

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

На правах рукописи



ВЫПЛАВЕНЬ ВЛАДИМИР СЕРГЕЕВИЧ

ПРОГРАММНО–ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ВЕРХНЕГО СТРОЕНИЯ ПУТИ
СРЕДСТВАМИ ВИБРОДИАГНОСТИКИ И ТЕНЗОМЕТРИИ

Специальность 2.2.8 – «Методы и приборы контроля и диагностики материалов,
изделий, веществ и природной среды»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.-р. техн. наук, доцент
Бехер Сергей Алексеевич

Новосибирск – 2025 г.

Введение.....	4
1 Современное состояние и перспективные направления развития в области динамического контроля подвижного состава и верхнего строения пути.....	11
1.1 Системы динамического контроля подвижного состава и верхнего строения пути.....	11
1.2 Цифровые методы обработки первичных диагностических сигналов.....	29
1.3 Выводы по первой главе.....	40
2 Разработка алгоритмического и программно–технического обеспечения динамического контроля подвижного состава.....	42
2.1 Экспериментальные исследования применимости тензометрии в задаче обнаружения дефектов поверхности катания колес в движении.....	42
2.2 Определение информативных параметров для расчета динамической нагрузки от колес грузовых вагонов.....	54
2.3 Статистические оценки результатов измерения вертикальных сил от колес грузовых вагонов на верхнее строение пути.....	57
2.4 Анализ влияния несоосности колесных пар на значения относительных деформаций рельса.....	60
2.5 Выводы по второй главе.....	64
3 Исследование связи жесткости балластной призмы с распространением упругих колебаний при ударно–динамическом нагружении	66
3.1 Физическое и математическое моделирование установки динамического штампа.....	66
3.2 Информативные параметры сигналов динамического штампа при ударной динамической нагрузке на упругое основание.....	75
3.3 Выводы по третьей главе.....	78
4 Совершенствование метода оценки жесткости балластной призмы динамическим штампом.....	80

4.1 Упруго-пластическая модель с демпфером для исследования воздействия динамического штампа на балласт.....	80
4.2 Использование численного решения обратной задачи для совершенствования метода динамического штампа.....	83
4.3 Результаты применения метода обратной задачи к сигналам установки динамического штампа при контроле жесткости балласта.....	93
4.4 Выводы по четвертой главе.....	96
Заключение.....	98
Список литературы.....	100
Приложение А – Акт внедрения АО «ЕВРАЗ–ЗСМК».....	120
Приложение Б – Акт внедрения ООО «НЭКС».....	122

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Один из ключевых аспектов безопасности движения на железнодорожном транспорте связан с динамикой взаимодействия ходовых частей вагонов с элементами верхнего строения пути. Дефекты подвижного состава увеличивают динамические силы, которые, с одной стороны, сокращают срок службы деталей и узлов вагонов, а с другой стороны, оказывают негативное влияние на техническое состояние пути.

Балластная призма, как элемент верхнего строения пути, обеспечивает проектное положение рельсовой колеи в плане и в профиле, жесткость подрельсового основания. Все эти параметры в значительной степени определяют динамику движения вагона и уровень динамических сил, воздействующих на подвижной состав и верхнее строение пути. При многократных динамических нагрузках на путь, в том числе и сверхнормативных, вызванных дефектами поверхности катания, оценка устойчивости балластного слоя имеет первостепенное значение.

Нарушения положения пути относительно нормативного приводят к ограничениям скорости движения, уменьшают пропускную способность, требуют значительных финансовых вложений для их устранения и представляют собой угрозу безопасности движения. Таким образом, техническое состояние балластной призмы напрямую влияет на устойчивость железнодорожного пути под действием эксплуатационных нагрузок, от которого, в свою очередь, зависит его межремонтный ресурс.

В контексте решения задачи повышения ресурса железнодорожного пути и подвижного состава особую актуальность приобретает проблема разработки и внедрения согласованных систем мониторинга подвижного состава и верхнего строения пути, критерии предельного состояния которых основываются на уровне допустимого динамического воздействия.

Степень разработанности темы исследования. Последние достижения в области обработки цифровых диагностических сигналов неразрушающего

контроля тензометрическим методом и исследования дефектов поверхности катания колес подвижного состава подробно изложены в работах российских и зарубежных авторов: Бороненко Ю. П., Исаков А. Л., Ковалев Ю. Л., Краснов О. Г., Муравьев В. В., Степанова Л. Н., Парахненко И. Л., Tomasz Nowakowski, Pawel Komorski, Qixin He, Gabriel Krummenacher, Mohammadreza Mohammadi. Методики контроля упругих характеристик и степени уплотнения железнодорожного балласта с использованием вибродиагностики представлены в работах авторов: Лапшин В. Л., Сазонова С. А., Фокин С. В., Sönke Kraft, Carlton L. Ho, Pavel Kulich, Mykola Sysyn, Andrea Bergamini, в которых подробно рассмотрено влияние дефектов поверхности катания железнодорожных колес на верхнее строение пути.

Большинство современных работ посвящено моделированию движения вагона, взаимодействию дефектного колеса с рельсом. На основе построенных моделей подробно исследованы амплитудные и спектральные методы обработки диагностических сигналов, возможности современных методов машинного обучения для обнаружения дефектов и оценки параметров динамического воздействия на путь дефектных и бездефектных колес. Однако для достоверной оценки применимости и эффективности предлагаемых методов натурных экспериментов, особенно в условиях повторяемости, очевидно, недостаточно.

Контроль параметров балластного основания железнодорожного пути реализуется различными способами: метод замещения объема, радиометрический метод, метод на основе математической модели и фотографии поверхности балласта, метод динамического штампа. Все методы являются косвенными и не позволяют оценить несущую способность контролируемого основания в условиях динамического воздействия поездной нагрузкой. Применение вибродиагностики при динамическом воздействии на балластное основание является новым перспективным направлением развития систем контроля, которое позволит оценить параметры объекта в условиях близких к воздействию динамической поездной нагрузки.

Идея работы заключается в создании комплексной методики контроля балластной призмы и ходовых частей вагонов, основанной на оценке параметров балласта при динамическом воздействии с использованием виброметрии и контроле динамических сил от подвижного состава, в том числе в режиме мониторинга, методами тензометрии. Комплексная диагностика направлена на повышение ресурса верхнего строения пути и ходовых частей вагонов за счет обеспечения возможности управления динамикой их взаимодействия.

Цель исследования – разработка методического, алгоритмического и программного обеспечения средств комплексной диагностики поверхности катания колесных пар вагонов в движении и балластной призмы верхнего строения пути с использованием тензометрии и виброметрии, направленная на повышение достоверности и информативности контроля, увеличение их эксплуатационного ресурса.

Для достижения поставленной цели были поставлены следующие **задачи**:

1) разработать алгоритмы и программное обеспечение обработки сигналов тензометрической системы для мониторинга динамических сил, действующих на верхнее строение пути от движущегося подвижного состава;

2) автоматизировать тензометрический контроль ходовых частей вагонов в движении для повышения надежности обнаружения дефектов и обеспечения достоверности оценки их параметров;

3) разработать математическую модель установки контроля механических характеристик балластного слоя, на основе которой определить информативные параметры диагностических сигналов акселерометра и оптимальные параметры установки;

4) разработать методическое и алгоритмическое обеспечение контроля балласта методом динамического нагружения на основе численного решения обратной задачи и результатов мониторинга динамических сил от подвижного состава.

Объект исследования – тензометрический и вибродиагностический методы контроля.

Предмет исследования – алгоритмы обработки диагностических сигналов тензометрических и виброметрических систем при контроле подвижного состава и балластной призмы верхнего строения пути.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1) экспериментально обоснована возможность раздельного контроля динамических сил реакций шпалы и колеса с дефектом поверхности катания на основе частотно-временного преобразования сигналов тензометрической системы;

2) установлены параметры статистических распределений вероятности обнаружения дефектов колес в движении на основе экспериментальных исследований в условиях повторяемости;

3) предложена математическая модель вибродиагностической установки контроля балласта методом динамического нагружения, на основе которой разработаны алгоритмы и программное обеспечение для решения задачи оптимизации характеристик установки и выбора информативных параметров диагностических сигналов;

4) разработан метод определения механических характеристик балластного основания железнодорожного пути при динамическом нагружении с использованием вибродиагностики и на основе численного решения обратной задачи в условиях нелинейной упругости, неупругих деформаций и демпфирования.

Теоретическая значимость работы. Разработанные алгоритмы обработки тензометрических и вибродиагностических сигналов расширяют возможности контроля уровня динамических сил, передаваемых от подвижного состава на верхнее строение пути, в условиях влияния мешающих факторов.

Практическая значимость работы. Разработан способ тензометрического контроля динамических нагрузок от подвижного состава, который позволяет обнаружить дефекты поверхности катания колес и оценить их влияние на верхнее строение пути. Способ реализован в программном обеспечении мониторинга динамического воздействия подвижного состава на верхнее строение пути

(свидетельство № 2023682160 от 23.10.2023 г.). Результаты исследования и разработанное программное обеспечение применялись при сравнительных испытаниях, организованных АО «ЕВРАЗ-ЗСМК» и ОАО «РЖД», рельсов разных категорий качества в условиях динамического воздействия поездной нагрузкой в кривых малого радиуса.

На основе алгоритмов обработки виброметрических сигналов акселерометра разработано устройство и программное обеспечение (свидетельство № 2023610175 от 09.01.2023 г.), которые использовались компанией ООО «НЭКС» для вибродиагностики опасных промышленных объектов нефтеперерабатывающих предприятий. Разработан способ измерения несущей способности насыпных грунтов (патент № RU 2801164 C1), который позволяет измерить динамический модуль деформации балластного слоя железнодорожного пути.

Методология и методы исследования. В работе использовались экспериментальные и теоретические методы исследования, тензометрический, виброметрический методы контроля. Диагностические сигналы обрабатывались методами частотно-временного анализа, математической статистики и регрессионного анализа. Для решения обратной задачи использовались методы численного интегрирования, аналитический и численный методы решения дифференциальных уравнений, методы многопараметрической оптимизации.

Положения, выносимые на защиту.

1) Метод разделения информативных составляющих сигналов тензометрической диагностической системы контроля ходовых частей вагонов в движении, основанный на разложении сигналов в частотно-временной области.

2) Метод мониторинга динамических сил, воздействующих на верхнее строение пути, основанный на экспериментально установленных закономерностях статистических распределений сил от размера дефекта.

3) Физическая и математическая модель динамического нагружения и реализующие ее алгоритмы, программное обеспечение оптимизации

характеристик динамического нагружения и выбора информативных параметров сигналов.

4) Алгоритмы и программное обеспечение контроля модуля деформации балластной призмы, основанные на применении численного решения обратной задачи, позволяющие уменьшить влияние мешающих факторов, связанных с неконтролируемыми величинами.

Достоверность результатов работы обеспечивается применением современных и метрологически обеспеченных измерительных приборов, методов обработки цифровых сигналов, методов численного моделирования, методов многомерной оптимизации, методов статистической обработки экспериментальных данных, корреляционного и регрессионного анализа. Достоверность подтверждается совпадением теоретических и экспериментальных данных, непротиворечивостью и воспроизводимостью результатов,

Апробация результатов. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на международной научно-практической конференции «RTT-2021» (г. Екатеринбург, УрГУПС, 24-25 ноября, 2021 г.); молодежной секции XXXIII Уральской конференции ФМНК (Янусовские чтения), (19-20 апреля 2022 г.); XII международной научно-технической конференции «Политранспортные системы» (г. Новосибирск, СГУПС, 21-22 сентября 2022 г.); V всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Приборы и методы измерений, контроля качества и диагностики в промышленности и на транспорте», (г. Омск, ОмГУПС, 27-28 октября 2022 г.); XXIII всероссийской научно-технической конференции по неразрушающему контролю и технической диагностики (23-25 октября, 2023, г. Москва); молодежной научно-технической конференции в рамках XI Международного промышленного Форума «Территория NDT 2024» в области технологий и средств неразрушающего контроля и технической диагностики (15-17 апреля, 2024, г. Москва).

Личный вклад автора. Постановка целей и задач теоретических и экспериментальных исследований, формулировка положений, выносимых на защиту, выводов и рекомендаций. Автором лично разработано программное

обеспечение и алгоритмы обработки цифровых сигналов тензометрического и виброметрического контроля, математическая модель установки динамического штампа и сформулирована оптимизационная проблема для решения обратной задачи. При участии автора проведены испытания системы тензометрического контроля на кольцевом участке пути АО «ВНИИЖТ» и системы тензометрического контроля совместно с установкой динамического штампа на действующем участке пути, проведен статистический и корреляционный анализ результатов испытаний.

Полнота изложения материалов диссертации в опубликованных работах. По результатам работы опубликованы 15 статей в научных изданиях, в том числе 2 статьи в изданиях, индексируемых в SCOPUS и WoS, 2 статьи в изданиях из перечня ВАК, получено 2 патента РФ на изобретения и 2 свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы, который содержит 138 наименований, в том числе 61 на английском языке, 2 приложений. Диссертация изложена на 123 страницах, содержит 65 рисунков и 3 таблицы.

1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ В ОБЛАСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ВЕРХНЕГО СТРОЕНИЯ ПУТИ

1.1 Системы динамического контроля подвижного состава и верхнего строения пути

Визуальный осмотр является наиболее распространённым методом обнаружения дефектов поверхности катания. Несмотря на его распространённость, метод подвержен влиянию человеческого фактора и требует большое количество временных затрат. За последние годы разработано множество методов и средств обнаружения дефектов, различающихся между собой способом монтажа, измеряемыми физическими величинами и методами обработки сигналов. Классификация описываемых систем приведена на рисунке 1.1. Наиболее распространенный дефект поверхности катания, являющийся одной из причин схода подвижного состава – ползун. Исследованию влияния этого типа дефекта на инфраструктуру и разработке точных методов его обнаружения и оценки в диагностических сигналах посвящено множество научных работ [5, 10, 13, 21, 37, 46, 49, 57, 58, 61, 85, 123]. Причиной возникновения такого типа дефектов является экстренное торможение или скольжение колеса в процессе движения. При контакте дефектного колеса с рельсом в системе «колесо-рельс» возникают сверхнормативные динамические силы, приводящие к быстрому износу рельсов и повреждению ходовых частей вагонов.

