроение – Полет, 2008. – 440 с.
5. Акустико-эмиссионный контроль боковой рамы тележки грузового вагона / С. А. Грассман, А. А. Большанов, Л. Н. Степанова и др. // Железнодорожный транспорт. – 2011. – № 12. – С. 45–55.
6. Акустико-эмиссионный контроль боковых рам коробчатого сечения / Л. Н. Степанова, С. А. Грассман, С. И. Кабанов, С. А. Бехер, А. Л. Бобров, А. А. Большанов // Дефектоскопия. – 2011. – № 3. – С. 10–16.
7. Акустико-эмиссионный контроль боковых рам тележек грузовых вагонов при деповском ремонте / В. Д. Верескун, Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. Л. Бобров, С. И. Кабанов, Е. Ю. Лебедев // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 1. – С. 67–71.
8. Акустико-эмиссионный контроль боковых рам тележки грузового вагона / В. Д. Верескун, Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. Л. Бобров // Фундаментальные исследования для долгосрочного развития железнодорожного транспорта : сборник трудов членов и научных партнеров Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». – М., 2013. – С. 78–84.
9. Акустико-эмиссионный контроль качества сварного шва в процессе

остывания / Л. Н. Степанова, Е. Ю. Лебедев, С. И. Кабанов, К. В. Канифадин, И. С. Рамазанов, С. А. Бехер // Контроль. Диагностика. – 2009. – № 3. – С. 61–67.

10. Акустико-эмиссионный контроль колесных пар грузовых вагонов / В. В. Ивлиев, Л. Н. Степанова, В. В. Муравьев и др. // Контроль. Диагностика. – 2007. – № 1. – С. 15–20.

11. Акустическая тензометрия и структуроскопия железнодорожных колес / В. В. Муравьев, О. В. Муравьева, В. А. Стрижак, Л. В. Волкова, Е. Н. Балобанов ; отв. ред. В. В. Муравьев. – Ижевск, 2014. – 180 с.

12. Анализ акустических и механических параметров трещин нормального разрыва и поперечного сдвига в конструкционном материале / В. В. Шип, Г. В. Муравин, И. С. Самойлова и др. // Дефектоскопия. – 1992. – № 11. – С. 13–24.

13. Андрейкив, А. Е. Метод акустической эмиссии в исследовании процессов разрушения / А. Е. Андрейкив, Н. В. Лысак. – Киев : Наукова думка, 1989. – 176 с.

14. Анисимов, В. К. О «мгновенном» определении двух координат источников сигналов акустической эмиссии / В. К. Анисимов // Дефектоскопия. – 1980. – № 8. – С. 66–69.

15. Анисимов, П. С. Испытания вагонов / П. С. Анисимов. – М. : Маршрут, 2004. – 196 с.

16. Баранов, В. М. Акустико-эмиссионные приборы ядерной энергетики / В. М. Баранов, К. М. Молодцов. – М. : Атомиздат, 1980. – 144 с.

17. Березин, А. В. Акустическая эмиссия и деструкция пластически деформированного металла / А. В. Березин, А. И. Козинкина, Л. М. Рыбакова // Дефектоскопия. – 2004. – № 3. – С. 9–14.

18. Бехер, С. А. Анализ результатов неразрушающего контроля при деповском ремонте деталей тележек грузовых вагонов / С. А. Бехер, А. Л. Бобров, А. А. Большанов // Вестник Российского государственного университета путей сообщения. – 2011. – № 2. – С. 20–26.

19. Бехер, С. А. Зависимость числа импульсов АЭ при механических

испытаниях колец подшипников буксового узла / С. А. Бехер, Е. С. Тенитилов // Дефектоскопия. – 2006. – № 8. – С. 54–62.

20. Бехер, С. А. Использование тензометрического метода для определения технического состояния ходовых частей вагона в движении / С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Вестник сибирского государственного университета путей сообщения. – 2007. – Вып. 17. – С. 143–148.

21. Бехер, С. А. Использование эффекта акустоупругости при исследовании механических напряжений в рельсах / С. А. Бехер, А. Н. Курбатов, Л. Н. Степанова // Вестник ростовского государственного университета путей сообщения – 2013. – № 2. – С. 104–111.

22. Бехер, С. А. Исследование распределения деформаций в рельсе под проходящим поездом для повышения достоверности выявления дефектов поверхности катания колес вагонов / С. А. Бехер, А. С. Кочетков, И. И. Козятник // Безопасность движения поездов: труды VI научно-практической конференции. – М., 2005. – Т. 2.

23. Бехер, С. А. Контроль воздействия подвижного состава на путь с использованием тензометрии / С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Контроль. Диагностика. Ресурс. Сб. науч. тр., посвященный 60-летию проф. А. Н. Смирнова / под общ. ред. В. Ю. Блюменштейна, А. А. Кречетова. – Кемерово, 2007. – С. 233–237.

24. Бехер, С. А. Контроль дефектов поверхности катания железнодорожных колес в движении по показателям динамики их взаимодействия с рельсами / С. А. Бехер // Тензометрия в транспортном машиностроении / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов и др. – Новосибирск : Наука, 2014. – Гл. 10. – С. 225–241.

25. Бехер, С. А. Методика калибровки диагностической системы силового контроля подвижного состава в движении / С. А. Бехер, А. О. Коломеец // Сборник трудов Российской школы-конференции «Информационные технологии неразрушающего контроля» с международным участием (27–30 октября 2015 г.). – Томск : ТПУ, 2015. – С. 107–111.

26. Бехер, С. А. Оценка чувствительности акустико-эмиссионного метода

обнаружения сквозных дефектов при пневматических испытаниях сосудов давления / С. А. Бехер, А. А. Цимбровский // *Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды : труды конференции с участием иностранных ученых «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды» (7–11 июля 2008 г.)*. – Новосибирск, 2009. – Т. 2. *Машиноведение*. – С. 253–259.

27. Бехер, С. А. Параметры диагностических сигналов при контроле колес вагонов с дефектами поверхности катания / С. А. Бехер, А. О. Коломеец // *Сборник «Политранспортные системы». Материалы VIII Международной научно-технической конференции в рамках года науки Россия – ЕС*. – Новосибирск, 2015. – С. 622–628.

28. Бехер, С. А. Повышение достоверности контроля колес грузовых вагонов в движении с использованием цифровых методов обработки информации / С. А. Бехер, А. О. Коломеец // *Дефектоскопия*. – 2015. – № 3. – С. 61–68.

29. Бехер, С. А. Поточные характеристики акустической эмиссии при испытаниях образцов из материала боковых рам грузовых вагонов / С. А. Бехер // *Политранспортные системы: тезисы VIII Международной научно-технической конференции в рамках года науки Россия – ЕС «Научные проблемы реализации транспортных проектов в Сибири и на Дальнем Востоке»*. – Новосибирск, 2014. – С. 265–267.

30. Бехер, С. А. Разработка методики браковки дефектов поверхности катания колесных пар в движении / С. А. Бехер, Л. Н. Степанова, А. С. Кочетков // *Контроль. Диагностика*. – 2011. – № 7. – С. 24–29.

31. Бобров, А. Л. О возможности повышения надежности акустико-эмиссионного контроля литых деталей с литейными дефектами / А. Л. Бобров, С. А. Бехер // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. – 2012. – № 3. – С. 25–29.

32. Бобров, А. Л. Проблемы реформирования системы неразрушающего контроля и технической диагностики деталей и узлов подвижного состава /

А. Л. Бобров, С. А. Бехер // Политранспортные системы : материалы VI Всероссийской научно-технической конференции (Новосибирск, 21–23 апр. 2009 г.) : в 2 ч. – Новосибирск, 2009. – Ч. 1. – С. 99–102.

33. Болотин, Ю. И. Акустическая локация хрупких микроразрушений / Ю. И. Болотин, Ю. Б. Дробот. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2003. – 154 с.

34. Бондарович, Л. А. Тензорезисторный метод в испытаниях инженерных конструкций / Л. А. Бондарович, А. Н. Шувалов, Л. Х. Сафина // Промышленное и гражданское строительство. – 2008. – № 6. – С. 60–61.

35. Бояркин, Е. В. Анализ разрушения цельнокатанных колес в процессе эксплуатации / Е. В. Бояркин // Вестник сибирского государственного университета путей сообщения – 2007. – Вып. 17. – С. 110–119.

36. Буденков, Г. А. Излучение волн акустической эмиссии при развитии расслоения в толстолистовом прокате / Г. А. Буденков, О. В. Недзвецкая, А. Ю. Котоломов // Дефектоскопия. – 1999. – № 1. – С. 65–70.

37. Буденков, Г. А. К исследованию акустических полей волн Рэлея, излучаемых растущими трещинами / Г. А. Буденков, О. В. Недзвецкая, А. Ю. Котоломов // Дефектоскопия. – 1998. – № 5. – С. 64–75.

38. Буйло, С. И. Диагностика предразрушающего состояния по амплитудным и временным инвариантам потока актов акустической эмиссии / С. И. Буйло // Дефектоскопия. – № 8. – 2004. – С. 79–83.

39. Буйло, С. И. Диагностика стадий деформации и разрушения по интегральным параметрам потока актов акустической эмиссии / С. И. Буйло // Дефектоскопия. – № 8. – 2004. – С. 66–78.

40. Буйло, С. И. Диагностика стадий разрушения материалов по восстановленным параметрам потока актов акустической эмиссии / С. И. Буйло // Контроль. Диагностика. – 2000. – № 10. – С. 10–15.

41. Буйло, С. И. Использование инвариантных соотношений параметров потока сигналов акустической эмиссии для диагностики предразрушающего состояния твердых тел. / С. И. Буйло // Дефектоскопия. – 2002. – № 2. – С. 48–53.