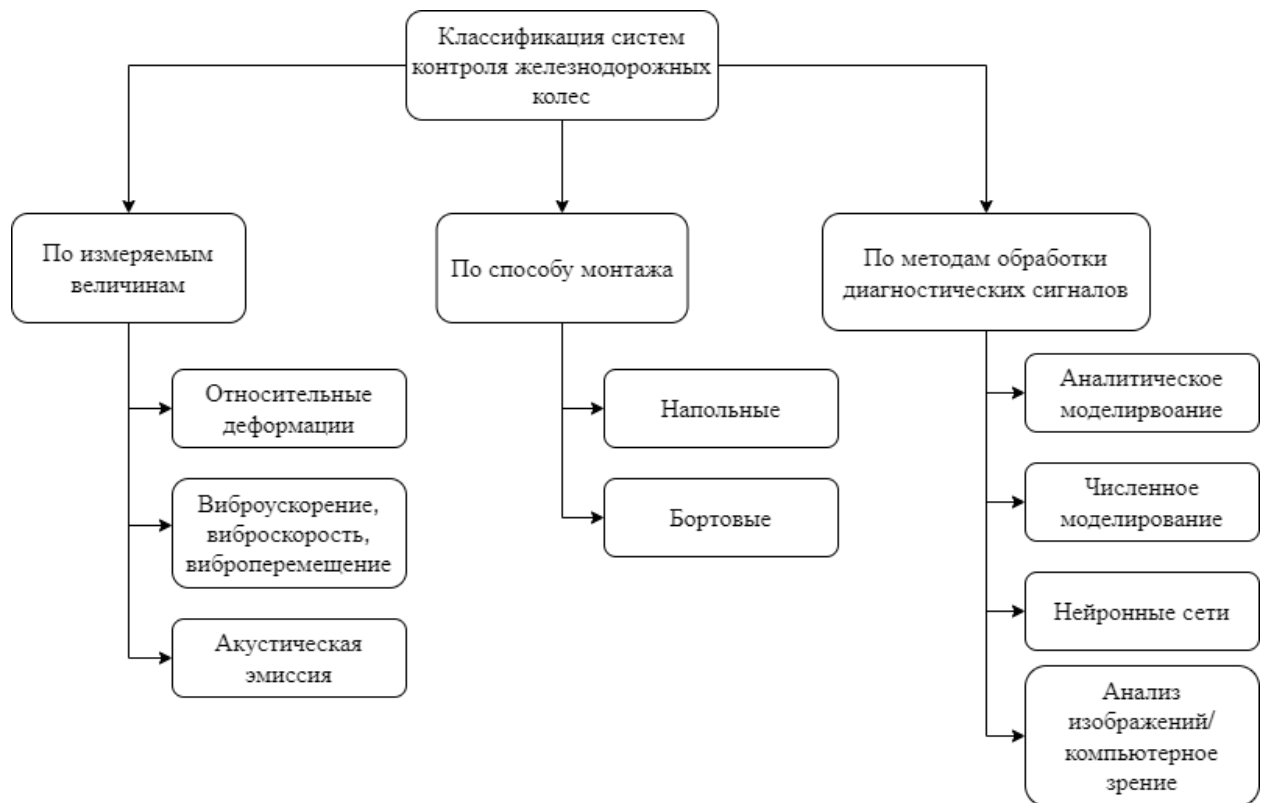


Рисунок 1.1 – Классификация систем обнаружения дефектов поверхности катания железнодорожных колес

Задачи в области мониторинга динамики подвижного состава и обнаружения дефектов поверхности катания колес неразрушающими методами на текущий момент остаются актуальными. Современные работы нацелены на исследование применимости датчиков различных типов и их расположения на диагностических участках пути [63, 74, 76, 114] с целью повышения точности и снижения затрат, связанных с установкой и обслуживанием внедряемых систем. В работах [4, 18, 72, 77] приводятся обзоры современных систем мониторинга, отличающихся между собой типами используемых датчиков: тензодатчики, акселерометры, датчики на основе волоконно-брэгговских решеток, параллелограммный механизм, резиновые подкладки под рельс, оптические датчики, пьезоэлектрические датчики. Круговая диаграмма процентного соотношения используемых датчиков в системах мониторинга приведена на рисунке 1.2.

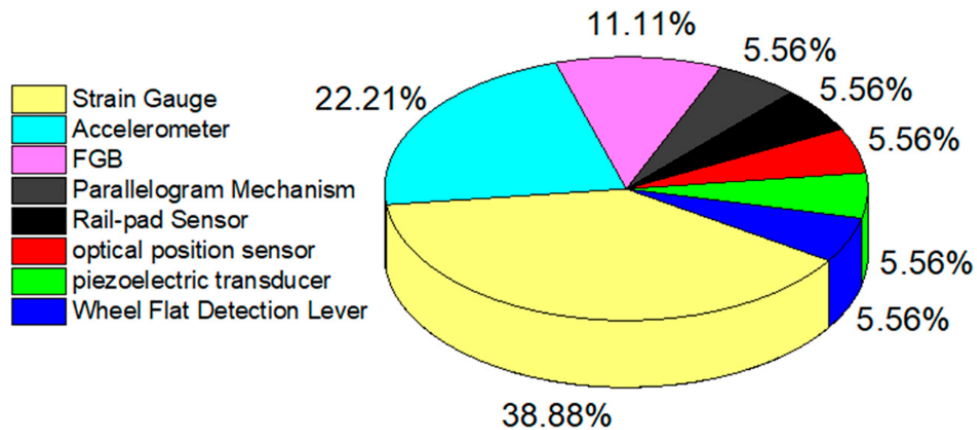


Рисунок 1.2 – Круговая диаграмма использования датчиков разных типов в системах мониторинга подвижного состава [18]

Из рисунка 1.2 видно, что наиболее распространёнными являются системы, основанные на измерении напряжений в рельсе под нагрузкой от колеса методом тензометрии [66, 80, 81, 92, 100, 108, 122]. Например, G. Krummenacher, C. S. Ong, S. Koller и др. [27] предлагают метод автоматического обнаружения дефектов колес, таких как некруглость, выщербины и ползуны, на основе измерений вертикальных сил от колеса системой. Разработанная система используется в составе напольной системы мониторинга поездов Wheel Load Checkpoint (WLC) [44] и состоит из тензорезисторов, закрепленных на шейке рельса между двумя шпалами (рисунок 1.3). Такое расположение покрывает 28 см вертикального воздействия проезжающего колеса. В ходе исследования авторы сравнивают два метода машинного обучения, в которых анализируются зависимости вертикальной силы, действующей от колеса на рельс, от времени и выдается информация о наличии или отсутствии дефектов на поверхности катания колеса.

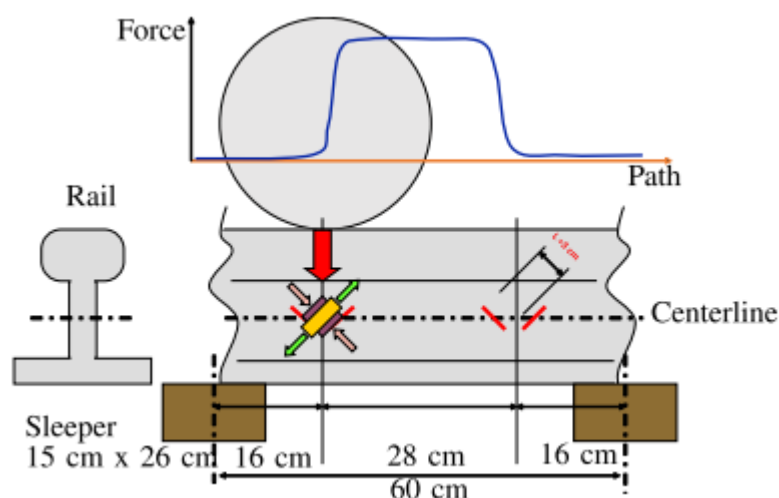


Рисунок 1.3 – Схема крепления одного датчика измерительной системы WLC [27]

Российская система [69, 131] обнаружения дефектов поверхности катания колес вагонов по значениям вертикальных сил в шейке рельса, возникающих от нагрузки колесной парой, представляет собой девять пар проволочных тензодатчиков типа ПКС-12 (сертификат RU.C.28.007.A № 30935, тип зарегистрирован в Государственном реестре средств измерений под № 37343-08), расположенных с двух сторон шейки рельса на нейтральной оси, на прямолинейном участке пути. Подробная схема измерительного участка приведена на рисунке 1.4.

Сигналы с тензодатчиков, при прохождении колесной пары по участку пути, передаются в ЭВМ для последующей обработки. Регистрация ударных воздействий колеса на рельс проводилась быстродействующей тензометрической системой «Динамика-1» (сертификат RU.C.28.007.A № 25487, тип зарегистрирован в Государственном реестре средств измерений под № 32885-06). Представленные алгоритмы обработки и фильтрации сигналов с тензодатчиков способен увеличить сигнал от информативных составляющих, связанных с деформациями рельса под нагрузкой от колеса и воздействия дефекта, и уменьшить уровень неинформативных шумов. Соотношение шум/сигнал составило 0,05.

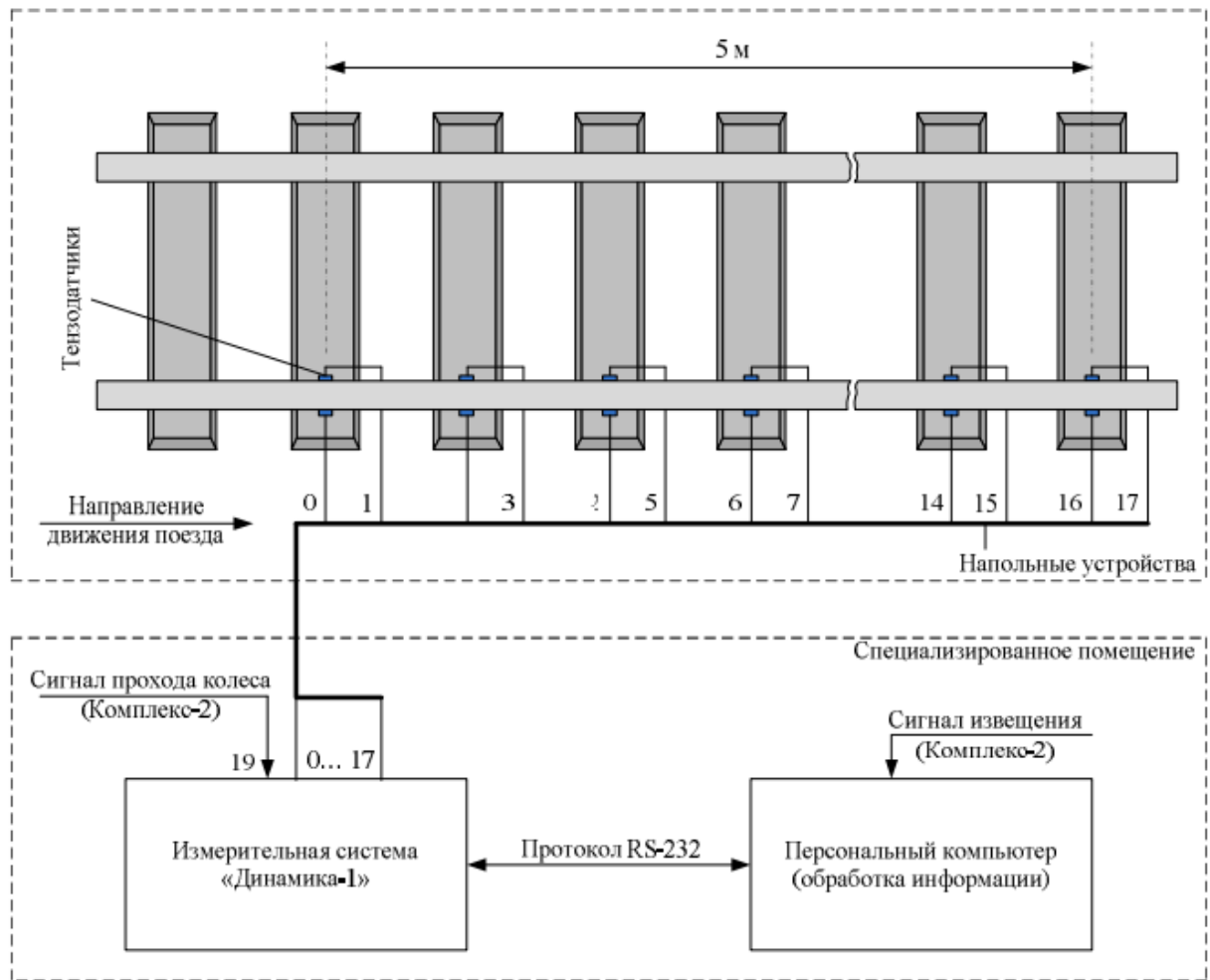


Рисунок 1.4 – Схема измерительного участка тензометрического контроля [69]

Дальнейшие исследования авторов [70, 132] доказывают применимость разработанной системы в определении вертикальной нагрузки от колес методом «РЖД–2016» [89]. На основе численной конечно-элементной модели оценивалась погрешность применяемого метода, связанные с расположением тензодатчиков относительно вертикальной оси рельса и влиянием жесткости подрельсового основания (рисунок 1.5).



Рисунок 1.5 – Влияние жесткости подрельсового основания на определение вертикальной и боковой сил [70]

Относительная погрешность не превышает 5 % при вариациях жесткости подрельсового основания в диапазоне от 10^6 до 10^{12} Н·м. При статических испытаниях рельс нагружался специализированным устройством вертикальной и боковой силой равными 200 кН и 100 кН, соответственно. По результатам испытаний выявлено, что погрешность, связанная с воздействием боковых сил, не превышает 4 %.

В продолжение работы исследовалась возможность идентификации дефектов и расчета значений динамических нагрузок от подвижного состава с использованием разработанной системы [68]. Позже были проведены полевые испытания на экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ» в условиях многократной повторяющейся динамической нагрузки [8, 56]. Выявлено, что система способно обнаруживать дефекты размером более 50 мм с вероятностью от 83 до 96% при скорости подвижного состава от 40 до 70 км/ч. Максимальная оценочная погрешность расчета динамических сил для дефектных и бездефектных колес составила ± 7 кН и ± 53 кН, соответственно.

Другим подходом к измерению деформаций в рельсе является использование волоконно-оптических датчиков на основе волоконно-брэгговских решеток [14, 17, 43, 78, 101]. В системе измеряются продольные деформации

подошвы рельса под действием динамической нагрузки от колеса. Схема диагностического участка представлена на рисунке 1.6. Длина участка составляет 3,15 м, что немного больше длины окружности колеса. Датчики деформаций, в количестве 21 штуки, располагаются на подошве рельса с интервалом 0,15 м. Такое расположение датчиков обусловлено возможностью одновременного обнаружения сигналов от потенциальных дефектов поверхности катания на нескольких соседних датчиках.

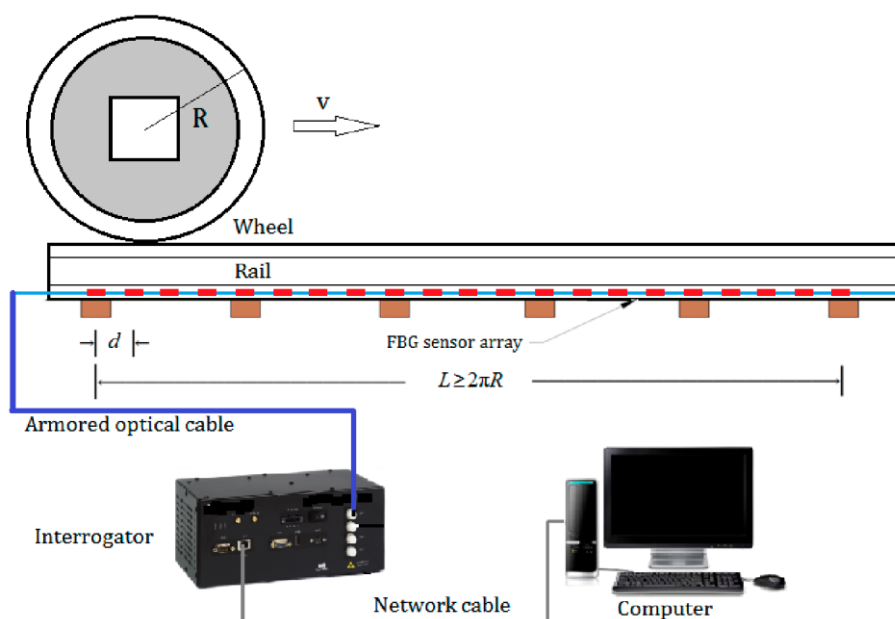


Рисунок 1.6 – Схема расположения волоконно-оптических датчиков и системы непрерывного мониторинга [14]

Для подтверждения работоспособности метода обнаружения дефекта проводились испытания на действующем железнодорожном пути при многократном проходе поезда с потенциальными дефектами на скоростях от 20 до 50 км/ч. После полевых испытаний обнаруженные дефекты сравнивались с результатами визуального контроля в депо. Результаты показали, что методом возможно обнаружить дефекты поверхности катания колес с глубиной около 0,06 мм.

Помимо деформаций рельса создаются новые измерительные комплексы, основанные на различных физических эффектах [127]: магнитное поле [130], лазерное излучение [67] виброускорение [23, 39, 59], акустическая эмиссия и

ультразвук [11]. Так, в работе [20] описывается работа системы обнаружения и расчета геометрических параметров ползунов по принципу параллелограммного механизма, состоящего из измерительной линейки, шатунов, пружин, гидравлического демпфера, ограничительного блока, как показано на рисунке 1.7.

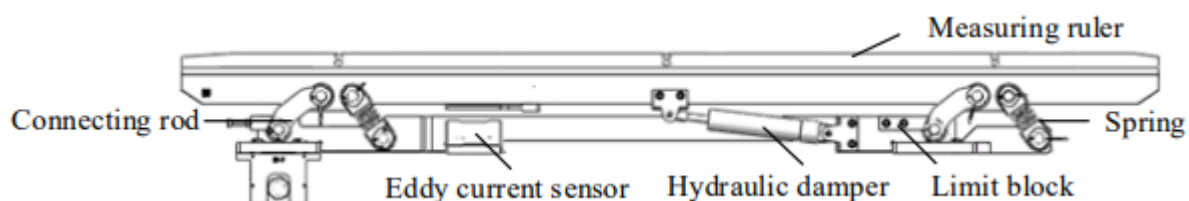


Рисунок 1.7 – Схема параллелограммного механизма [20]

Когда колесо проезжает над измерительным устройством, измерительная линейка смещается вниз под вертикальной силой, передаваемой от колеса на рельс. Вертикальное смещение линейки измеряется вихретоковым датчиком. При отсутствии мешающих факторов, выходной сигнал с датчика имеет форму, показанную на рисунке 1.8. Если колесо наезжает на измерительное устройство ползуном, то в выходном сигнале произойдет внезапное изменение вертикального смещения вниз. Максимальное вертикальное смещение представляет собой глубину ползуна. Длина дефекта определяется по формуле:

$$L = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot d - d^2} \approx \sqrt{8 \cdot R \cdot d}, \quad (1.1)$$

где d – максимальная длина дефекта, R – радиус колеса.

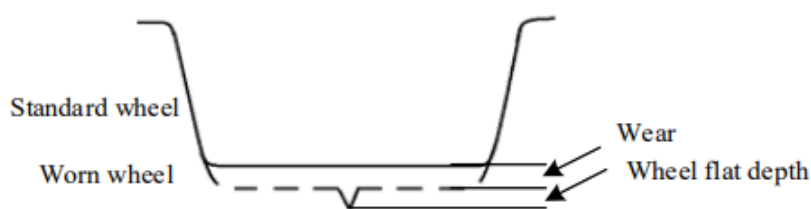


Рисунок 1.8 – Форма выходного сигнала с датчика в идеальных условиях [20]

Параметры системы, такие как значение коэффициента демпфирования, расположение линейки и датчика определялись а основе численной модели. Для оценки работоспособности системы проводились лабораторные испытания. Колесо со скоростью 5 км/ч проезжало над измерительной системой. Для

имитации дефекта использовались прокладки с толщиной 0,1 мм, 0,15 мм и 0,2 мм. Полученные сигналы представлены на рисунке 1.9. Так как при проезде через прокладку колесо приподнимается, резкое изменение сигнала направлено вверх. Результаты измерений, представленные в таблице 1.1, показывают, что система позволяет рассчитать глубину дефекта с погрешностью $\pm 0,05$ мм.

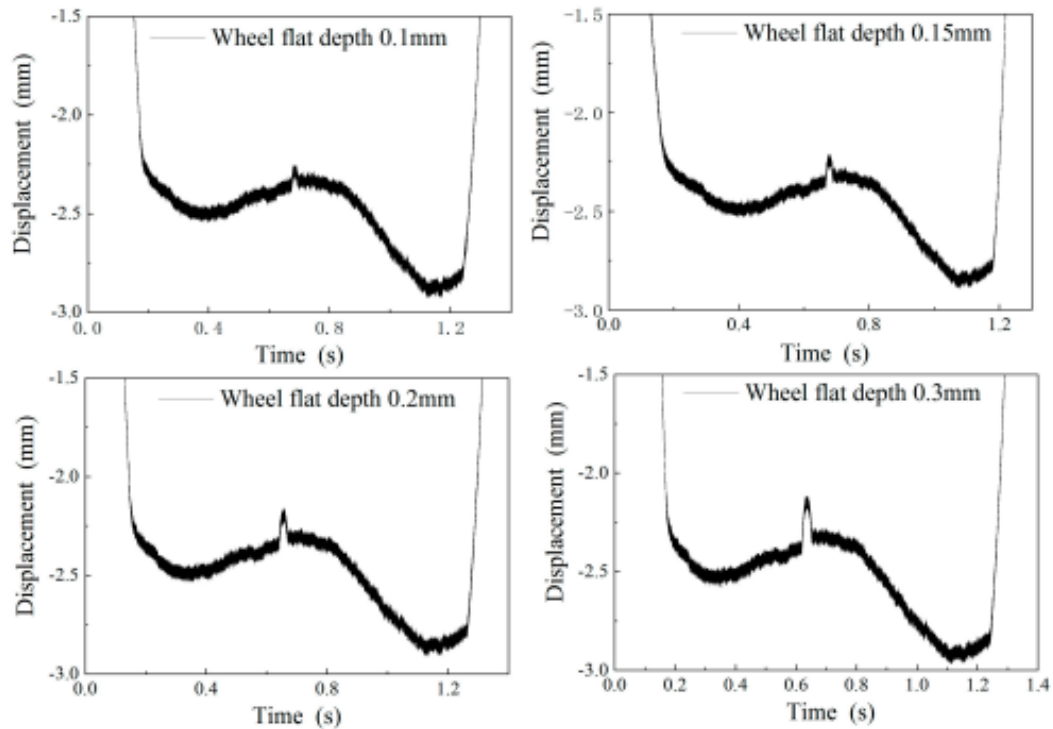


Рисунок 1.9 – Форма сигнала от симитированного дефекта [20]

Таблица 1.1 – Результаты измерения глубины симитированного дефекта

Параметр	Глубина дефекта, мм			
Теоретическое значение	0,10	0,15	0,20	0,30
Измеренное значение	0,15	0,17	0,21	0,29
Погрешность	0,05	0,02	0,01	0,01

В работе также приведены результаты полевых испытаний на подъездном участке пути, в которых не представлены сигналы от колес с ползунами. Результаты испытаний демонстрируют эффективность определения оптимальных параметров системы по численной модели.

Способ обнаружение дефектов поверхности катания железнодорожных колес на основе сигналов виброускорения рельса рассматривается в работе [41]. Исследования проводились на участке трамвайного пути длиной 2250 мм. Небольшой размер диагностического участка обусловлен длиной окружности колеса трамвайного вагона – 2054 мм. Для регистрации сигналов вибрации использовались пьезоэлектрические преобразователи РМ1-РМ4 (рисунок 1.10).

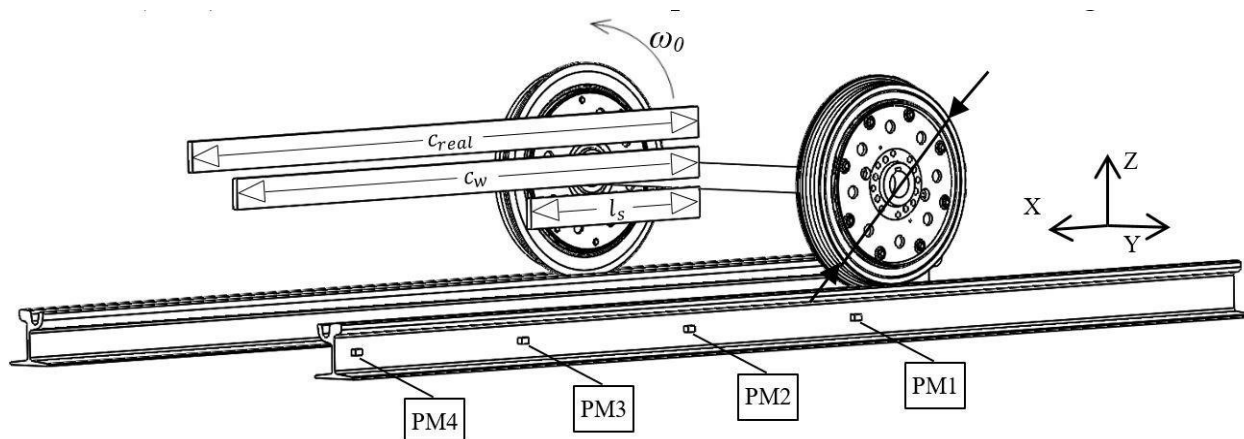


Рисунок 1.10 – Схема расположения пьезоэлектрических датчиков на участке трамвайного пути [41]

Способ, представленный в работе, эффективно обнаруживает ползуны на поверхности катания трамвайных колес. Предлагаемая система, использующая этот способ, интерпретирует данные для оператора как в форме числовых значений, так и в бинарной форме «годно/брак».

В работах российских авторов [64, 84, 99, 133] также исследовалась применимость виброметрии в системах контроля поверхности катания колес. Проводился анализ применимости универсальных цифровых датчиков ускорений (ДУЦ) для обнаружения дефектов поверхности катания колеса: ползунов глубиной от 0,7 до 1 мм, выщербин глубиной от 5 до 10 мм и длиной от 30 мм, наваров высотой более 1 мм, а также дефектов, не соответствующих требованиям руководящего документа [121]. Исследование применимости использования ДУЦ для выявления дефектов проводилось на основе анализа эталонных ударных воздействий, вызванных сбросом груза массой 5,5 кг с высоты 1,5 м по

направляющей трубе на рельс в области расположения ДУЦ (рисунок 1.11). На основании проведенных исследований разработано программное обеспечение, способное обнаружить дефект и оценить его опасность путем пороговой оценки амплитуды виброускорения в определенной частотной области.

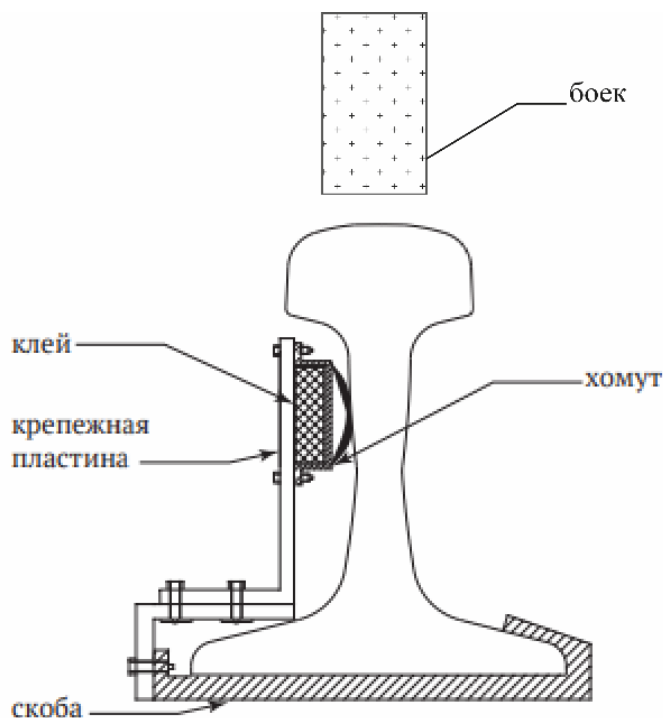


Рисунок 1.11 – Схема установки осуществления эталонного ударного воздействия на рельс

При наезде колеса с дефектом на рельс возникает ударный шум в некотором частотном диапазоне. Авторы [25] в своих исследованиях демонстрируют систему обнаружения дефектов поверхности катания трамвайных колес с помощью частотно–временной обработки акустических сигналов.