42. Буйло, С. И. Метод идентификации стадий деформации и разрушения по положению особых точек восстановленного потока актов АЭ / С. И. Буйло // Дефектоскопия. – 2008. – № 8. – С. 3–14.

43. Буйло, С. И. Связь параметров акустической эмиссии растущей трещины с коэффициентом интенсивности напряжений и типом напряженного состояния / С. И. Буйло // Дефектоскопия. – 2006. – № 3. – С. 44–48.

44. Буйло, С. И. Физико-механические и статистические аспекты акустико-эмиссионной диагностики предразрушенного состояния : дис. докт. физ.-мат. наук : 01.04.17, 01.02.04 / Буйло Сергей Иванович. – Ростов-на-Дону, 2009. – 279 с.

45. Буряк, С. Ю. Диагностирование состояния поверхности катания колеса подвижного состава железных дорог / С. Ю. Буряк // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2013. – Вып. 1. – № 43. – С. 22–29.

46. Быков, С. П. О достоверности акустико-эмиссионного контроля / С. П. Быков, Б. Ф. Юрайдо, В. И. Иванов // Контроль. Диагностика. – № 12. – 2013. – С. 53–60.

47. Быстродействующая диагностическая акустико-эмиссионная система / А. Н. Серьезнов, В. В. Муравьев, Л. Н. Степанова и др. // Дефектоскопия. – 1998. – № 8. – С. 9–14.

48. Быстродействующая микропроцессорная тензометрическая система для динамических испытаний конструкций / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, Е. Ю. Лебедев и др. // Контроль. Диагностика. – 2006. – № 7. – С. 6–14.

49. Вагоны: конструкция, теория и расчет : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Л. А. Шадур и др. ; ред. Л. А. Шадур. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1980. – 439 с.

50. Васылев, В. Н. Методика экспериментальных исследований работы многогранных гнутых стоек (МГС) в опорной зоне опор воздушных линий (ВЛ) электропередачи / В. Н. Васылев, И. М. Гаранжа // Металлические конструкции. – 2010. – Т. 16. – № 1. – С. 51–60.

51. Венедиктов, А. З. Напольные детекторы неисправностей подвижного состава / А. З. Венедиктов // Железные дороги мира. – 2000. – № 7. – С. 25–29.
52. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган ; под ред. М. Ф. Вериго. – М. : Транспорт, 1986. – 559 с.
53. Власов, К. В. Акустико-эмиссионная диагностика мостовых конструкций / К. В. Власов, С. А. Бехер // Акустико-эмиссионный контроль железнодорожных конструкций / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, В. В. Ивлиев, С. И. Кабанов, С. А. Бехер и др. – Новосибирск: Наука, 2011. – Гл. 6. – С. 151–187.
54. Власов, К. В. Контроль продольных несущих балок мостовых конструкций акустико-эмиссионным методом / К. В. Власов, С. А. Бехер, А. Б. Алексеев // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2007. – № 3. – С. 95–102.
55. Власов, К. В. Погрешности координат источников акустической эмиссии при контроле крупногабаритных машиностроительных конструкций / К. В. Власов, С. А. Бехер, А. Б. Алексеев // Известия ТулГУ. Сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование. – 2006. – Вып. 7. – С. 264–269.
56. Власов, К. В. Погрешность локализации источников акустической эмиссии при контроле крупногабаритных конструкций / К. В. Власов, С. А. Бехер // Вестник СГУПС. – 2007. – Вып. 17. – С. 120–127.
57. Власьевский, С. В. Автоматизированный комплекс для оценки веса и динамического воздействия подвижного состава на верхнее строение пути / С. В. Власьевский, А. А. Панченко // Железнодорожный транспорт. – 2007. – № 11. – С. 42–45.
58. Возбуждение волн Рэлея источником типа гармонической сосредоточенной силы, действующей под поверхностью упругого полупространства / Г. А. Буденков, М. С. Бойко, Т. А. Гунтина, И. А. Усов // Дефектоскопия. – 1981. – № 12. – С. 37–42.
59. Гарипов, Д. С. Динамика вагонного колеса, имеющего ползун / Д. С. Гарипов, Л. В. Кудюров // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 3 (23). – С. 64–70.

60. Герасимов, Ю. М. НК и безопасность перевозочного процесса на железных дорогах России / Ю. М. Герасимов // В мире неразрушающего контроля. – 1999. – № 5. – С. 14–16.

61. ГОСТ 10791–2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. – Введ. 2012–01–01. – М. : Стандартиформ, 2011. – 28 с.

62. ГОСТ 18572–2014. Подшипники качения. Подшипники буксовые роликовые цилиндрические железнодорожного подвижного состава. Технические условия. – Введ. 2015–07–01. – М. : Стандартиформ, 2015. – 26 с.

63. ГОСТ 20415–82. Контроль неразрушающий. Методы акустические. Общие положения. – Введ. 1983–06–30. – М. : Стандартиформ, 2010. – 3 с.

64. ГОСТ 23207–78. Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения. – Введ. 1979–01–01. – М. : Издательство стандартов, 1981. – 48 с.

65. ГОСТ 23829–85. Контроль неразрушающий. Акустический. Термины и определения. – Введ. 1987–01–01. – М. : Издательство стандартов, 1986. – 16 с.

66. ГОСТ 25.502–79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. – Введ. 1981–01–01. – М. : Издательство стандартов, 1985. – 50 с.

67. ГОСТ 31334–2007. Оси для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия. – Введ. 2008–07–01. – М. : Стандартиформ, 2008. – 24 с.

68. ГОСТ 32400–2013. Рама боковая и балка надрессорная литые тележек железнодорожных грузовых вагонов. Технические условия. – Введ. 2014–07–01. – М. : Стандартиформ, 2014. – 50 с.

69. ГОСТ 32699–2014. Рама боковая и балка надрессорная литые трехэлементных двухосных тележек грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм. Методы неразрушающего контроля. – Введ. 2015–06–01. – М. : Стандартиформ, 2015. – 6 с.

70. ГОСТ 4728–2010. Заготовки осевые для железнодорожного

подвижного состава. Технические условия – Введ. 2011–08–31. – М. : Стандартиформ, 2011. – 8 с.

71. ГОСТ 4835–2013. Колесные пары железнодорожных вагонов. Технические условия. – Введ. 2014–07–01. – М. : Стандартиформ, 2014. – 32 с.

72. ГОСТ Р 51685–2013. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия. – Введ. 2014–07–01. – М. : Стандартиформ, 2014. – 118 с.

73. ГОСТ Р 52727–2007. Техническая диагностика. Акустико-эмиссионная диагностика. Общие требования. – Введ. 2007–10–01. – М. : Стандартиформ, 2007. – 12 с.

74. ГОСТ Р 54500.1–2011. Неопределенность измерения. Часть 1. Введение в руководства по неопределенности измерения. – Введ. 2012–10–01. – М. : Стандартиформ, 2012. – 18 с.

75. ГОСТ Р 54795–2011. Контроль неразрушающий. Квалификация и сертификация персонала. Основные требования. – Введ. 2013–01–01. – М. : Стандартиформ, 2014. – 24 с.

76. ГОСТ Р 55045–2012. Техническая диагностика. Акустико-эмиссионная диагностика. Термины, определения и обозначения. – Введ. 2014–01–01. – М. : Стандартиформ, 2013. – 12 с.

77. ГОСТ Р 55050–2012. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний (с Изменением № 1) . – Введ. 2013–07–01. – М. : Стандартиформ, 2013. – 16 с.

78. ГОСТ Р 55611–2013. Контроль неразрушающий вихретоковый. Термины и определения. – Введ. 2015–01–01. – М. : Стандартиформ, 2014. – 12 с.

79. ГОСТ Р 56542–2015. Контроль неразрушающий. Классификация видов и методов. – Введ. 2015–09–01. – М. : Стандартиформ, 2015. – 23 с.

80. ГОСТ Р ИСО 12716–2009. Контроль неразрушающий. Акустическая эмиссия. Словарь. – Введ. 2011–01–01. – М. : Стандартиформ, 2011. – 12 с.

81. ГОСТ Р ИСО 15549–2009. Контроль неразрушающий. Контроль вихретоковый. Основные положения. – Введ. 2011–01–01. – М. : Стандартиформ, 2011. – 8 с.

82. ГОСТ Р ИСО 9934-1-2011. Контроль неразрушающий. Магнитопорошковый метод. Часть 1. Основные требования. – Введ. 2013-01-01. – М. : Стандартиформ, 2013. – 16 с.

83. ГОСТ Р ИСО 9934-2-2011. Контроль неразрушающий. Магнитопорошковый метод. Часть 2. Метод детектирования. – Введ. 2013-01-01. – М. : Стандартиформ, 2013. – 16 с.

84. Грешников, В. А. Акустическая эмиссия. Применение для испытания материалов и изделий. / В. А. Грешников, Ю. Б. Дробот. – М. : Издательство стандартов, 1976. – 272 с.

85. Гусев, А. Г. Акустическая эмиссия при деформировании монокристаллов тугоплавких материалов / А. Г. Гусев. – М. : Наука, 1982. – 108 с.

86. Дайчик, М. Л. Методы и средства натурной тензометрии : справочник / М. Л. Дайчик, Н. И. Пригоровский, Г. Х. Хуршудов. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.

87. Двухинтервальный метод определения времени прихода сигналов акустической эмиссии / К. Л. Комаров, В. В. Муравьев, С. А. Бехер и др. // Диагностика объектов транспорта методом акустической эмиссии / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, В. В. Муравьев и др. ; под ред. Л. Н. Степановой, В. В. Муравьева. – М. : Машиностроение/Машиностроение – Полет, 2004. – С. 81–93.

88. Дементьев, А. Д. Расчет коэффициентов интенсивности напряжений в вершине сквозной трещины по данным тензометрии / А. Д. Дементьев // Ученые записки ЦАГИ. – 1987. – Т. XVIII. – № 5. – С. 83–87.

89. Денисов, Е. В. Исследование вибрационного метода с использованием специализированного стенда / Е. В. Денисов // Современное промышленное и гражданское строительство. – 2011. – Т. 7. – № 2. – С. 65–74.

90. Долгих, К. О. Экспериментальное исследование вибронгруженности кузова полувагона / К. О. Долгих, В. Ф. Лапшин // Вестник транспорта Поволжья. – 2012. – № 2 (32). – С. 44–50.

91. Дробот, Ю. Б. Исследование связи акустической эмиссии с

образованием полос скольжения при пластическом деформировании аустенитной стали / Ю. Б. Дробот, В. В. Корчевский // Дефектоскопия. – 1980. – № 5. – С. 27–29.

92. Зависимость локальных деформаций и полей внутренних напряжений от способа сварки конструкционной стали ВстЗсп. 1. Влияние способа сварки на механические характеристики и параметры акустической эмиссии стали ВстЗсп / А. Н. Смирнов, В. И. Данилов, Е. А. Ожиганов, В. В. Горбатенко, В. В. Муравьев // Дефектоскопия. – 2015. – № 11. – С. 59–67.

93. Захаров, С. М. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов : труды / под ред. С. М. Захарова. – М. : Интекст, 2004. – 160 с.

94. Иванов, В. И. Акустическая эмиссия / В. И. Иванов // Неразрушающий контроль. Россия. 1900–2000 гг. : справ. / В. В. Клюев, Ф. Р. Соснин, С. В. Румянцев и др. ; под ред. В. В. Клюева. – М. : Машиностроение, 2001. – С. 184–192.

95. Иванов, В. И. О критериях оценки степени опасности дефекта по параметрам АЭ / В. И. Иванов, С. П. Быков, А. Н. Рябов // Дефектоскопия. – 1985. – № 2. – С. 62–68.

96. Иванов, В. И. Численное моделирование прохождения импульсных сигналов через акустические преобразователи / В. И. Иванов, В. А. Миргазов // Дефектоскопия. – 1990. – № 5. – С. 15–22.

97. Измерительная система Quo Vadis // Железные дороги мира. – 2005. – № 11. – С. 64–68.

98. Измерительный преобразователь быстродействующей тензометрической системы / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, Е. Ю. Лебедев и др. // Датчики и системы. 2007. – № 5. – С. 29–32.

99. Исаков, А. Л. О системе диагностики поверхностей катания колесных пар с использованием спектральных образов / А. Л. Исаков, Ю. Л. Ковалев // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. – 2007. – Вып. 17. – С. 245–250.

100. Использование метода акустической эмиссии для неразрушающего

контроля объектов железнодорожного транспорта // В. В. Муравьев, К. Л. Комаров, А. Л. Бобров и др. // Диагностика объектов транспорта методом акустической эмиссии / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, В. В. Муравьев и др.; под ред. Л. Н. Степановой, В. В. Муравьева. – М. : Машиностроение/Машиностроение – Полет, 2004. – С. 307–358.

101. Использование тензометрии для контроля колес грузового вагона в движении / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков, И. И. Снежков // Контроль. Диагностика. – 2008. – № 8. – С. 19–23.

102. Исследование наплавленных поверхностей литых деталей тележек грузовых вагонов с использованием метода акустической эмиссии / В. В. Муравьев, Е. В. Бояркин, А. Л. Бобров и др. // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2008. – № 3. – С. 42–47.

103. Исследование образцов из материала боковых рам коробчатого сечения методом акустической эмиссии / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, Е. В. Бояркин и др. // Дефектоскопия. – 2013. – № 4. – С. 40–51.

104. Исследование процесса роста усталостных трещин в металлических образцах с использованием метода акустической эмиссии и тензометрии / В. В. Муравьев, Л. Н. Степанова, В. Н. Чаплыгин и др. // Дефектоскопия. – 2002. – № 11. – С. 81–90.

105. Исследование характеристик проволочных и полупроводниковых тензодатчиков, используемых для измерения ударных процессов / Л. Н. Степанова, Е. Ю. Лебедев, С. И. Кабанов и др. // Датчики и системы. – 2013. – № 1 (164). – С. 28–33.

106. Коган, А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. – М. : Транспорт, 1997. – 326 с.

107. Коган, А. Я. Колебания пути при высоких скоростях движения экипажей и ударном взаимодействии колеса и рельса / А. Я. Коган, Д. А. Никитин, И. В. Полещук. – М. : Трансинфо, 2011. – 168 с.

108. Козырев, А. И. Расчет напряженно-деформированного состояния

колеса и рельса в зоне контакта / А. И. Козырев, А. Алижан // Железнодорожный транспорт – 2009. – № 12. – С. 41–43.

109. Коллакот, Р. А. Диагностика повреждений / Р. А. Коллакот ; пер. с англ. П. Г. Бабаевского, С. Г. Кулика ; ред. пер. П. Г. Бабаевский. – М. : Мир, 1989. – 516 с.

110. Коломеец, А. О. Методика обработки первичных сигналов с тензодатчиков при контроле колес грузовых вагонов в движении / А. О. Коломеец, С. А. Бехер // 120 лет железнодорожному образованию в Сибири : Сборник статей Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / отв. ред. Ж. М. Мороз. – Красноярск : Касс, 2014. – С. 137–141.

111. Коломеец, А. О. Разработка комплекса информативных параметров тензометрических сигналов при контроле колес вагонов в движении / А. О. Коломеец, Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Планово-предупредительный вид ремонта тягового подвижного состава с учетом его технического состояния : коллективная монография по материалам международной научно-практической конференции, посвященной 25-летию образования ОАО «НИИТКД» «Эксплуатационная надежность подвижного состава» ; под общ. ред. А. Н. Головаша. – Омск, 2013. – С. 215–221.

112. Костоглотов, А. И. Акустико-эмиссионный метод моделирования процессов разрушения материалов / А. И. Костоглотов, А. В. Попов // Дефектоскопия. – 2002. – № 10. – С. 3–6.

113. Кочетков, А. С. Диагностика технического состояния поверхности катания колесных пар грузовых вагонов в движении / А. С. Кочетков, С. А. Бехер, Л. Н. Степанова // Акустико-эмиссионный контроль железнодорожных конструкций / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, В. В. Ивлиев, С. И. Кабанов, С. А. Бехер и др. – Новосибирск : Наука, 2011. – Гл. 8 – С. 231–265.

114. Кудрявцев, Н. Н. Влияние неровностей поверхности катания колес на работу ходовых частей пассажирских вагонов : сборник научных трудов / Н. Н. Кудрявцев ; под ред. Н. Н. Кудрявцева. – М. : Транспорт, 1981. – 131 с. –

(Труды ВНИИЖТ ; вып. 610).

115. Кудрявцев, Н. Н. Динамические нагрузки ходовых частей вагонов / Н. Н. Кудрявцев ; под ред. Н. Н. Кудрявцева. – М. : Транспорт, 1977. – 143 с. – (Труды ВНИИЖТ ; вып. 572).

116. Кудрявцев, Н. Н. Исследование неровностей колес пассажирских вагонов / Н. Н. Кудрявцев, В. Н. Кривошеев, О. А. Данченко // Труды ВНИИЖТ. – Вып. 590. – М. : Транспорт, 1979. – 84 с.

117. Кудюров, Л. В. Математическая модель развития плоского дефекта на поверхности катания колеса с учетом упругости подвески и вертикальной неровности пути. / Л. В. Кудюров, Д. С. Гарипов // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Физ.–мат. науки. – 2010. – № 1 (20). – С. 178–187.

118. Кудюров, Л. В. Оценка достоверности результатов исследования динамики колеса, имеющего ползун / Л. В. Кудюров, Д. С. Гарипов // Вестник транспорта Поволжья. – 2011. – № 2. – С. 4–8.

119. Куранов, В. Н. Особенности амплитудного распределения акустической эмиссии при зарождении и распространении усталостных трещин / В. Н. Куранов, В. И. Иванов, А. И. Рябов // Дефектоскопия. – 1982. – № 5. – С. 36–39.

120. Ландау, Л. Д. Теоретическая физика : в 10 т. Т. 7. Теория упругости / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – М. : Наука, 1987. – 248 с.

121. Локализация сигналов акустической эмиссии в металлических конструкциях / А. Н. Серьезнов, В. В. Муравьев, Л. Н. Степанова и др. // Дефектоскопия. – 1997. – № 10. – С. 79–84.

122. Лукин, В. В. Вагоны: общий курс : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / В. В. Лукин, П. С. Анисимов, Ю. П. Федосеев. – М. : Маршрут, 2004. – 423 с.

123. Лысенко, С. А. Тензометрический контроль состояния конструкций / С. А. Лысенко, Я. Д. Черненко, Г. Д. Петров // В мире неразрушающего контроля. – 2001. – № 4 (14). – С. 21–23.

124. Лысюк, В. С. Причины и механизмы схода колеса с рельса. Проблема

износа колес и рельсов / В. С. Лысюк. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 2002. – 215 с.

125. Маслов, Б. Я. Прибор Амур-6 для обнаружения дефектов с указанием их местоположения / Б. Я. Маслов, О. И. Холькин, Г. А. Калинов. – Дефектоскопия. – 1979. – № 12. – С. 5–9.

126. Махутов, Н. А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность / Н. А. Махутов. – М. : Машиностроение, 1981. – 272 с.