Схема измерительного участка приведена на рисунке 1.12. Система состоит из трех акустических приемников Brüel and Kjær Sound and Vibration A/S расположенных на расстоянии 2 м от пути. Расстояние между приемниками составляло 1,02 м, что соответствует полному обороту колеса. Для обнаружения приближения поезда использовались фотоэлементы типа «приемник–передатчик». Акустические сигналы регистрировались непрерывно и синхронно с частотой дискретизации 65 кГц.

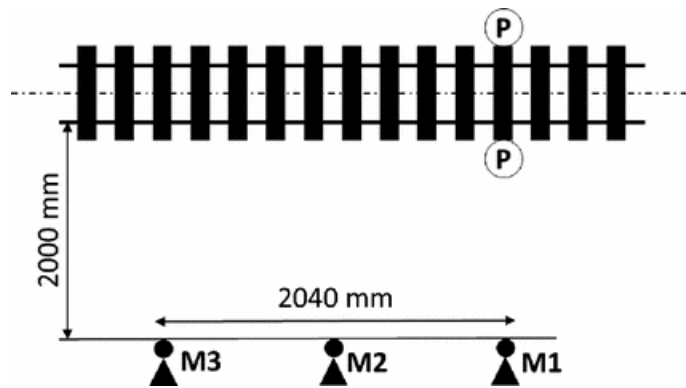


Рисунок 1.12 – Схема измерительного участка с системой акустического контроля; М – микрофон; Р – фотоэлементы [25]

По результатам исследований авторы показали возможность обнаружения дефектов поверхности катания колес трамваев акустическим методом при скоростях движения от 25 до 30 км/ч. За счет применения частотно–временной обработки сигналов предложенная система также позволяет локализовать дефектное колесо.

На основе регистрации акустических сигналов в России разработан диагностический комплекс пост акустического ультразвукового контроля (ПАУК–11К) [72]. Схема комплекса приведена на рисунке 1.13.

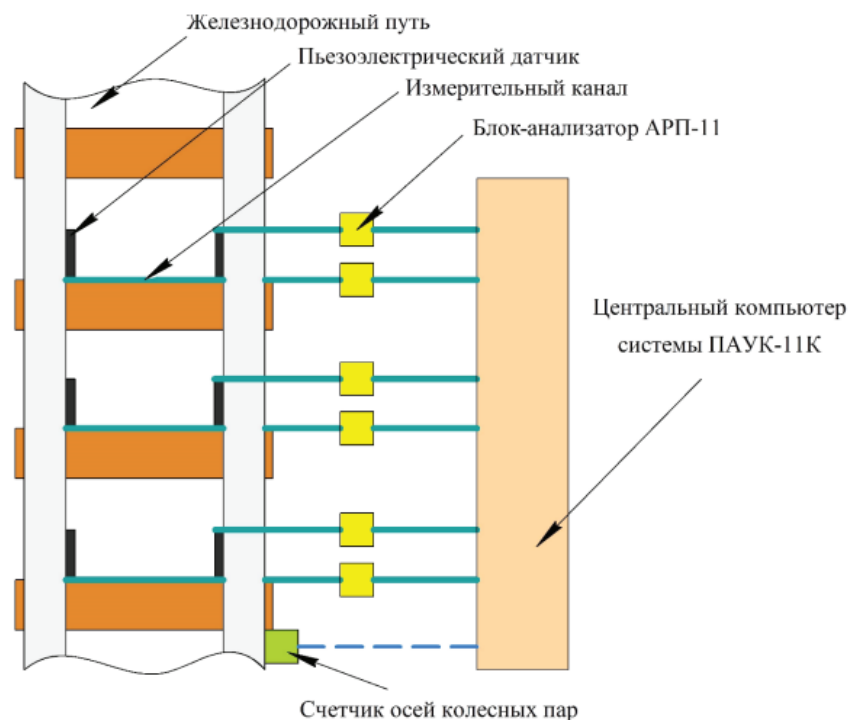


Рисунок 1.13 – Схема комплекса ПАУК–11К [72]

Вся система представляет собой 5 пар пьезоэлектрических датчиков, закрепленных между шпалами на левом и правом рельсах. Каждый датчик подключен к отдельному блоку–анализатору АРП-11, что позволяет эффективно монтировать и демонтировать комплекс. Диагностические сигналы по измерительным каналам поступают в ЭВМ, где они обрабатываются в реальном времени и формируется заключение о состоянии каждой колесной пары. Время контроля одной колесной пары составляет приблизительно 0,15 с.

Следует отметить диссертацию А.О. Коломейца [102] в которой приведен подробный анализ современных напольных систем мониторинга железнодорожных колесных пар. В работе описываются системы контроля колес железнодорожных вагонов и методов оценки динамических сил, возникающих при контакте колеса с рельсом. Описанные методы классифицируются по измеряемым характеристикам: напряжения или деформации в рельсе, усилие на шпалы, ускорение рельса или других элементов пути. В качестве примеров систем, реализующих приведенные методы, выделены: детектор дефектных колес (ДДК) (Россия) [110], система контроля вертикальных динамических нагрузок (СКВДН) (Россия), Wheel Impact Load Detector (WILD) (США) [30, 44], Sensorline и Multirail WheelScan (Германия) [40], Quo Vadis (Голландия), Lasca (Германия) [30], ScalexWild (Финляндия) [29], Gotcha (Голландия, Швеция) [30].

Помимо напольных систем контроля колес широко исследуются бортовые системы, основанные на анализе динамики неподвижных частей вагона в эксплуатации. Так, например, в работе [33] предлагается метод обнаружения ползунов на поверхности катания колеса путем анализа виброускорения буксового узла датчиком акселерометра. На рисунке 1.14 представлено расположение датчика виброускорения на буксовом узле. Ударные характеристики в сигнале виброускорения, вызванные наличием ползуна, выделяются методом разложения по вариационным модам в комбинации со спектром огибающей (VMD-ES) [22, 47].

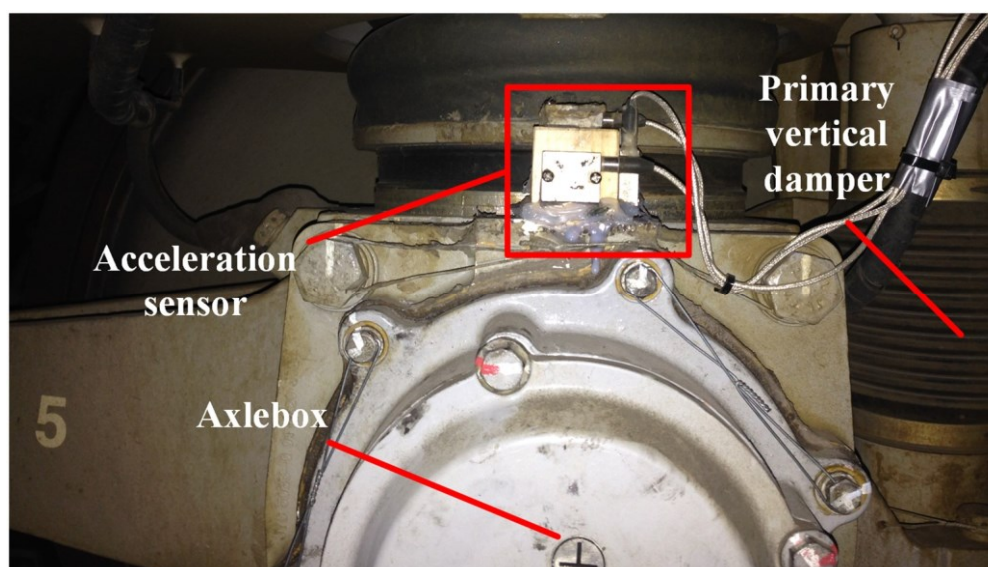


Рисунок 1.14 – Размещения датчика виброускорения на буксовом узле [33]

Для подтверждения работоспособности метода авторами разработана и верифицирована трехмерная динамическая модель ускорения буксы, вызванного наличием ползуна на поверхности катания колеса. Результаты моделирования и полевые испытания показывают, что метод VMD-ES способен обнаружить ползун длиной 16 мм на поверхности катания колеса по виброускорению буксы на разных скоростях движения поезда с вероятностью 96 %. Метод также позволяет обнаружить дефект, связанный с эксцентриситетом колеса, который характеризуется наличием в спектре огибающей с несущей частотой 33,6 Гц.

Еще одним вариантом бортовой системы мониторинга динамического воздействия от подвижного состава на путь является тензометрическая колесная пара (ТПК) [65, 119, 135, 136] (рисунок 1.15). В работе [75] представлены теоретические основы способа мониторинга технического состояния пути по значениям вертикальных и боковых сил, возникающих при контакте колеса с рельсом.

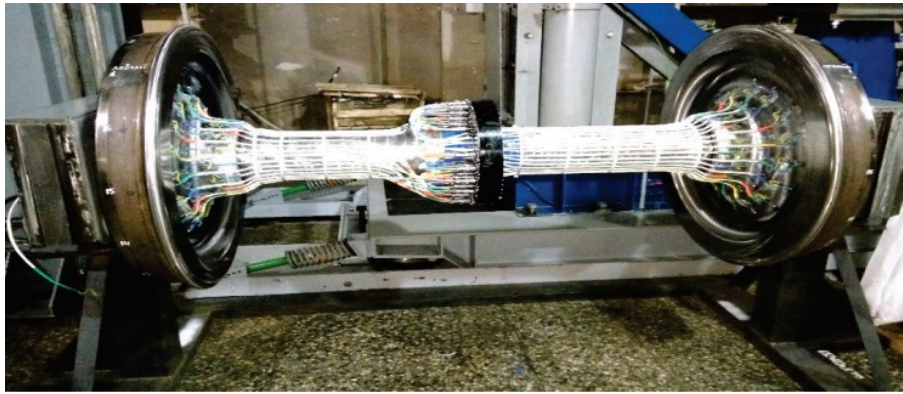


Рисунок 1.15 – Тензометрическая колесная пара [75]

Значения вертикальных и боковых сил определяются как сумма значений относительных деформаций, полученных с тензодатчиков, закрепленных на внутренней стороне диска колеса на четырех concentричных окружностях с угловым шагом $22,5^\circ$:

$$\begin{Bmatrix} Q(t) \\ P(t) \end{Bmatrix} = [G]^+ \cdot \begin{Bmatrix} S_1(t) \\ S_2(t) \\ S_3(t) \\ S_4(t) \end{Bmatrix}, \quad (1.2)$$

где $Q(t), P(t)$ – вертикальная и боковая силы между колесом и рельсом в момент времени t ; $[G]^+$ – матрица масштабных коэффициентов; $S_1(t) - S_4(t)$ – выходные сигналы с установленных тензодатчиков в момент времени t .

По результатам исследований разработано программное обеспечение для вычисления мгновенных значений коэффициентов запаса устойчивости от схода вагонов с рельсов [88] по которым фиксируются потенциальные дефектные участки пути.

Наличие дефектов поверхности катания колеса приводит к повышенному динамическому воздействию на верхнее строение пути [73, 90, 93, 95, 105, 106, 111, 116, 125], включая балластную призму [15, 24, 60]. При постоянных высоких динамических нагрузках балластный слой верхнего строения пути со временем теряет свои упругие свойства, становится жестким и не способным эффективно распределять нагрузку на нижнее строение пути [42, 50, 51, 52]. Для поддержания балластного слоя в достаточном упругом состоянии при текущем и срочном

ремонте выполняются работы по выправке, подбивке и рихтовке балласта при помощи специализированных машин. Для эффективного планирования путевых работ, связанных с балластом, службам железнодорожной инфраструктуры необходимо иметь информацию о состоянии балластной призмы. Также необходимы средства оценки качества выполнения работ с целью контроля за соблюдением технологии.

Недавние работы направлены на исследование применимости различных подходов к контролю качества балласта при эксплуатации и после выполнения путевых работ [62, 83, 94, 97, 107, 113, 115]. В статьях [7, 137] предлагается установка датчиков различных типов (тензометрические датчики, акселерометры, датчики давления, лазерный дальномер) непосредственно на выпровочно-подбивочную-рихтовочную машину (рисунок 1.16). Однако при таком подходе невозможно провести контроль плотности балластного слоя на месте, независимо от работы путевой техники.

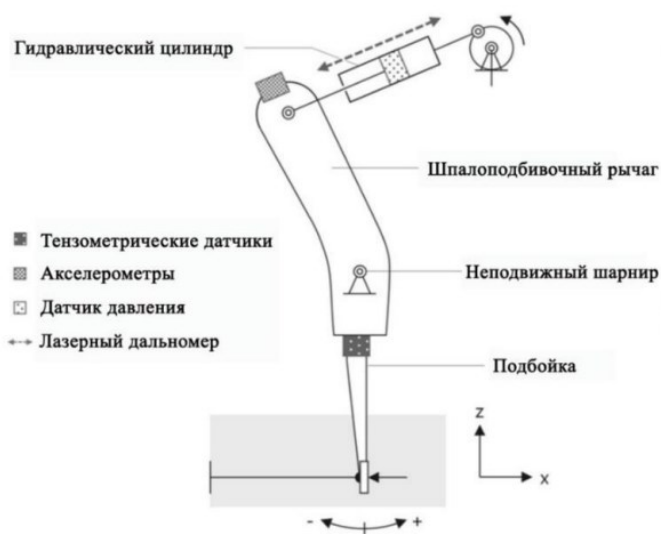


Рисунок 1.16 – Схема расположения датчиков на подбивочном блоке [137]

В работе [32] представлен метод количественной оценки модуля деформации торфяного железнодорожного полотна, основанные на измерении прогибов пути при динамической нагрузке от подвижного состава. Для измерения смещения положения железнодорожного пути под действием динамических сил применяется метод корреляции цифровых изображений [112, 134], отслеживая

подмножества изображения в разных местах (рисунок 1.17). В рамках данного исследования измерялось смещение рельса, шпал и поверхности балластной призмы.