127. Мерсон, Д. Л. Физическая природа акустической эмиссии при деформационных процессах в металлах и сплавах : автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук : 01.04.07 / Дмитрий Львович Мерсон. – Барнаул. – 2001. – 39 с.

128. Методика акустико-эмиссионного контроля колесных пар грузового вагона / Л. Н. Степанова, В. В. Ивлиев, Е. Ю. Лебедев, С. И. Кабанов, В. А. Беспалов, В. П. Тырин, С. А. Бехер, Е. В. Бояркин // Дефектоскопия. – 2007. – № 4. – С. 67–75.

129. МИ 198-79. Акустическая эмиссия. Термины и определения : утв 18.04.1979. – М. : Издательство стандартов, 1980.

130. МИ 2083-90. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей. – Введ. 1992–01–01. – М. : Стандартиформ, 1991. – 20 с.

131. Микропроцессорная малогабаритная тензометрическая система / Л. Н. Степанова, Е. Ю. Лебедев, С. И. Кабанов и др. // Контроль. Диагностика. – 2002. – № 8. – С. 41–44.

132. Микропроцессорная многоканальная тензометрическая система для прочностных испытаний конструкций / Л. Н. Степанова, Е. Ю. Лебедев, С. И. Кабанов и др. // Дефектоскопия. – 2001. – № 4. – С. 82–89.

133. Микропроцессорная многомодульная тензометрическая система / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, В. Л. Кожемякин и др. // Дефектоскопия. – 2004. – № 1. – С. 82–87.

134. Микропроцессорные многоканальные тензометрические системы для

динамических испытаний конструкций / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, С. А. Бехер и др. // Датчики и системы. – 2011. – № 8. – С. 29–34.

135. Модельные исследования и натурная тензометрия энергетических реакторов / Н. А. Махутов, К. В. Фролов, Ю. Г. Драгунов и др. ; под ред. Н. А. Махутова. – М. : Наука, 2001. – 293 с.

136. Мультиплицированная многоканальная акустико-эмиссионная система / А. Н. Серьезнов, В. В. Муравьев, Л. Н. Степанова и др. // Дефектоскопия. – 1996. – № 8. – С.9–14.

137. Муравин, Г. Б. Акустическая эмиссия и критерий разрушения (Обзор) / Г. Б. Муравин, В. В. Лезвинская, В. В. Шип // Дефектоскопия. – 1993. – № 8. – С. 5–16.

138. Муравьев, В. В. Автоматизированные диагностические стенды для продления срока службы литых деталей вагонов / В. В. Муравьев // Вестник ИжГТУ им. М. Т. Калашникова. – 2013. – № 4 (60). – С. 98–102.

139. Муравьев, В. В. Анализ погрешностей определения координат источников акустической эмиссии в конструкциях из листовой стали / В. В. Муравьев, С. А. Бехер, К. В. Власов // Дефектоскопия. – 2008. – № 7. – С. 53–59.

140. Муравьев, В. В. Анализ результатов работы по продлению срока службы литых деталей тележек с использованием метода акустической эмиссии / В. В. Муравьев // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2014. – № 4 (40). – С. 32–35.

141. Муравьев, В. В. Анализ результатов эксплуатации акустико-эмиссионных стендов для контроля литых деталей тележек железнодорожных грузовых вагонов / В. В. Муравьев // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 1 (21). – С. 136–143.

142. Муравьев, В. В. Влияние условий нагружения на информативные параметры и спектр сигналов акустической эмиссии в образцах из углеродистых сталей / В. В. Муравьев, М. В. Муравьев, С. А. Бехер // Дефектоскопия. – 2002. – № 7. – С. 10–20.

143. Муравьев, В. В. Закономерности потоковых характеристик

акустической эмиссии при испытаниях колец подшипников / В. В. Муравьев, С. А. Бехер, Е. С. Тенитилов // Безопасность движения поездов : труды VI научно-практической конференции : в 2 т. – М., 2005. – Т. 2. – С. 10–22.

144. Муравьев, В. В. К возможности диагностирования рельсов в эксплуатации акустико-эмиссионным методом / В. В. Муравьев, М. В. Муравьев, Т. В. Муравьев // Дефектоскопия. – 2008. – № 1. – С. 42–50.

145. Муравьев, В. В. Оценка величины натяга бандажей локомотивных колес методом акустоупругости / В. В. Муравьев, Л. В. Волкова // Дефектоскопия. – 2013. – № 9. – С. 40–46.

146. Муравьев, В. В. Оценка качества наплавленных опорных поверхностей боковых рам тележек грузовых вагонов акустико-эмиссионным методом / В. В. Муравьев, Е. В. Бояркин, С. А. Бехер // Вузы Сибири и Дальнего Востока – Транссибу : тезисы докладов региональной научно-практической конференции (Новосибирск, 27–29 нояб. 2002 г.). – Новосибирск, 2002. – С. 232–233.

147. Муравьев, В. В. Оценка накопленной повреждаемости металлических конструкций акустическими методами для определения остаточного ресурса / В. В. Муравьев, М. В. Муравьев, С. А. Бехер // Ультразвуковая дефектоскопия металлоконструкций : сборник докладов XVII Петербургской конференции (Санкт-Петербург – Репино, 6–8 июня 2001 г.). – СПб., 2001.

148. Муравьев, В. В. Оценка остаточных напряжений в бандажах локомотивных колес методом акустоупругости / В. В. Муравьев, Л. В. Волкова, Е. Н. Балобанов // Дефектоскопия. – 2013. – № 7. – С. 22–28.

149. Муравьев, В. В. Оценка степени опасности усталостных трещин при акустико-эмиссионном контроле литых деталей тележки грузового вагона / В. В. Муравьев, Л. Н. Степанова, А. Е. Кареев // Дефектоскопия. – 2003. – № 1. – С. 63–68. – ISSN 01303082.

150. Муравьев, В. В. Повышение достоверности неразрушающего контроля методом акустической эмиссии посредством увеличения точности локализации источников сигнала / В. В. Муравьев, С. А. Бехер // Актуальные

проблемы Транссиба на современном этапе : тезисы научно-практической конференции (Новосибирск, 25 окт. 2001 г.). – Новосибирск, 2001. – С. 404–405.

151. Муравьев, В. В. Применение новой методики обработки сигналов для повышения точности локализации дефектов / В. В. Муравьев, М. В. Муравьев, С. А. Бехер // Дефектоскопия. – 2002. – № 8. – С. 53–65.

152. Муравьев, В. В. Связь накопленной поврежденности в конструкционных сталях с акустическими параметрами сигналов / В. В. Муравьев, М. В. Муравьев, С. А. Бехер // Разрушение и мониторинг свойств металлов : тезисы докладов международной конференции (Екатеринбург, 16–19 мая 2001 г.) / под ред. С. В. Смирнова. – Екатеринбург: Изд-во УрО РАН, 2001. – С. 118–119.

153. Муравьев, В. В. Сравнительная достоверность акустико-эмиссионного контроля боковых рам и надрессорных балок тележек грузовых вагонов / В. В. Муравьев // В мире неразрушающего контроля. – 2014. – № 3 (65). – С. 30–33.

154. Муравьев, В. В. Чувствительность метода акустической эмиссии к развивающимся трещинам в боковых рамах тележек грузовых вагонов / В. В. Муравьев, О. В. Муравьева // В мире неразрушающего контроля. – 2011 – № 2 (52). – С. 27–31.

155. Нагрузка текучести и циклическая трещиностойкость колес / Л. М. Школьник, М. И. Старосельский, А. С. Сунгуров и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 1985. – № 4. – С. 25–28.

156. Недзвецкая, О. В. Физико-математические модели и информационно-измерительные средства для акустической диагностики и прогнозирования прочности технических объектов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.11.16, 01.02.06 / Ольга Владимировна Недзвецкая. – Ижевск, 2002. – 46 с.

157. Неразрушающий контроль : справочник : в 8 т. / под общ. ред. В. В. Клюева. – 2-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 5. – 679 с.

158. Неразрушающий контроль : справочник : в 8 т. / под общ. ред. В. В. Клюева. – 2-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 7. – 829 с.

159. Несмашный, Е. В. Оптимизация экспериментальных процедур калибровки объектов контроля и алгоритмов расчета при локации АЭ-источников линейной антенной / Е. В. Несмашный, С. А. Карпов // Контроль. Диагностика. – № 5. – 2012. – С. 61–70.

160. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизированных вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М. : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 317 с.

161. Носов, В. В. Автоматизированная оценка ресурса образцов конструкционных материалов на основе микромеханической модели временных зависимостей параметров акустической эмиссии / В. В. Носов // Дефектоскопия. – 2014. – № 12. – С. 24–35.

162. Носов, В. В. Акустико-эмиссионный контроль прочности сложнонагруженных металлоконструкций / В. В. Носов, А. И. Потапов // Дефектоскопия. – 2015. – № 1. – С. 61–72.

163. Носов, В. В. Влияние неоднородности прочностного состояния на акустическую эмиссию конструкционных материалов / В. В. Носов, Г. С. Ельчанинов // Дефектоскопия. – 2011. – № 12. – С. 55–66.

164. Носов, В. В. Методика определения информативных параметров акустической эмиссии / В. В. Носов // Дефектоскопия. – 1998. – № 5. – С. 92–98.

165. Носов, В. В. Оценка прочности и ресурса технических объектов с помощью метода акустической эмиссии / В. В. Носов, А. И. Потапов, И. Н. Бураков // Дефектоскопия. – 2009. – № 2. – С. 58–66.