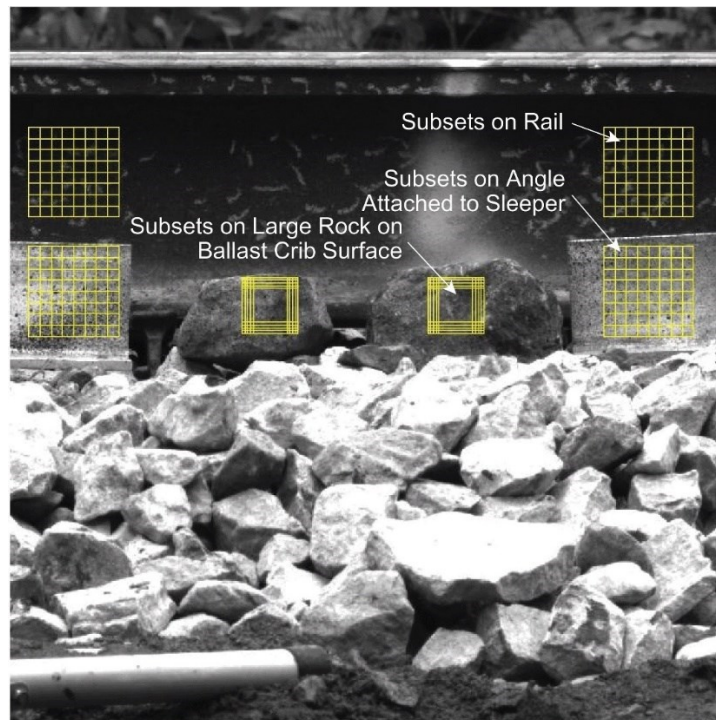


Рисунок 1.17 – Пример подмножеств, используемых в методе корреляции цифровых изображений [32]

Для измерения динамической нагрузки от подвижного состава в разработанную систему интегрирована система WILD [14]. Рассчитываемый модуль деформации пути связан с измеряемыми параметрами следующим отношением:

$$u = \frac{\sum P}{\int_{-\infty}^{+\infty} w(x) dx}, \quad (1.3)$$

где P – нагрузка от одного колеса; $w(x)$ – прогиб рельса.

Разработанный метод применялся для оценки работ по стабилизации балласта. По результатам эксперимента удалось доказать, что процедура стабилизации балласта позволила увеличить модуль деформации до допустимого значения равным 39 МПа при минимально рекомендованном значением 28 МПа [45]. Однако в работе не приведена оценка достоверности и точности измерений.

Помимо бортовых и напольных систем мониторинга упругости балластной призмы активно исследуется применимость установок динамического штампа для проведения оперативных измерений модуля деформации балласта [2, 31, 48, 53, 126] (рисунок 1.18).



Рисунок 1.18 – Динамический плотномер грунтов ДПГ – 1.2 [126]

Принцип работы установки основан на приложении динамической ударной нагрузки к нагрузочной плите (штампу), которая передает силу сжатия на контролируемую поверхность [87]. Датчик акселерометра, установленный в центре нагрузочной плиты, регистрирует сигнал ускорения. Последние научные работы направлены на поиск информативных параметров в сигналах ускорения. В работах [1, 3, 126] значение динамического модуля упругости связано со значением максимального перемещение отношением:

$$E = 1,5 \cdot r \cdot \frac{\sigma_{max}}{x_{max}}, \quad (1.4)$$

где r – радиус нагрузочной плиты; σ_{max} – максимальное нормальное напряжение основания под нагрузочной плитой, которое обеспечивается равным $0,1 \text{ МН/м}^2$; x_{max} – максимальное смещение поверхности основания при нагружении.

Подход, основанный на измерении амплитудных параметров без учета динамики процесса упругого взаимодействия нагрузочной плиты и

контролируемого основания, подвержен влиянию неопределенностей и мешающих факторов, что уменьшает точность измерений. В работе [2] представлена система расчета модуля деформации дорожных одежд на основе конечно-элементной модели распределений деформаций грунта под ударной нагрузкой. Разработан способ на основе решения обратной задачи подбора коэффициентов эмпирической функции модуля деформации с учетом смещения штампа, которая наилучшим образом описывает теоретическую модель. Способ проверялся многократными измерениями на трех уровнях конструкции дорожных одежд. Работоспособность подтверждается низким значением средней абсолютной ошибки не более 0,1845 МПа. Однако разработанная эмпирическая функция подходит только для измерения модуля деформации мелкозернистых связных грунтов и не применяется для измерения щебеночных оснований.

1.2 Цифровые методы обработки первичных диагностических сигналов

Цифровые диагностические сигналы, получаемые с напольных систем мониторинга подвижного состава, являются основным источником информации о техническом состоянии ходовых частей вагонов. В связи с этим растет количество методов обработки цифровых сигналов, направленных на повышение достоверности и оперативности контроля. Среди существующих методов можно выделить четыре основных подхода:

- 1) выделение информативных параметров сигналов, наилучшим образом коррелирующих с измеряемой величиной;
- 2) извлечение из сигнала полезных составляющих, связанных с измеряемой величиной;
- 3) использование алгоритмов машинного обучения;
- 4) решение обратной задачи.

Методы, используемые в первом подходе, могут включать в себя анализ определенных частот, амплитуд, фронтов или других параметров [6]. Например, в исследовании [41] в качестве информативного параметра использовалось

среднеквадратическое значение (СКЗ) виброускорения рельса и значение амплитуд в амплитудно-частотной области при проезде трамвая по диагностическому участку.

Сигнал виброускорения, полученный с каждого датчика, от колесных пар с дефектами имеет многочисленные всплески амплитуды (рисунок 1.19). Максимальное значение виброускорения при проезде бездефектных колес на 70% меньше, чем для колес с дефектом, а СКЗ виброускорения уменьшается на 30%. Таким образом, при достижении СКЗ виброускорения некоторого установленного предельного значения колесная пара бракуется. Предельное СКЗ определялось на основании продолжительных наблюдений сигналов виброускорения на одном участке пути, что не гарантирует воспроизводимость результатов на других участках. Это связано с тем, что на сигнал виброускорения, кроме сил от колеса, влияют множество других неконтролируемых факторов, таких как жесткость подрельсового основания, собственные колебания пути и элементов конструкции трамвая.

Для повышения достоверности результатов контроля проводился анализ огибающей сигнала виброускорения в амплитудно-частотном диапазоне. Авторы считают, что в полученных спектральных характеристиках сигналов видны различия между дефектными и бездефектными колесами.

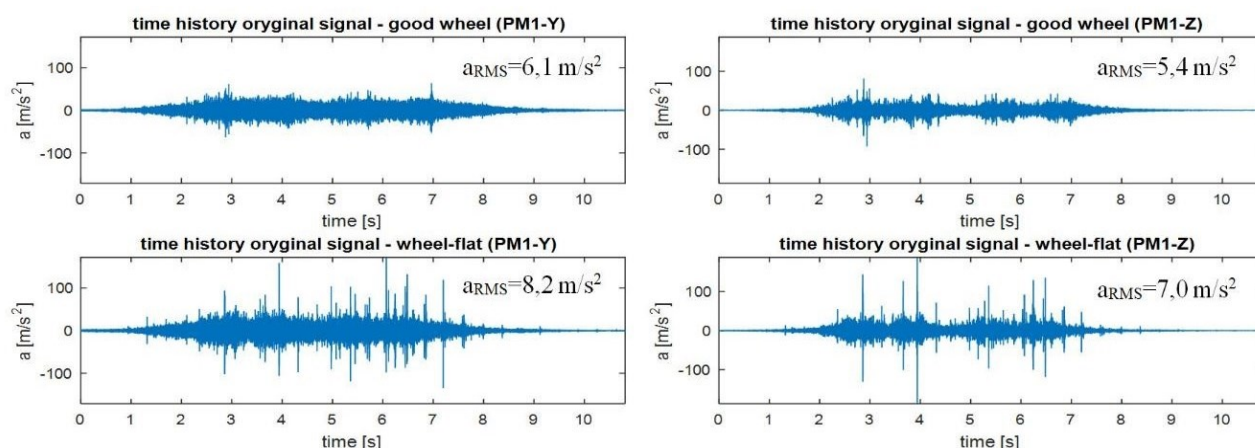


Рисунок 1.19 – Зависимости виброускорения в двух направлениях от времени при проезде бездефектных колес (а) и колес с дефектом (б) [41]

Современная система обнаружения дефектов поверхности катания типа ползун [19] основана на измерении деформаций рельса оптическим датчиком и лазером при воздействии силы от колеса. Пример сигнала деформаций, полученного при проезде одного вагона представлен на рисунке 1.20, *а*. В работе также представлена математическая модель ударного воздействия ползуна на рельс. С помощью модели установлена связь между размером дефекта и амплитудой сигнала (рисунок 1.20, *б*).

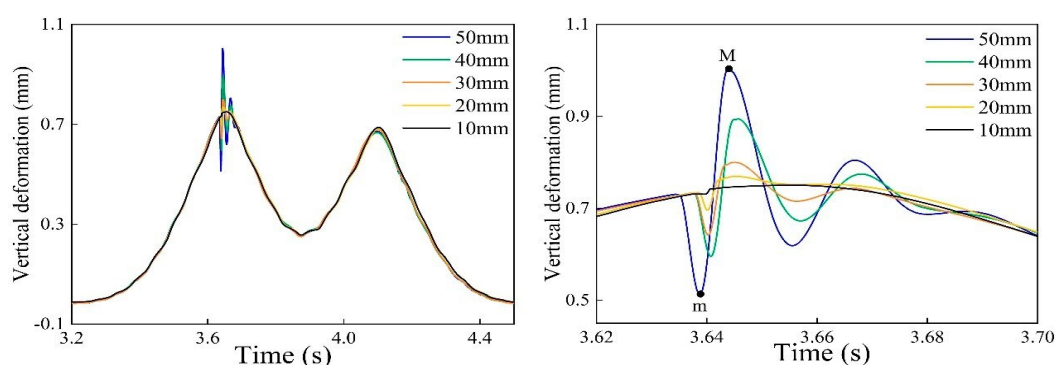


Рисунок 1.20 – Зависимость сигнала вертикальных деформаций рельса от времени при проезде двух колесных пар (*а*) и локальные изменения в сигнале при проезде колеса с дефектом (*б*) [19]

Амплитуда сигнала, вызванного ударом о рельс колеса с дефектом, выбрана в качестве информативного параметра, так как она имеет прямую зависимость с размером дефекта. При увеличении размера дефекта амплитуда сигнала увеличивается. Для подтверждения достоверности модели и применимости выбранного информативного параметра приведены результаты лабораторных и полевых испытаний. В эксперименте моделировались дефекты с размером: 18 мм, 45 мм, 65 мм. Оценка повторяемости результатов контроля приведена на рисунке 1.21. По результатам оценки максимальная погрешность при измерениях составила приблизительно 10 мм.

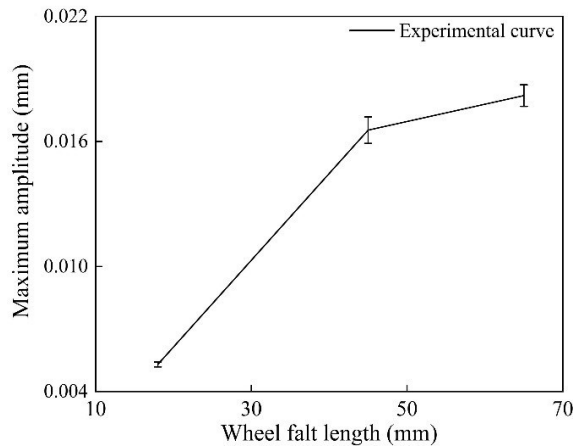


Рисунок 1.21 – Зависимость значений информативного параметра от размеров дефекта: 18 мм, 45 мм, 55 мм [19]

Расчет вертикальных и боковых сил, действующих на путь от подвижного состава по значениям деформаций рельса, описывается в методе «РЖД-2016» [89, 96]. В способе описано использование матрицы влияния $[G]$ и псевдообразной к ней матрицы $[G]^+ = ([G]^T \cdot [G])^{-1} \cdot [G]^T$, связывающей действующие на рельс силы и напряжения в рельсе, полученный от тензодатчиков:

$$\{F(t)\} = \begin{Bmatrix} F_Z(t) \\ F_Y(t) \\ M(t) \end{Bmatrix} = [G]^+ \cdot \{S(t)\}, \quad (1.3)$$

где $F_Z(t)$ – вертикальная сила, передаваемая от колеса на рельс, кН; $F_Y(t)$ – боковая сила, передаваемая от колеса на рельс, кН; $M(t)$ – крутящий момент, кН·мм.

Силовые факторы, действующие в момент времени t определяются уравнениями:

$$F_Z(t) = a_{11} \cdot S_1(t) + a_{12} \cdot S_2(t) + a_{13} \cdot S_3(t) + a_{14} \cdot S_4(t), \quad (1.4)$$

$$F_Y(t) = a_{21} \cdot S_1(t) + a_{22} \cdot S_2(t) + a_{23} \cdot S_3(t) + a_{24} \cdot S_4(t), \quad (1.5)$$

$$M(t) = a_{31} \cdot S_1(t) + a_{32} \cdot S_2(t) + a_{33} \cdot S_3(t) + a_{34} \cdot S_4(t), \quad (1.6)$$

где a_{ij} – масштабные коэффициенты; $S_1(t) - S_4(t)$ – показания тензодатчиков в момент времени t .

Точность определения сил зависит от масштабных коэффициентов, определяемых на этапе калибровки системы. Проводились апробации метода с

помощью испытаний на действующем участке пути [138], которые показали, что погрешность определения вертикальной силы составила 1,5 %, боковой силы 10 %, крутящего момента 7 %. При наличии дефектов на поверхности катания погрешность определения вертикальных силы достигает 200–300 % в зависимости от величины дефекта [72].

Определение и использование информативных параметров тензометрических сигналов при контроле динамических сил и дефектов поверхности катания колес грузовых вагонов в движении описывается в работах [16, 55, 69, 71, 102]. В качестве диагностического сигнала использовались сигналы симметричных деформаций шейки рельса, которые определяются как полусумма сигналов с пары тензодатчиков, наклеенных на противоположных сторонах средней линии рельса. Для нахождения информативного параметра – время проезда колеса над парой тензодатчиков исходный сигнал фильтровался алгоритмом линейной свертки с функцией косинуса, определенной на одном периоде. В результате фильтрации (рисунок 1.22) из сигнала исключались неинформативные низкочастотные составляющие.

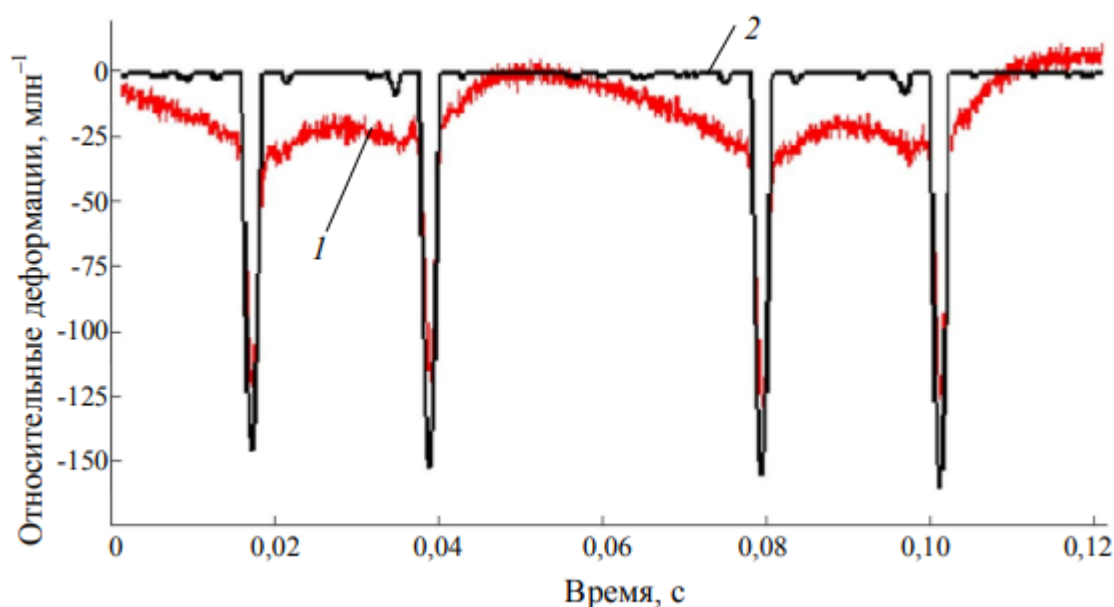


Рисунок 1.22 – График зависимости симметричных деформаций от времени до (1) и после (2) фильтрации [102]

Силы, действующие от колеса на рельс, определялись решением обратной задачи нахождения деформаций рельса под проходящим поездом. Деформации над шпалой описывались зависимостью:

$$\varepsilon_n = F_0 \cdot \varphi(y) + F_n \cdot \chi(y), \quad (1.7)$$

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

Исходя из уравнения (1.7), сигнал разделялся на импульсную составляющую $F_0 \cdot \varphi(y)$, связанную с силой воздействия колеса на рельс, и плавную составляющую $F_n \cdot \chi(y)$, связанную с силой реакции шпалы. Чтобы точно определить силу воздействия от колеса на рельс из сигнала симметричных деформаций, исключалась составляющая, связанная с реакцией шпалы. Для этого в окрестностях импульса, вызванного воздействием колеса, сигнал аппроксимировался полиномом четвертой степени (рисунок 1.23).

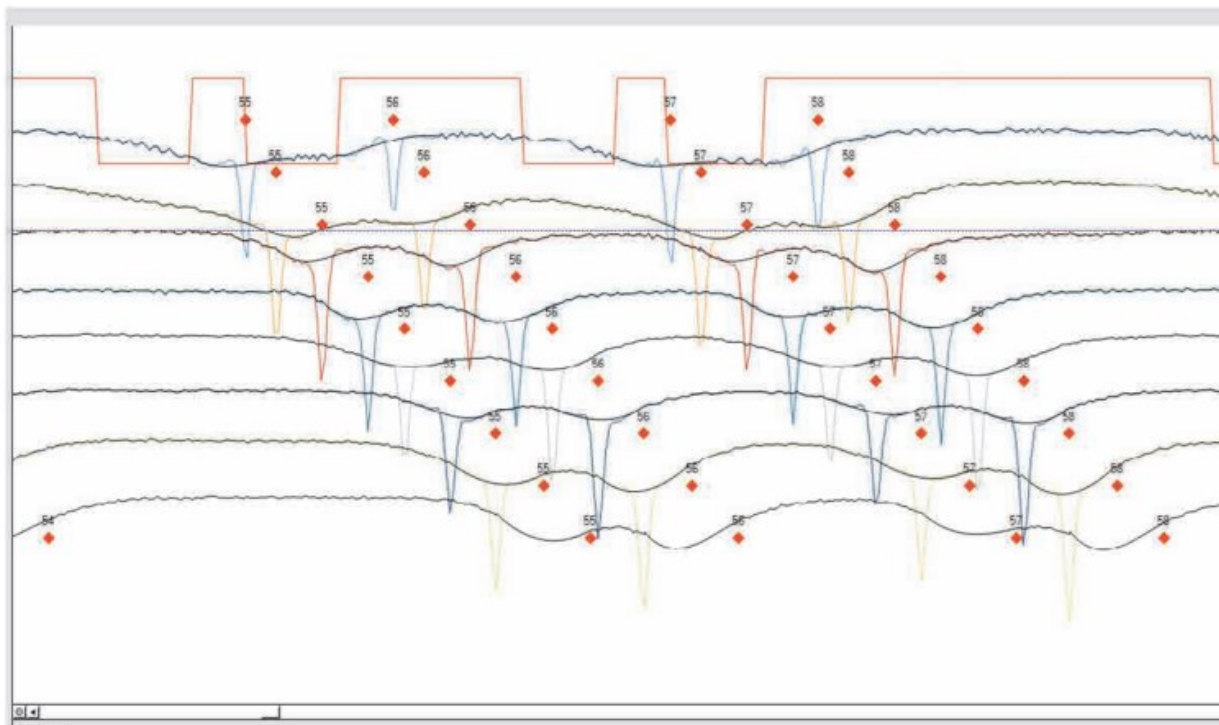


Рисунок 1.23 – Тензометрические сигналы симметричных деформаций с рассчитанными компонентами сигнала реакции шпалы [102]

По результатам испытаний выявлено, что исключение из сигнала составляющей, связанной с силой реакции шпал, позволяет уменьшить ее влияние на результаты измерения динамических сил, погрешность которых не превышает 5 %.

Схожий подход к обработке сигналов представлен в работе [34]. Для извлечения из сигнала составляющей, связанной с воздействием дефектов колес, использовался метод слепого разложения сигнала (BSS) на две компоненты (рисунок 1.24). Диагностический сигнал представлял собой деформации рельса, зарегистрированные датчиком на основе волоконно-брэгговских решеток (ВБР).

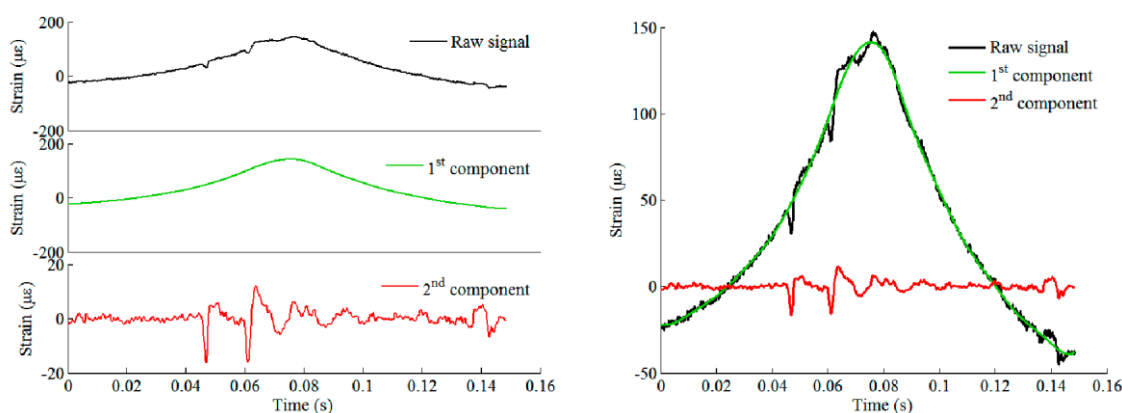


Рисунок 1.24 – Сигнал реакции рельса на воздействие дефектного колеса и его разложение на компоненты [34]

Дальнейший процесс идентификации дефектов поверхности катания колес основан на оценке выбросов по критерию Шовене во втором компоненте разложенного сигнала. Для повышения достоверности локализации дефектов диагностический участок оснащается массивом ВБР датчиков. Если в один период времени аномалии в сигнале возникают на соседних датчиках, то они связаны с наличием дефектов.

Для проверки работоспособности предложенного метода были проведены многократные испытания, демонстрирующие обнаруживаемость дефектов размером не менее 0,06 мм. В работе не исследовалась применимость метода в определении размеров дефектов и их силового воздействия на путь по диагностическим сигналам.

Отличными от классических методов обработки сигналов выделяют методы, использующие предварительно обученные нейронные сети. Чаще всего нейронные сети применяются для классификации диагностических сигналов. Например, в работе [27] для классификации дефектов используются модели машинного обучения: сверточные нейронные сети (CNN), глубокие нейронные сети и метод опорных векторов (SVM). Результаты исследования показывают, что наиболее эффективной моделью является CNN, которая достигает точности распознавания дефектов на уровне 80–90%. Иллюстрация процесса классификации приведена на рисунке 1.25.

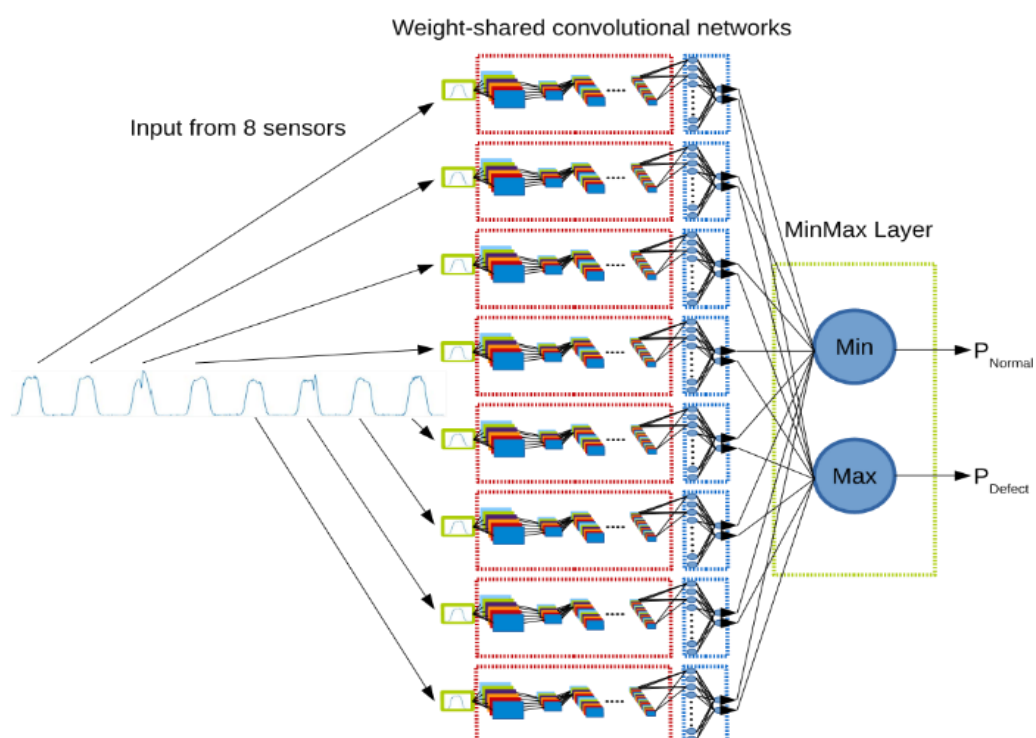


Рисунок 1.25 – Структура классификационной модели нейронной сети. Красные прямоугольники слева представляют CNN с общим весом, цветные столбцы обозначают признаки, изученные CNN, а зеленый прямоугольник – окончательный результат классификации [27]

Сигналы деформаций рельса под нагрузкой от колеса с восемью датчиков поступают на вход слоя CNN для выделения абстрактных признаков колеса. На выходе из CNN получается восемь векторов, содержащих по восемь признаков. Далее эти вектора подаются на вход полносвязной нейронной сети для

дальнейшей классификации колес по выделенным признакам. Авторы также предлагают метод улучшения качества обнаружения – использование вейвлет преобразования в процессе предварительной обработки данных для обучения модели. Решение, полученное в работе, способно идентифицировать наличие дефектов на поверхности катания колес, а также классифицировать типы обнаруженных дефектов, однако оценить степень опасности обнаруженных дефектов не предоставляется возможным.

Выделение из сигналов характеристик, связанных с наличием дефекта методами машинного обучения без учителя, рассматривается в работе [35]. Исследования, описанные в работе, направлены на сравнение различных методик выделения признаков без использования предварительно–обученных моделей, таких как авторегрессия (AR), непрерывное вейвлет–преобразование (CWT) и метод главных компонент (PCA). Эксперименты проводились на смоделированных сигналах виброускорения рельса под проходящим поездом. По результатам экспериментов выявлено, что наиболее чувствительными к дефектам являются методы AR и CWT. Метод PCA показал низкую степень обнаружения дефектов поверхности катания колес в сигналах виброускорения.