166. Носов, В. В. Оценка ресурса технических объектов на основе моделирования временной зависимости параметров акустической эмиссии / В. В. Носов // Вестник белорусско-российского университета. – 2013. – № 2. – С. 145–155.

167. Нотт, Дж. Основы механики разрушения : пер. с англ. / Дж. Нотт ; ред. В. Г. Кудряшов. – М. : [б. и.], 1978. – 256 с.

168. Обнаружение некруглости колес // Железные дороги мира. – 2003. – № 8. – С. 64–68.

169. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис и др. – М. : Интекст, 2002. – 408 с.

170. Оглезнева, Л. А. Сравнительные характеристики акустико-эмиссионных систем / Л. А. Оглезнева // Вестник науки Сибири. – 2011. – № 1. – С. 211–219.

171. Одесский, П. Д. Предотвращение хрупких разрушений металлических строительных конструкций / П. Д. Одесский, И. И. Ведяков, В. М. Горпиченко. – М. : СП Интермет Инжиниринг, 1998. – 219 с.

172. Оценка возможности метода акустической эмиссии при контроле магистральных трубопроводов / Г. А. Буденков, О. В. Недзвецкая, В. Н. Сергеев, Д. В. Злобин // Дефектоскопия. – 2000. – № 2. – С. 29–35.

173. Оценка достоверности обнаружения дефектов колесных пар железнодорожных транспортных средств в движении тензометрическим методом / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. О. Коломеец, А. С. Кочетков // Инновационные факторы развития Транссиба на современном этапе : материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 80-летию Сибирского государственного университета путей сообщения (Новосибирск, 28–29 нояб. 2012 г.) / Сиб. гос. ун-т путей сообщ. – Новосибирск, 2013. – Ч.2. – С. 129–135.

174. Оценка надежности акустико-эмиссионного контроля с учетом физико-механических особенностей развития трещин / А. М. Ширяев, А. В. Камышев, А. А. Миронов, А. Н. Гречухин // Дефектоскопия. – 2002. – № 7. – С. 3–9.

175. Оценка остаточных напряжений в ободьях вагонных колес электромагнитно-акустическим методом / В. В. Муравьев, О. В. Муравьева, В. А. Стрижак, А. В. Пряхин, Е. Н. Балобанов, Л. В. Волкова // Дефектоскопия. – 2011. – № 8. – С. 16–28.

176. Оценка систем измерения колес // Железные дороги мира. – 2003. – № 11. – С. 41–44.

177. Панин, В. Е. Физическая мезомеханика – новая парадигма на стыке физики и механики деформируемого твердого тела / В. Е. Панин, Ю. В. Гриняев // Физическая мезомеханика – 2003. – № 6 (4). – С. 9–39.

178. Пат. 2379677 С1 Российская Федерация, МПК⁷ G01 N29/14. Способ акустико-эмиссионного контроля качества сварного шва в процессе сварки и устройство для его осуществления / Степанова Л. Н., Серьезнов А. Н., Кабанов С. И., Лебедев Е. Ю., Бехер С. А., Рамазанов И. С., Канифадин К. В. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-исследовательский институт авиации им. С. А. Чаплыгина». – № 2008129607/28 ; заявл. 17.07.2008 ; опубл. 20.01.2010, Бюл. № 2. – 15 с. : ил.

179. Пат. 2391655 С2 Российская Федерация, МПК⁷ G01 N29/14. Способ диагностирования металлических мостовых конструкций и устройство для его осуществления / Степанова Л. Н., Бехер С. А., Власов К. В., Кабанов С. И. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (СГУПС). – № 2008107657/28 ; заявл. 27.02.2008 ; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 16. – 16 с. : ил.

180. Пат. 2391656 С2 Российская Федерация, МПК⁷ G01 N29/14. Акустико-эмиссионный способ диагностирования колец подшипников буксового узла железнодорожного транспортного средства и устройство для его осуществления / Степанова Л. Н., Бехер С. А., Кабанов С. И., Тенитилов Е. С. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (СГУПС). – № 2008126353/28 ; заявл. 27.06.2008 ; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 16. – 16 с. : ил.

181. Пат. 2424533 С2 Российская Федерация, МПК⁷ G01 R27/02. Измерительный преобразователь быстродействующей тензометрической системы / Степанова Л. Н., Бехер С. А., Кабанов С. И., Кочетков А. С., Лебедев Е. Ю. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное

бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (СГУПС). – № 2009118904/28 ; заявл. 19.05.2009 ; опубл. 20.07.2011, Бюл. № 20. – 14 с. : ил.

182. Пат. 2431139 С1 Российская Федерация, МПК⁷ G01 N29/14. Способ акустико-эмиссионного контроля сосудов, работающих под давлением, и устройство для его осуществления / Бехер С. А., Бобров А. Л. ; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Российские железные дороги». – № 2010116971/28 ; заявл. 29.04.2010 ; опубл. 10.10.2011, Бюл. № 28. – 10 с. : ил.

183. Пат. 248711 С2 Российская Федерация, МПК⁷ G01 В7/34. Способ обнаружения дефектов поверхности катания колес железнодорожных транспортных средств в движении / Бехер С. А., Степанова Л. Н., Кочетков А. С. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (СГУПС). – № 2011120545/28 ; заявл. 20.05.2011 ; опубл. 27.11.2012, Бюл. № 33. – 10 с. : ил.

184. Пат. 2499237 С2 Российская Федерация, МПК⁷ G 01 L 5/20. Быстродействующий преобразователь сопротивления резистивных датчиков в электрический сигнал / Степанова Л. Н., Кабанов С. И., Лебедев Е. Ю., Ельцов А. Е., Бехер С. А., Кочетков А. С. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (СГУПС). – № 2010131278/28 ; заявл. 26.07.2010 ; опубл. 20.11.2013, Бюл. № 32. – 13 с. : ил.

185. Пат. 2537747 С1 Российская Федерация, МПК⁷ G01 N 29/14. Акустико-эмиссионный способ диагностирования металлических конструкций / Степанова Л. Н., Бехер С. А., Бобров А. Л. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей

сообщения» (СГУПС). – № 2013124375/28 ; заявл. 27.05.2013 ; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1. – 12 с. : ил.

186. Пат. 2554320 С1 Российская Федерация, МПК⁷ G 01 N 29/30. Способ относительной калибровки преобразователей акустической эмиссии / Сыч Т. В., Бехер С. А., Бобров А. Л. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (СГУПС). – № 2014101589/28 ; заявл. 20.01.2014 ; опубл. 27.06.2015, Бюл. № 18. – 7 с. : ил.

187. Пат. на полезную модель 152495 U1 Российская Федерация, МПК⁷ G01 N29/04. Акустическая головка / Сыч Т. В., Герасимов С. И., Бехер С. А. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (СГУПС). – № 2014150113/28 ; заявл. 10.12.2014 ; опубл. 10.06.2015, Бюл. № 6. – 1 с. : ил.

188. Победря, Б. Е. Численные методы в теории упругости и пластичности / Б. Е. Победря. – М. : Изд-во МГУ, 1995. – 366 с.

189. Помехоустойчивый метод акустико-эмиссионного мониторинга резервуаров / Р. А. Шайбаков, Д. Г. Давыдова, А. Н. Кузьмин и др. // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2013. – № 4. – С. 448–464.

190. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов, аппаратов, котлов и технологических трубопроводов : ПБ 03-593-03 : утв. постановлением Ростехнадзора России от 09.06.03. – М. : ПИО ОБТ, 2003. – 55 с.

191. Применение метода акустической эмиссии при диагностировании технологического оборудования / С. А. Власов, С. А. Егурцов, А. Б. Москательников, В. А. Шапоров // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2011. – № 2. – С. 60–66.

192. Разработка алгоритмов определения информативных параметров сигналов с тензодатчиков для контроля поверхности катания колес грузовых вагонов в движении / С. А. Бехер, А. О. Коломеец, Л. Н. Степанова,

А. С. Кочетков // Вестник СГУПС. – 2014. – Вып. 30. – С. 129–136.

193. Разработка методики контроля дефектов поверхности катания колес и ходовых частей вагонов в движении по показателям динамики взаимодействия колес и рельсов : отчет о НИР (заключ.) / СГУПС ; рук. Л. Н. Степанова ; исполн.: С. А. Бехер, С. И. Кабанов, А. С. Кочетков. – Новосибирск, 2011. – 430 с. – Рег. № 01201156919.

194. Разработка методики определения дефектов поверхности катания колесных пар в движении / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков, Б. М. Харламов // Контроль. Диагностика. – 2010. – № 5. – С. 64–69.

195. Разработка стенда для акустико-эмиссионного метода неразрушающего контроля и прогнозирования ресурса локомотива (по перечню ЦТ) : отчет о НИР (заключ.) : 7.1.003.Н.ЦТМ (7.8.02) / ЦНТИБ – филиал ОАО «РЖД» ; рук. В. В. Муравьев; исполн.: Е. В. Бояркин, С. И. Снежков, С. А. Бехер и др. – М., 2009. – 468 с. – Рег. № 05307106. – Инв. № 44.

196. Разуваев, И. В. Аналитическая верификация результатов акустико-эмиссионного мониторинга в комплексах интегрального мониторинга состояния опасных производственных объектов / И. В. Разуваев, Е. А. Сучков // Дефектоскопия. – № 4. – 2014. – С. 31–40.

197. Регистрация процесса разрушения образцов из композиционного материала методом акустической эмиссии / Л. Н. Степанова, Е. Ю. Лебедев, А. Е. Кареев и др. // Дефектоскопия. – 2004. – № 7. – С. 34–41.

198. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524 мм). – М. : ОАО «ВНИИЖТ», 2012.

199. Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2010612114. Программа обработки результатов акустико-эмиссионных испытаний резервуаров / Бехер С. А. ; заявитель и правообладатель С. А. Бехер. – № 2010610610 ; заявл. 01.02.2010 ; рег. 19.03.2010. – 1 с.

200. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013619321. Программа определения силовых показателей динамики

взаимодействия колес и рельсов и поиска дефектов поверхности катания колес грузовых вагонов в движении с использованием тензометрии / Коломеец А. О., Попков А. А., Бехер С. А. – № 2013617321 ; заявл. 13.08.2013 ; рег. 01.10.2013. – 1 с.

201. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015613124. Определение параметров дефектов поверхности катания колес и динамических характеристик подвижного состава по сигналам тензометрической системы / Бехер С. А., Кабанов С. И., Коломеец А. О. и др. – № 2014661307 ; заявл. 07.11.2014 ; рег. 05.03.2015. – 2 с.

202. Свод правил по неразрушающему контролю вагонов, их деталей и составных частей при ремонте. – СПб. : ФГУП «НИИ Мостов», 2012.

203. Связь АЭ с ростом трещины при циклическом и статическом нагружениях / А. П. Тишкин, В. Р. Ржевкин, В. А. Гуменюк и др. // Диагностика и прогнозирование разрушения сварных конструкций. – 1987. – № 5. – С. 53–56.

204. Связь спектра сигналов АЭ с процессом усталостного развития трещин в металлических образцах / А. Н. Серьезнов, В. В. Муравьев, Л. Н. Степанова и др. // Контроль. Диагностика. – 1999. – № 2. – С. 5–8.

205. Серьезнов, А. Н. Измерения при испытаниях авиационных конструкций на прочность / А. Н. Серьезнов // М. : Машиностроение, 1976. – 223 с.

206. Система колесо – рельс с точки зрения путевого хозяйства // Железные дороги мира. – 2005. – № 10. – С. 64–68.

207. Сладковский, А. Исследование динамического взаимодействия в контакте колесо-рельс при наличии ползунов на колесной паре / А. Сладковский, Д. Ю. Погорелов // Вестник Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля. – 2008. – № 6 (148). – С. 88–94.

208. Степанова, Л. Н. Анализ погрешностей измерения вертикальных сил, действующих на рельс от колес движущегося транспортного средства / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Контроль. Диагностика. – 2009. – № 12. – С. 54–60.

209. Степанова, Л. Н. Анализ погрешностей измерения вертикальных сил,

действующих на рельс, от колес проходящего поезда / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Политранспортные системы : материалы VI Всероссийской научно-технической конференции (Новосибирск, 21–23 апр. 2009 г.) : в 2 ч. – Новосибирск, 2009. – Ч. 2. – С. 234–240.

210. Степанова, Л. Н. Быстродействующая тензометрическая система для диагностики ходовых частей грузовых вагонов / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2010. – № 2. – С. 38–49.

211. Степанова, Л. Н. Использование кластерного анализа для определения связи сигнала акустической эмиссии с характером разрушения в металлических образцах / Л. Н. Степанова, А. Е. Кареев // Контроль. Диагностика. – № 9. – 2005. – С. 18–23.

212. Степанова, Л. Н. Использование метода акустической эмиссии для повышения достоверности оценки технического состояния боковых рам / Л. Н. Степанова и др. // Проблемы транспортной механики : труды научной школы факультета «Управление транспортно-технологическими комплексами» (СДМ) СГУПС / Сиб. гос. ун-т путей сообщ. – Новосибирск, 2014. – С. 149–161.

213. Степанова, Л. Н. Использование тензометрии для диагностики деталей и узлов, находящихся под действием эксплуатационных нагрузок / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды : труды конференции с участием иностранных ученых «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды» (7–11 июля 2008 г.) : в 2 т. Т. 2. Машиноведение. – Новосибирск, 2009. – С. 236–241.

214. Степанова, Л. Н. Использование тензометрии и метода акустической эмиссии при неразрушающем контроле колец подшипников / Л. Н. Степанова, Е. С. Тенитилов, С. А. Бехер // Политранспортные системы : материалы VI Всероссийской научно-технической конференции (Новосибирск, 21–23 апр. 2009 г.) : в 2 ч. – Новосибирск, 2009. – Ч. 2. – С. 241–245.

215. Степанова, Л. Н. Исследование влияния ударных нагрузок на распространение ударных колебаний в рельсе / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер,

А. С. Кочетков // Дефектоскопия. – 2010. – № 3. – С. 27–34.

216. Степанова, Л. Н. Исследование напряженного состояния рельса с использованием акустоупругости и тензометрии / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. Н. Курбатов, Е. С. Тенитилов // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2013. – № 7. – С. 103–109.

217. Степанова, Л. Н. Исследование ударных процессов с использованием многоканальной быстродействующей тензометрической системы / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, С. А. Бехер // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосферы : сборник трудов Всероссийской конференции с участием иностранных ученых (Новосибирск, 9–12 окт. 2012 г.) : в 2 т. Т. 2 : Машиноведение. – Новосибирск, 2012. — С. 195–199.

218. Степанова, Л. Н. Контроль колец подшипников локомотива методом акустической эмиссии / Л. Н. Степанова Е. С. Тенитилов, С. А. Бехер // Дефектоскопия. – 2009. – № 9. – С. 49–55.

219. Степанова, Л. Н. Методика определения координат дефектов при акустико-эмиссионном контроле свободных колец подшипников / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, Е. С. Тенитилов // Контроль. Диагностика. – 2010. – № 4. – С. 61–65.

220. Степанова, Л. Н. Особенности использования быстродействующей тензометрии для контроля колес грузовых вагонов в движении / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Вестн. Рост. гос. ун-та путей сообщ. – 2010. – № 2. – С. 53–57.

221. Степанова, Л. Н. Ресурсные испытания конструкций с использованием микропроцессорных тензометрических систем / Л. Н. Степанова, В. Л. Кожемякин // Дефектоскопия. – 2007. – № 7. – С. 84–90.

222. Стрижало, В. А. Прочность и акустическая эмиссия материалов и элементов конструкций / В. А. Стрижало, Ю. В. Добровольский, В. А. Стрельченко и др. ; под ред. Г. С. Писаренко. – Киев : Науко-ва думка, 1990. – 232 с.

223. Сыч, Т. В. Численное моделирование акустической эмиссии при

исследовании элементов мостовых конструкций / Т. В. Сыч, С. П. Васильев, С. А. Бехер, С. И. Герасимов // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. – 2012. – № 2. – С. 212–221.

224. Тензометрическая система для обнаружения дефектов поверхности катания колес грузового вагона / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, С. А. Бехер, А. О. Коломеец // Датчики и системы. – 2013. – № 10 (173). – С. 38–44.

225. Тенитилов, Е. С. Акустико-эмиссионный контроль свободных колец подшипников локомотива / Е. С. Тенитилов, Л. Н. Степанова, С. А. Бехер // Акустико-эмиссионный контроль железнодорожных конструкций / А. Н. Серьезнов, Л. Н. Степанова, В. В. Ивлиев и др. – Новосибирск : Наука, 2011. – Гл. 5. – С. 131–150.

226. Тишкин, А. П. Связь числа сигналов акустической эмиссии с развитием пластической зоны в вершине трещины / А. П. Тишкин // Дефектоскопия. – 1989. – № 2. – С. 61–65.

227. Требования к акустико-эмиссионной аппаратуре, используемой для контроля опасных производственных объектов : РД 03-299–99. – Введ. 1999–10–01. – М., 2000.

228. Требования к преобразователям акустической эмиссии, применяемым для контроля опасных производственных объектов : РД 03-300–99. – Введ. 1999–10–01. – М., 2000.

229. Трипалин, А. С. Акустическая эмиссия. Физико-механические аспекты. / А. С. Трипалин, С. И. Буйло. – Ростов-на-Дону : Изд-во Ростовского университета, 1996. – 160 с.

230. Туйкин, О. Р. Факторный анализ устойчивости параметров акустической эмиссии / О. Р. Туйкин, В. И. Иванов // Дефектоскопия. – 1985. – № 8. – С. 39–44.

231. Тутнов, А. А. Изменение спектра амплитуд сигналов акустической эмиссии в процессе нагружения материала / А. А. Тутнов, И. А. Тутнов // Вопросы атомной науки и техники. – М. : ИАЭ, 1977. – С. 52–53.

232. Установка «спектр» для анализа спектральных характеристик

акустической эмиссии / А. И. Горбунов, Ю. И. Лыков, В. Н. Овчарук и др. // Дефектоскопия. – 1998 – № 1. – С. 31–36.

233. Фридман, Я. Б. Механические свойства металлов : в 2 ч. Ч. 1. Деформация и разрушение. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1974. – 472 с.

234. Хаттон, П. Акустическая эмиссия / П. Хаттон, Р. Орд // Методы неразрушающих испытаний. – М. : Мир, 1972. – С. 27–58.

235. Цыган, Б. Г. Современное вагоностроение : монография : в 4 т. Т. 1. Железнодорожный подвижной состав. / Б. Г. Цыган, А. Б. Цыган, С. Д. Мокроусов ; под ред. Б. Г. Цыган. – Харьков : Техностандарт, 2008. – 430 с.

236. Чаусов, Н. Г. Влияние вида напряженно-деформированного состояния на параметры акустической эмиссии, регистрируемые на заключительных стадиях деформирования материалов / Н. Г. Чаусов, С. А. Недосека, А. А. Лебедев // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 1993. – № 3. – С. 33–38.

237. Чернов, И. А. Измерение напряжений в объектах исследований / И. А. Чернов // Измерительная техника. – 2005. – № 9. – С. 56–59.