В данном исследовании взаимодействие подвижного состава и пути описывалось численной моделью (рисунок 1.26). Для моделирования железнодорожного пути и динамического воздействия колеса с дефектом использовалось программное обеспечение ANSYS. Методом конечных элементов получены модель контакта колеса с рельсом, и структурная матрица пути и импортированы в программное обеспечение MATLAB. Связь между моделями в ANSYS и MATLAB осуществлялась в собственном программном обеспечении.

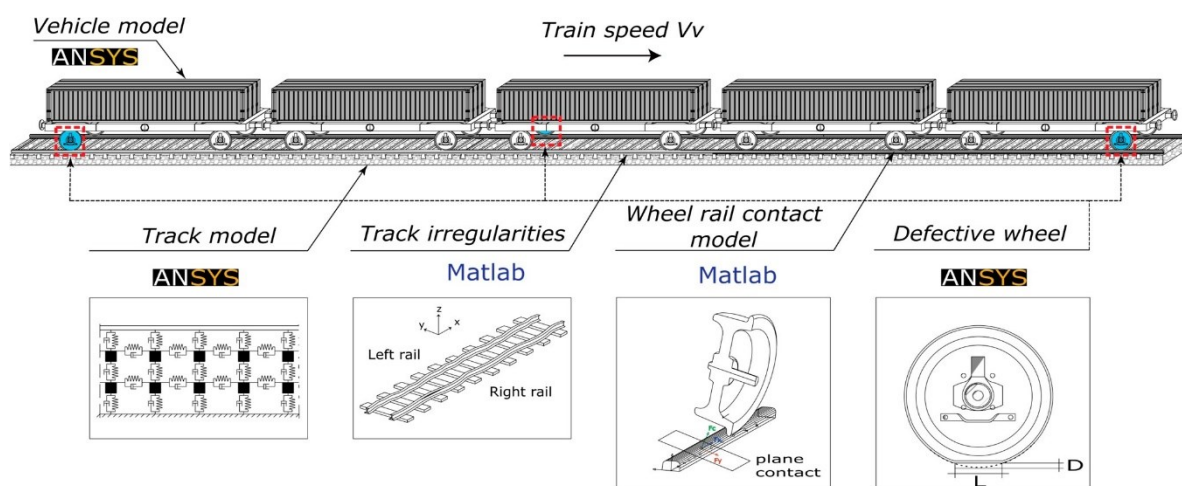


Рисунок 1.26 – Численное моделирование системы «поезд–путь» [35]

В работе исследовались сигналы виброускорения пути под нагрузкой от поезда. Датчики акселерометров являлись также виртуальной моделью. Сигнал с датчиков представляет собой смоделированные колебания с добавлением Гауссовского шума. Сравнивалась эффективность работы моделей машинного обучения в зависимости от места расположения датчика (рисунок 1.27).

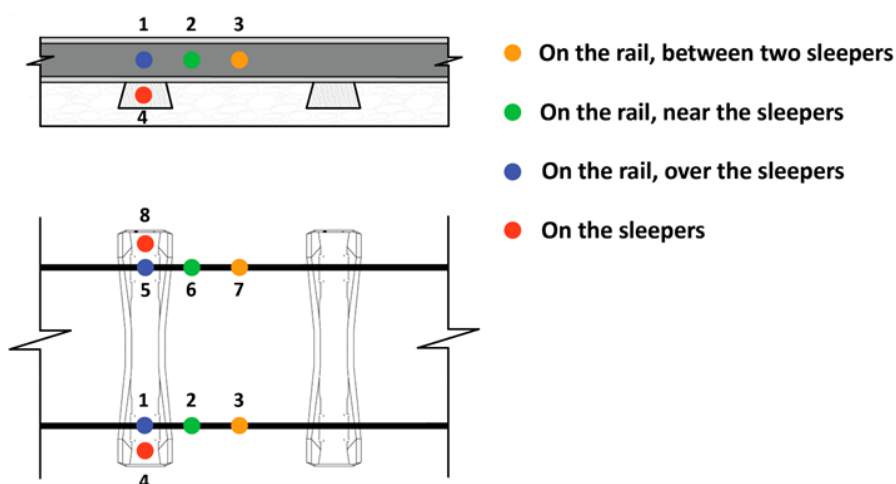


Рисунок 1.27 – Виртуальный участок контроля с датчиками акселерометра [35]

Задачи неразрушающего контроля, возникающие в системе «колесо–рельс», имеют динамический характер. В следствии на результаты измерений влияет множество факторов, связанных с неопределенностью значений некоторых параметров системы и вносящими погрешность в информативные параметры. Для уменьшения влияния мешающих факторов и неопределённостей в последние

годы широко применяется метод дефектометрии, основанный на решении обратной задачи с применением математических моделей, воспроизводящих динамическое поведение системы с достаточной точностью [109, 98, 79].

Возникающие в динамической системе неопределенности описываются параметрами модели p . Поиск значений этих параметров основан на минимизации функции несоответствия $J(p)$, определенной на интервале $[0, T]$, которая описывает расстояние между моделью $x_{model}(t, p)$ и измерениями $x_{means}(t, p)$ [26]:

$$J(p) = \frac{1}{2} \int_0^T |x_{means}(t, p) - x_{model}(t, p)|^2 \cdot dt. \quad (1.8)$$

Оптимальное значение параметров p минимизирует функцию (1.8).

В исследовании сравниваются два метода оптимизации: расчет градиентов методом конечных разностей и метод сопряженных градиентов. Модель представляла собой динамику железнодорожного вагона, описанную большим количеством параметров. Результаты показали, что применение метода сопряженных градиентов наилучшим образом подходит для идентификации параметров модели железнодорожного вагона, так как стоимость вычислений не зависит от количества оптимизируемых параметров. Для проверки применимости метода сопряженных градиентов результаты сравнивались с градиентами, полученными методом конечных разностей. Виртуальные измерения представляли собой эталонную модель с добавлением гауссовского шума. Оценка применимости метода к реальным измерениям не проводилась.

Помимо алгоритмов градиентного спуска в области методов решения обратной задачи исследуется применимость эволюционных алгоритмов [28]. Эволюционные алгоритмы могут быть использованы для решения обратной задачи следующим образом:

1. Генерация начальной популяции различной комбинации значений оптимизируемых параметров.

2. После генерации начальной популяции решений, каждое решение должно быть оценено с использованием метрики расстояния между теоретическими данными и результатами измерений.

3. На основе полученных оценок, выбираются лучшие решения для дальнейшего развития методами селекции.

4. Затем выбранные решения подвергаются операциям мутации и скрещивания для создания новых решений. Мутация изменяет отдельные параметры решения случайным образом, в то время как скрещивание комбинирует два различных решения для создания нового.

5. Новые решения, полученные путем мутации и скрещивания, оцениваются снова. Лучшие решения отбираются для следующего поколения, и процесс повторяется до тех пор, пока не будет найдено оптимальное решение или пока не будет выполнено определенное число поколений.

1.3 Выводы по первой главе

Последние несколько лет проблема обнаружения дефектов поверхности катания колес подвижного состава остается актуальной. Предложено множество напольных и бортовых систем мониторинга и обнаружения дефектов при эксплуатации. Системы основаны на концепции оценки динамики воздействия дефектных и бездефектных колес на верхнее строение пути различными методами неразрушающего контроля: тензометрия, вибродиагностика, лазерный контроль и акустическая эмиссия.

Большинство напольных систем основаны на методах регистрации напряжений в рельсе под нагрузкой от колеса. Такие системы отличаются низкой стоимостью и высокой чувствительностью. Недостатком является сложность количественной оценки динамических сил, возникающих в системе «колесо–рельс», связанная с боковыми силами, действующими от колеса, крутящим моментом и состоянием балластной призмы. Поэтому, новые исследования

направлены на разработку алгоритмов обработки тензометрических сигналов и поиск способов оптимального расположения датчиков на пути.

В рамках исследований, связанных с разработкой систем мониторинга, предложено несколько бортовых систем. Сложность реализации такого решения заключается в необходимости оснащения датчиками все колесные пары, что приводит к увеличению стоимостных и эксплуатационных затрат.

Важной составляющей систем мониторинга и диагностики являются алгоритмы обработки диагностических сигналов, полученных от первичных преобразователей. Наиболее распространёнными являются алгоритмы, основанные на использовании информативных параметров сигналов. Новые исследования основаны на разложении диагностических сигналов по составляющим и поиском среди них составляющих, связанных с наличием дефектов. В дальнейшем к результатам разложения сигналов стали применяться алгоритмы машинного обучения для классификации видов обнаруживаемых дефектов.

Другим подходом к обработке сигналов является решение обратной задачи. Процесс воздействия подвижного состава на рельс описывается математической моделью с множеством параметров, в которых закладываются измеряемые величины, мешающие факторы и возникающие в процессе проведения измерений неопределенности.

Математические модели также применимы к алгоритмам поиска информативных составляющих в диагностических сигналах методами машинного обучения без учителя. Существующие в этом направлении исследования проводились на виртуальном железнодорожном участке с смоделированными диагностическими сигналами и не имеют результатов полевых испытаний.

2 РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМИЧЕСКОГО И ПРОГРАММНО– ТЕХНИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

2.1 Экспериментальные исследования применимости тензометрии в задаче обнаружения дефектов поверхности катания колес в движении

Для разработки алгоритмов определения динамических сил от бездефектных колес и колес с дефектами поверхности катания проводились исследования на железнодорожном испытательном полигоне АО «ВНИИЖТ». Полигон представляет собой три кольцевых пути протяженностью 6 км (первый путь) и 5,7 км (второй и третий пути). Система динамического контроля располагалась на третьем пути. Протяженность измерительного участка составляла 3,5 м, что соответствует развертке колеса железнодорожного вагона радиусом 525 мм. Максимально–допустимая скорость движения испытательного поезда – 90 км/ч.

Для регистрации сил от колеса на рельс применялись проволочные тензодатчики типа ПКС с номинальным сопротивлением 200 Ом и базой 22 мм. Датчики клеились на зачищенную до зеркальной поверхности шейку рельса и покрывались слоем герметика для защиты от влаги и грязи (рисунок 2.1, а).



Рисунок 2.1 – Фотографии участка тензометрического контроля на испытательном пути АО «ВНИИЖТ» (а) и расположения двух пар тензодатчиков (б)

Измерительный участок, схема которого представлена на рисунке 2.2, состоит из семи пар тензодатчиков, закрепленных на шейке рельса на высоте 83 мм от подошвы, над бетонной шпалой на расстоянии 0,5 м друг от друга. Каждый тензодатчик подключается к быстродействующей тензометрической системе «Динамика-3» [117] с помощью соединительных кабелей и представляет собой один измерительный канал. Частота дискретизации по каждому каналу – 64 кГц. Младший разряд АЦП определяет уровень относительных деформаций рельса с точностью до $0,52 \cdot 10^{-6}$. Система функционирует на основе промышленной портативной станции АСМЕ, установленной в помещении участка КТСМ и подключенной к сети Интернет для дистанционного управления.

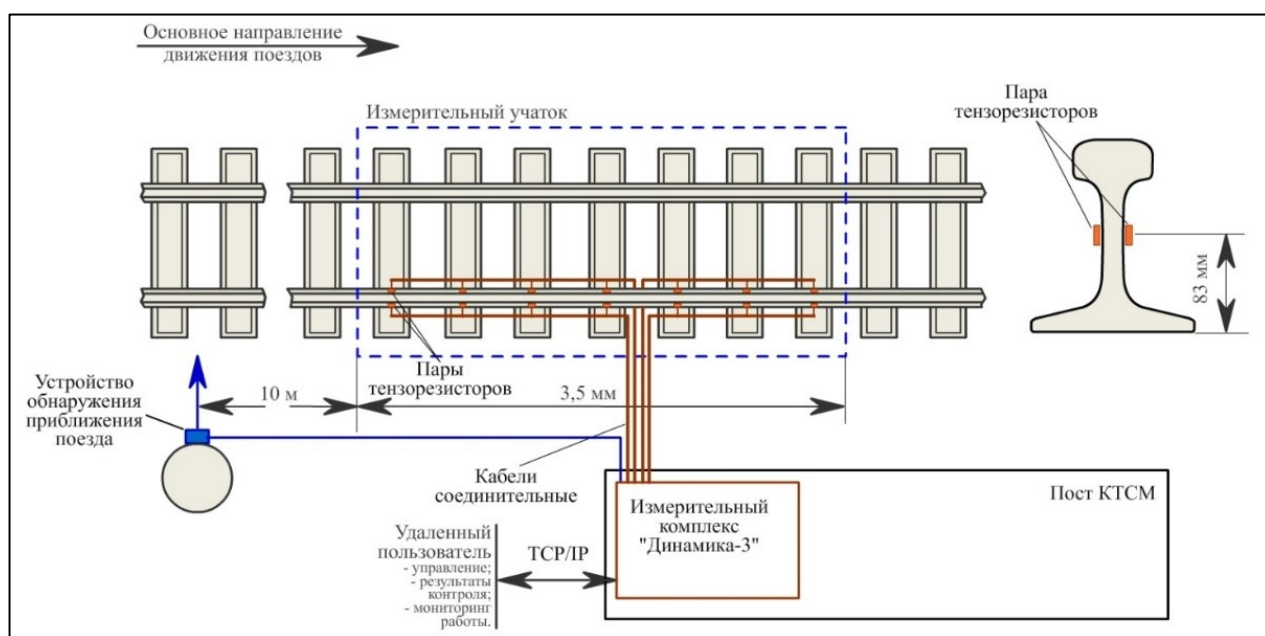


Рисунок 2.2 – Схема измерительного участка тензометрического контроля и мониторинга колес подвижного состава

На расстоянии 10 м от крайней пары тензодатчиков располагался специализированный ультразвуковой датчик обнаружения приближения поезда, который посылает команду тензометрической системе на запуск измерений. После проезда поезда по измерительному участку и регистрации тензометрических сигналов запускается специализированное разработанное программное обеспечение для их обработки [129].

Исходные сигналы относительных деформаций с пары тензодатчиков, расположенных на внутренней и наружной стороне шейки рельса, при проезде двух грузовых вагонов, представлены на рисунке 2.3. Информативные составляющие деформаций, соответствующие вертикальному сжатию шейки рельса, выделялись по методу Шлюмпфа [89, 104, 124] как полусумма сигналов относительных деформаций с пары тензодатчиков:

$$s = \frac{\varepsilon_{in} + \varepsilon_{out}}{2}, \quad (2.1)$$

где ε_{in} – относительные деформации, зарегистрированные тензодатчиком на внутренней стороне рельса, $1 \cdot 10^{-6}$; ε_{out} – относительные деформации, зарегистрированные тензодатчиком на наружной стороне рельса, $1 \cdot 10^{-6}$.