238. Шафрановский, А. К. Измерение и непрерывная регистрация сил взаимодействия колесных пар локомотивов с рельсами : сборник научных трудов / А. К. Шафрановский. – М. : Транспорт, 1969. – 120 с. – (Труды ВНИИЖТ ; вып. 389).

239. Шафрановский, А. К. Совершенствование систем непрерывной регистрации сил взаимодействия колеса и рельса : сборник научных трудов / А. К. Шафрановский. – М. : Транспорт, 1974. – 65 с. – (Труды ЦНИИ МПС ; вып. 511).

240. Ширяев, А. М. Исследование вязкого развития трещин в низкоуглеродистых сталях при статическом нагружении / А. М. Ширяев, А. В. Камышев, А. А. Миронов // Проблемы прочности. – 1997. – № 4. – С. 64–73.

241. Acoustic emission inspection of rail wheels / Konstantinos Bollas, Dimitrios Papasalouros, Dimitrios Kourousis, Athanasios Anastasopoulos // Journal of acoustic emission. – 2010. – Vol. 28. – P. 215–228. – ISSN 0730-0050.

242. Acoustic emission source location in plate-like structures using a closely arranged triangular sensor array / Dirk Aljets, Alex Chong, Steve Wilcox, Karen Holford // *Journal of acoustic emission*. – 2010. – Vol. 28. – P. 85–98. – ISSN 0730-0050.
243. Acoustic emission testing / Jürgen Eisenblätter, Christian U. Grosse, Stefan Köppel and another ; editor Christian U. Grosse, Masayasu Ohtsu Verlag. – Berlin Heidelberg : Springer, 2008. – 403 c.
244. Aggelis, G. Monitoring of Metal Fatigue Damage using Acoustic Emission and Thermography / Dimitrios G. Aggelis, Evangelos Z. Kordatos, Theodore E. Matikas // *Journal of acoustic emission* – 2011. – Vol. 29. – P. 113–122.
245. Arrival time detection in thin multilayer plates on the basis of akaike information criterion / Petr Sedlak, Yuichiro Hirose, Manabu Enoki, Josef Sikula // *Journal of acoustic emission*. – 2008. – Vol. 26. – P. 182–188.
246. Asanuma, H. Identification of AE multiplets in the time and frequency domains / Hiroshi Asanuma, Yusuke Kumano, Hiroaki Niitsuma, Doone Wyborn, Ulrich Scanz // *Journal of acoustic emission*. – 2009. – Vol. 27. – P. 167–175.
247. Barat, V. A. Automated method for statistical processing of AE testing data / V. A. Barat, A. L. Alyakritskiy // *Journal of acoustic emission*. – 2008. – Vol. 26. – P. 132–141.
248. Barat, V. Detection of AE Signals against Background Friction Noise / V. Barat, D. Grishin, M. Rostovtsev // *Journal of acoustic emission* – 2011. – Vol. 29. – P. 133–141.
249. Barat, V. Intelligent AE signal filtering methods / Vera Barat, Yrij Borodin, Alexey Kuzmin // *Journal of acoustic emission*. – 2010. – Vol. 28. – P. 109–119.
250. Barsoum, F. Neural Network Fatigue Life Prediction in Notched Bridge Steel I-Beams from Acoustic Emission Amplitude Data / Fady F. Barsoum, Eric V. K. Hill, Jamil Suleman, Andrej Korcak, Yi Zhang // *Journal of acoustic emission*. – 2011. – Vol. 29. – P. 151–159.
251. Bekher, S. A. Calibration methods of force control diagnostic system of a rolling stock on the run / S. A. Bekher, A. O. Kolomeec // *Journal of physics*:

Conference series. – 2016. – Vol. 671. – № 1. – Pp. 012029.

252. Bekher, S. A. Regularities of acoustic emission in the freight car solebar materials / S. A. Bekher // Journal of physics: Conference series. – 2016. – Vol. 671. – № 1. – Pp. 012005.

253. Chlada, M. Neural network AE source location apart from structure size and material / Milan Chlada, Zdenek Prevorovsky, Michal Blahacek // Journal of acoustic emission. – 2010. – Vol. 28. – P. 99–107.

254. Clegg, E. Wheel Impact Load Detector Experience on CN American Railway / E. Clegg, W. G. Blevins // Engineering Association Bulletin. – 1996. – P. 499–523.

255. Crack growth monitoring with hierarchical clustering of AE / N. F. Ince, Chu-Shu Kao, M. Kaven, A. Tewfik, J. F. Labuz // Journal of acoustic emission – 2009. – Vol. 27. – P. 176–185.

256. Dependence of AE Parameters on the Propagation Distance / D. Polyzos, A. Papacharalampopoulos, T. Shiotani, D. G. Aggelis // Journal of acoustic emission. – 2011. – Vol. 29. – P. 57–67.

257. Hamstad, M. A. A wavelet transform applied to acoustic emission signals. Part 1. Source identification / M. A. Hamstad, A. O’Gallagher, J. Gary // Journal of acoustic emission. – 2002. – Vol. 20. – P. 39–61.

258. Hamstad, M. A. Acoustic emission source location in a thick steel plate by lamb modes / M. A. Hamstad // Journal of acoustic emission. – 2007. – Vol. 25. – P. 194–214.

259. Hamstad, M. A. On lamb modes as a function of acoustic emission source rise time / M. A. Hamstad // Journal of acoustic emission. – 2010. – Vol. 28. – P. 41–58.

260. Iwnicki, S. Моделирование системы колесо-рельс / S. Iwnicki // Железные дороги мира. – 2005. – № 2. – С. 45–52.

261. Kitagawa, H. Determination of stress intensities of through – cracks in a plate structure under uncertain boundary conditions by mean of strain gages / H. Kitagawa, H. Ishikawa // Flaw Growth and Fracture : Proceedings of the Tenth

National Symposium on Fracture Mechanics. – Philadelphia, 1977.

262. Landis, E. Automated Determination of First P-Wave Arrival and Acoustic Emission Source Location / E. Landis, C. Ouyang, P. Shah // Journal of acoustic emission. – 1991. – Vol. 10. – P. 97–103.

263. LeDosquet, G. Lasca. Automatic monitoring of the running quality of railway vehicles / G. LeDosquet, F. Pawellek, F. Muller-Bouttau // RTR. – № 2. – 2007. – P. 1–6.

264. Markus, G. R. Sause. Investigation of Pencil Lead Breaks as Acoustic Emission Sources / Markus G. R. Sause // Journal of acoustic emission. – 2011. – Vol. 29. – P. 184–196.

265. Novel acoustic emission source location / Pullin Rhys, Matthew Baxter, Mark Eaton, Karen Holford, Sam Evans // Journal of acoustic emission. – 2007. – Vol. 25. – P. 194–214.

266. Nowak, M. Acoustic emission method for solving problems in doublebottom storage tanks / Marek Nowak, Ireneusz Baran, Jerzy Schmidt, Kanji Ono // Journal of acoustic emission. – 2009. – Vol. 27. – P. 272–280.

267. Ono, K. Acoustic Emission in Materials Research – A Review / Kanji Ono // Journal of acoustic emission. – 2011. – Vol. 29. – P. 284–308.

268. Patent № 4701866 United States. Int. cl.⁴ G01L1/00, B61L3/00, B61L11/08. Wheel load measurement / Harold D. Harrison, James M. Tuten, et. al. ; assignee Battelle Memorial Institute, Columbus Ohio. – Appl. № 6791465 ; filed Dec. 7, 1984 ; date of patent Oct. 20, 1987. – 36 p.

269. Piotrkowski, R. Wavelet Entropy and Power of AE Signals as Tools to Evaluate Damage in Coatings Submitted to Scratch Test / Rosa Piotrkowski, Antolino Gallego, Enrique Castro // Journal of acoustic emission – 2008. – Vol. 26. – P. 247–261.

270. Pollock, A. Acoustic emission testing. Metals handbook. / Adrian Pollock. – 9 edition. – AST International, 1989. – 17 vol. – P. 278–294.

271. Pollock, A. Probability of detection for acoustic emission / Adrian Pollock // Journal of acoustic emission. – 2007. – Vol. 25. – P. 231–237.

272. Prasanna G. Acoustic emission source location on an arbitrary surface by geodesic curve evolution / G. Prasanna, M. R. Bhat, C. R. L. Murthy // Journal of acoustic emission. – 2007. – Vol. 25. – P. 224–230.

273. Qing, L. Identifying Quasi-Brittle Fracture by AE and Digital Imaging / Qing Lin and Joseph F. Labuz // Journal of acoustic emission. – 2011. – Vol. 29. – P. 68–77.

274. Scholey, J. S. A generic technique for acoustic emission source location / Jonathan J. Scholey, Paul D. Wilcox, Michael R. Wisnom, Mike I. Friswell, Martyn Pavier, Mohammad R Aliha // Journal of acoustic emission. – 2009. – Vol. 27. – P. 291–298.

275. Terentyev, D. A. The Extraction Method for Dispersion Curves from Spectrograms using Hough Transform / D. A. Terentyev, V. A. Barat and K. A. Bulygin // Journal of acoustic emission. – 2011. – Vol. 29. – P. 184–196.

276. Vlastic, F. Comparison of acoustic emission signal and x-ray diffraction at initial stages of fatigue damage / Frantisek Vlastic, Pavel Mazal, Filip Hort // Journal of acoustic emission. – 2010. – Vol. 28. – P. 170–178.

Приложение А – Акт внедрения ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина»



Федеральное государственное унитарное предприятие
«Сибирский научно-исследовательский институт авиации имени С. А. Чаплыгина»
(ФГУП «СибНИА им. С. А. Чаплыгина»)

Ползунова ул., д. 21, г. Новосибирск, 630051
Тел. (383) 279-01-56
Факс (383) 227-88-77
E-mail: sibnia@sibnia.ru, http://www.sibnia.ru

ОКПО 07541511, ОГРН 1025400530836, ИНН/КПП 5401101598/540101001
р/с 40502810944080100010 в Сибирском банке СБ РФ г. Новосибирск
к/с 30101810500000000641
БИК 045004641

№ _____

На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Директор ФГУП «СибНИА
им. С.А. Чаплыгина»



Барсук В.Е.

М.П.

«28» сентября 2017 г.

АКТ внедрения

Комиссия в составе председателя Оспенникова В.В. и членов комиссии Степановой Л.Н., Кабанова С.И. составили настоящий акт о том, что в программном обеспечении диагностических акустико-эмиссионных систем СЦАД-16.03 (свидетельство об утверждении типа RU.C.27.007.A № 39729, зарегистрирована в Государственном реестре средств измерений под № 18892-10) и СЦАД-16.10 (свидетельство об утверждении типа RU.C.27.007.A № 40707, зарегистрирована в Государственном реестре средств измерений под № 45154-1 О) реализован модифицированный двухинтервальный метод локации источников сигналов акустической эмиссии, разработанный к.т.н., доцентом СГУПС Бехером Сергеем Алексеевичем при выполнении диссертационной работы на тему «Методы контроля динамически нагруженных элементов подвижного состава при ремонте и в эксплуатации на основе комплексного использования тензометрии и акустической эмиссии».

Модифицированный двухинтервальный метод, реализованный в программном обеспечении акустико-эмиссионных систем, разработанных в ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина», используется при обработке результатов прочностных испытаний образцов из авиаматериалов и элементов авиационных конструкций в условиях повышенного уровня шумов и помех.

Председатель комиссии

В.В. Оспенников

Члены комиссии:

Л.Н. Степанова

С.И. Кабанов

Приложение Б – Акт внедрения АО «ВРК-1»



ВАГОННАЯ
РЕМОНТНАЯ
КОМПАНИЯ-1

НОВОСИБИРСКОЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВО

УТВЕРЖДАЮ:

Заместитель генерального директора – директор
Новосибирского представительства АО «ВРК-1»

С.А. Грассман

М.П.

2017г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы
Бехера Сергея Алексеевича

«Методы контроля динамически нагруженных элементов подвижного состава при ремонте и в эксплуатации на основе комплексного использования тензометрии и акустической эмиссии», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук

Комиссия в составе: председатель – ревизор по безопасности движения поездов Новосибирского представительства Никитин А.С.; члены комиссии: мастер участка неразрушающего контроля вагонного ремонтного депо Хабаровск А.В. Черепанова, мастер участка неразрушающего контроля вагонного ремонтного депо Улан-Удэ В.В. Симонов составила настоящий Акт о том, что результаты диссертации Бехера Сергея Алексеевича внедрены в 2010г. в 9 вагонных ремонтных депо АО «ВРК-1»: Иланская, Инская, Ленинск-Кузнецкий, Нижнеудинск, Омск, Ружино, Хабаровск, Тайшет, Улан-Удэ. Разработаны и внесены изменения в технологическую инструкцию для проведения акустико-эмиссионного контроля боковых рам коробчатого сечения при техническом освидетельствовании ТО-3. Разработанные критерии браковки внедрены в программное обеспечение акустико-эмиссионных комплексов СЦАД-16.03.

За время применения акустико-эмиссионных комплексов проверено более 5000 боковых рам коробчатого сечения, из которых 750 штук было забраковано по наличию опасных дефектов в виде развивающихся трещин и литейных дефектов.

Проведение данной работы позволило повысить безопасность движения поездов на сети железных дорог РФ и стран СНГ в результате значительного сокращения рисков возникновения транспортных происшествий (сход подвижного состава, аварии, крушения) из-за изломов литых деталей тележек.

Председатель комиссии

Никитин А.С.

Члены комиссии:

Черепанова А.В.

Симонов В.В.

Акционерное общество
«Вагонная ремонтная компания – 1»
630003, г. Новосибирск, ул. Владимировская, 2/1
Тел.: +7 (383) 229-92-87, факс: +7 (383) 229-92-87

Приложение В – Акт внедрения ДКТБ СП ЗСЖД филиала ОАО «РЖД»



УТВЕРЖДАЮ
Начальник ДКТБ



02 2017 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы «Методы контроля динамически нагруженных элементов подвижного состава при ремонте и в эксплуатации на основе комплексного использования тензометрии и акустической эмиссии» на соискание ученой степени доктора технических наук Бехера Сергея Алексеевича

Комиссия составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Бехера Сергея Алексеевича внедрены в 2015 году в Дорожном конструкторско-технологическом бюро структурном подразделении Западно-Сибирской железной дороги - филиале ОАО «РЖД» при создании нагружающих устройств акустико-эмиссионного контроля боковых рам грузовых вагонов. При непосредственном участии Бехера С.А. разработана методика аттестации нагружающих устройств в соответствии с требованиями ГОСТ Р 8.568-97, в конструкции стендов используется усовершенствованная схема вертикального нагружения с одним гидравлическим цилиндром, применяются специализированные комбинированные изолирующие накладки, контроль испытательной силы осуществляется с помощью тензометрии силовых элементов стенда.

В результате приемочных испытаний установлено, что по сравнению с аналогами разработанное устройство обеспечивает нагружение при минимальном уровне акустических помех. Неопределенность воспроизводимых условий нагружения при повторных испытаниях не превышает 2 %. Стоимость разработанного устройства на 30 % ниже аналогов.

Председатель комиссии

Зам.начальника ДКТБ

 Руденко С.В.

Члены комиссии:

Начальник конструкторского отдела  Велюга Ю.Б.

Конструктор  Ячменев П.В.

Приложение Г – Акт внедрения ООО «ТрансТех»

Общество с ограниченной ответственностью «ТрансТех»

ООО «ТрансТех»

УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО «ТрансТех»



С.В. Плотников

11 20 16 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы
Бехера Сергея Алексеевича «Методы контроля динамически нагруженных элементов подвижного состава при ремонте и в эксплуатации на основе комплексного использования тензометрии и акустической эмиссии», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук

Комиссия в составе А. Н. Байбаков заместитель директора ООО «ТрансТех», К. И. Кучинский – ведущий программист ООО «ТрансТех» составили настоящий акт о том, что с 2016 г. в подсистеме динамического контроля ходовых частей вагонов, используемой совместно с аппаратно-программным комплексом «Комплекс-2» (зарегистрированный в государственном реестре средств измерений под №51182-12), реализована методика тензометрических измерений и алгоритмы обработки диагностических сигналов для определения уровня динамических сил, воздействующих от колес на рельсы, а также для обнаружения и оценки параметров дефектов колес.

Методика и алгоритмы, разработанные при непосредственном участии Бехер С. А. при выполнении диссертационной работы, обеспечивают обнаружение и идентификацию дефектов по уровню динамической силы с минимальным (не более 14) количеством первичных преобразователей и не требуют изменения конструкции бесстыкового пути. В результате проведенных испытаний на опытном участке ЗСЖД установлено, что вероятность обнаружения дефектов подсистемой динамического контроля составляет не менее 95 %.

Члены комиссии:

Заместитель директора ООО «ТрансТех»

А.Н. Байбаков

Ведущий программист ООО «ТрансТех»

К.И. Кучинский

Приложение Д – Акт внедрения ВЧД Инская



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«ВАГОННАЯ РЕМОНТНАЯ
КОМПАНИЯ-1»

НОВОСИБИРСКОЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВО

ВАГОННОЕ РЕМОНТНОЕ ДЕПО
ИНСКАЯ

ул. Каланчевская 35. г. Москва 129090
Адрес для корреспонденции
а/я 33. г. Новосибирск,
Новосибирская обл., 630080

Тел. (383) 337-94-01 Факс (383) 337-94-01

« ___ » _____ 2015 г. № _____

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер вагонного
ремонтного цеха Инская
В. В. Матюх

2015 г.

А К Т внедрения

Комиссия в составе: заместителя начальника депо по ремонту Клат К.В., технолога колесно-роликового цеха Тимонина Ю.В., мастера колесно-роликового цеха Тырыкина А.П., составила настоящий акт о том, что в период с 2005 по 2009 гг. в Вагонном ремонтном депо Инская в опытную эксплуатацию внедрены акустико-эмиссионные комплексы, предназначенные для контроля осей колесных пар типов РУ-1 и РУ 1 Ш в сборе и колец буксовых подшипников (типов 36-232726, 30-232726, 36-42726, 30-42726) и разработанные на кафедре «Электротехника, диагностика и сертификация» ФГБОУ ВО СГУПС и ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина» при непосредственном участии Бехера Сергея Алексеевича. Результаты испытаний представлены в диссертационной работе Бехера С.А. на соискание ученой степени доктора технических наук «Методы контроля динамически нагруженных элементов подвижного состава при ремонте и в эксплуатации на основе комплексного использования тензометрии и акустической эмиссии».

Сравнительные испытания проводились совместно со штатными средствами магнитопорошкового и ультразвукового контроля. Результаты акустико-эмиссионного контроля согласуются с результатами других методов неразрушающего контроля. Для колец подшипников подтверждаемость составляет не менее 97 % (Протокол от 18.11.2005 г.), для осей колесных пар – 95 % (Протокол от 20.02.2006 г.).

Заместитель начальника депо по ремонту

Клат К.В.

Технолог колесно-роликового цеха

Тимонин Ю.В.

Мастер колесно-роликового цеха

Тырыкин А.П.