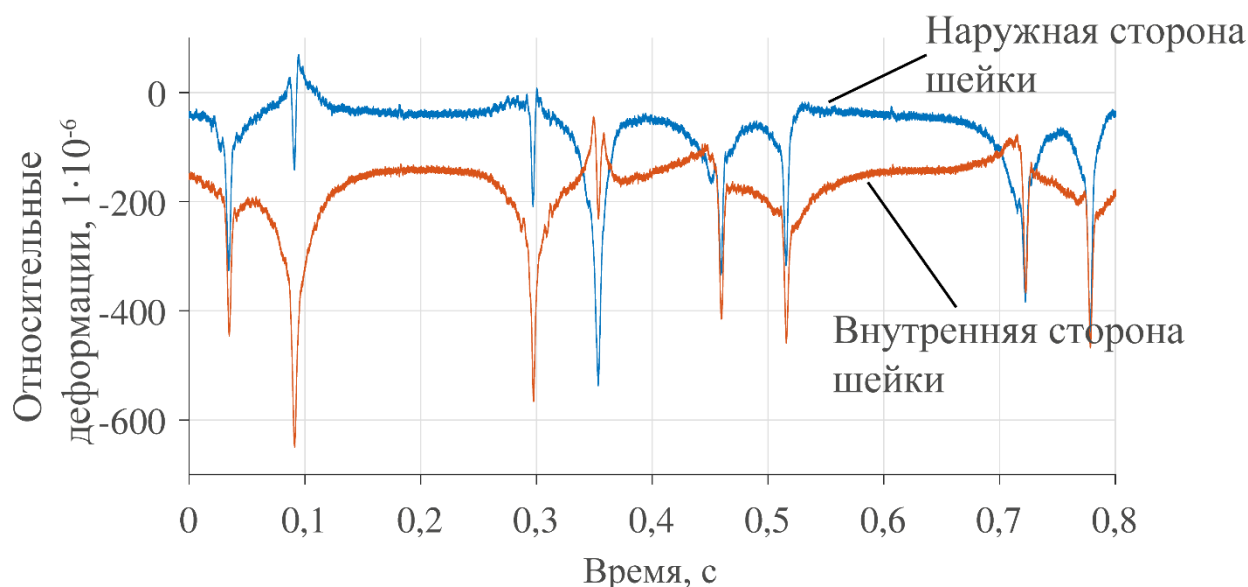


Рисунок 2.3 – Зависимость значений относительных деформаций шейки рельса от времени при проезде двух грузовых вагонов

Форма сигнала вертикальных деформаций при проезде одного вагона по измерительному участку представлена на рисунке 2.4. Для лучшего восприятия сигналы смещены по вертикали на равное расстояние. Сигнал является нестационарным и представляет собой множество однократных импульсов, связанных с откликом тензодатчиков на деформации рельса, вызванные проездом колесной пары. Ширина импульса зависит от скорости движения поезда, а

амплитуда – от вертикальной силы. Для контроля всей поверхности колеса необходимо анализировать сигналы с каждой пары тензодатчиков, расположенных вдоль участка контроля. По значениям вертикальных деформаций определялись нагрузка на ось, неравномерная погрузка, скорость движения поезда и дефекты поверхности катания колес.

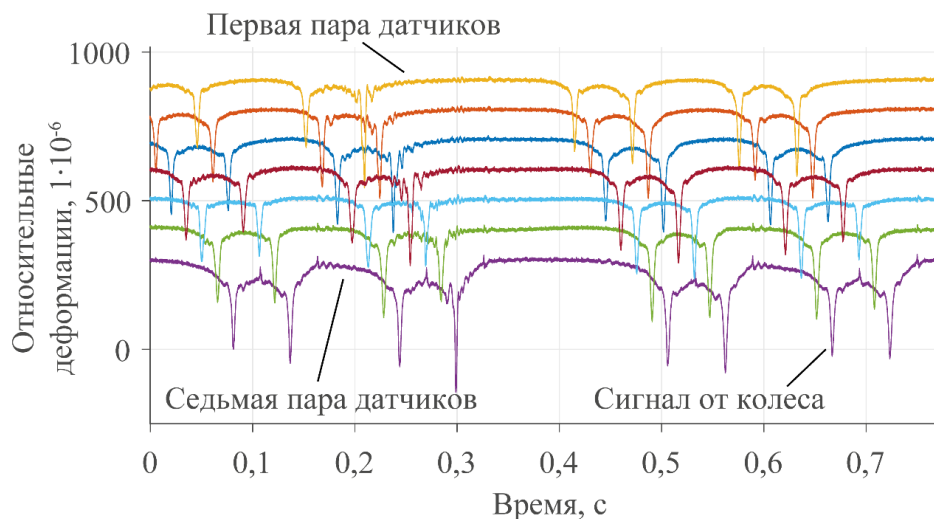


Рисунок 2.4 –Графики зависимостей сигналов вертикальных деформаций от времени при проезде двух вагонов над семью парами тензодатчиков

При наличии дефектов (рисунок 2.5, а, б) на поверхности катания в сигналах вертикальных деформаций возникают локальные импульсы, сосредоточенные вблизи пиков, вызванных проездом колеса (рисунок 2.5, в). Для обнаружения и оценки влияния дефектов важно использовать алгоритмы, способные извлекать информативные составляющие из сигналов вертикальных деформаций, связанные с динамикой этого процесса [103]. В таких случаях широко применяется вейвлет–анализ [9, 25, 36, 38]. Метод позволяет анализировать спектральные свойства нестационарных сигналов на высоких и низких частотах. Одной из ключевых характеристик вейвлетов является мульти–разрешение. Это означает, что после преобразования, информация, содержащаяся в сигнале, распределяется по значениям вейвлет–коэффициентов, что позволяет анализировать сигнал на разном уровне детализации. Каждый уровень способствует обнаружению событий, возникающих в исследуемом сигнале. Для

задачи обнаружения дефектов и оценки их динамического воздействия на рельсы искомыми событиями в сигналах являются проезд колеса над парой тензодатчиков и возникновение локальных изменений, вызванных наличием дефектов.

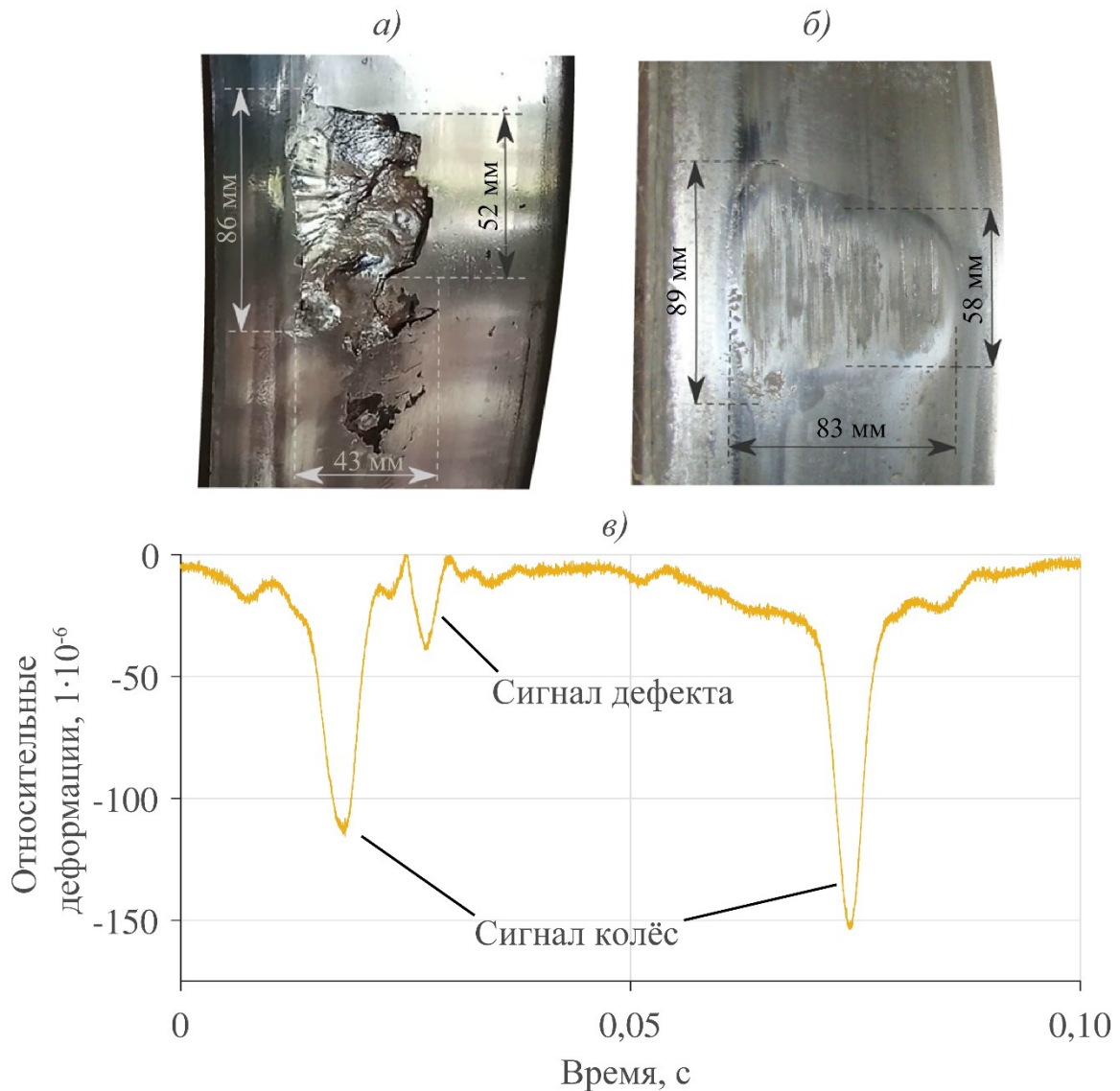


Рисунок 2.5 – Дефекты типа выщербина (а) и ползун (б) на поверхности катания, и сигнал вертикальных деформаций от колеса с дефектом в составе двухосной тележки (в)

Разложение сигнала в вейвлет-анализе основано на операции свертки исходного сигнала с масштабированной и сдвинутой функцией материнского вейвлета:

$$C_b^a = \sum_{j=1}^N s_j \cdot \varphi_b^a, \quad (2.2)$$

где s_j – исходный дискретный сигнал относительных деформаций, ед. АЦП; φ_b^a – функция материнского вейвлета, сдвинутая на значение коэффициента b и масштабированная на значение коэффициента a ; N – длина исходного сигнала.

Результатом вейвлет–преобразования на различных масштабах с сигналом является функция двух переменных, то есть двумерное представление исходного сигнала – зависимость времени от масштаба и от значений вейвлет–коэффициентов. Такое представление называется скалограмма. Значения масштаба обратно пропорционально частоте сигнала: 1/Гц. Высокие значения коэффициентов на скалограмме соответствуют точному совпадению формы исходного сигнала на некотором временном интервале с функцией вейвлета на одном из масштабов.

Составляющие тензометрического сигнала, связанные с воздействием колеса и дефекта, коррелируют с функцией косинуса с коэффициентом корреляции 0,99 (рисунок 2.6):

$$\varphi = \frac{2 \cdot a}{T \cdot f_{ADC}} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot x \cdot a}{T \cdot f_{ADC}} + b\right), \quad (2.3)$$

где T – период вейвлета, с; f_{ADC} – частота дискретизации АЦП, Гц; a – коэффициент масштабирования вейвлета; b – коэффициент сдвига вейвлета.

Функция (2.3) применима в качестве материнского вейвлета, так как вейвлет-функции, полученные из нее ортогональны.

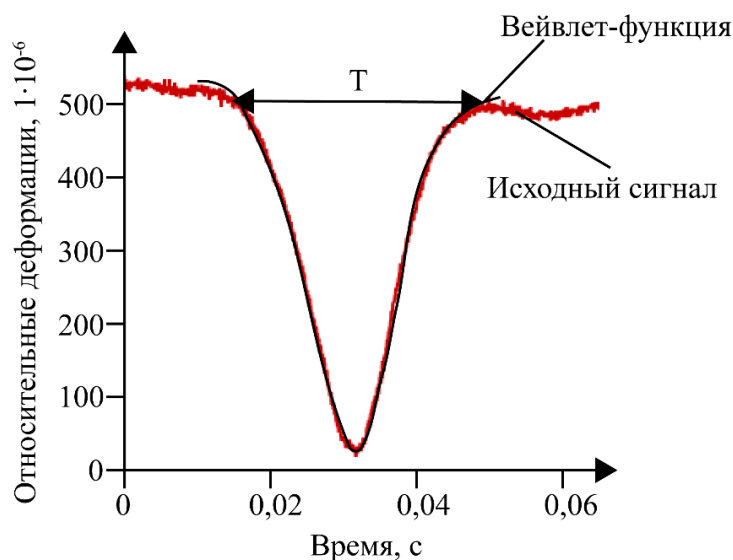


Рисунок 2.6 – График зависимости вертикальных деформаций от времени, при проезде колеса над парой тензодатчиков и материнский вейвлет

В процессе взаимодействия колеса с дефектом поверхности катания и рельса возникают значительные упругие деформации в зоне контакта, что приводит к резкому изменению сигнала на ближайших парах тензодатчиков (рисунок 2.7). С увеличением размеров дефекта эти изменения становятся более интенсивными.

При исследовании деформаций рельса от колеса с дефектом выделено три этапа изменения сигнала с тензодатчиков:

1. Колесо наезжает на передний край ползуна, что приводит к мгновенному разгрузению рельса (рисунок 2.8, а).

2. Колесо полностью наезжает ползуном на поверхность рельса, вызывая сильный импульс. Этот импульс несколько раз превышает статическую нагрузку от бездефектного колеса (рисунок 2.8, б).

3. Колесо нагружает рельс бездефектной частью поверхности катания (рисунок 2.8, в).

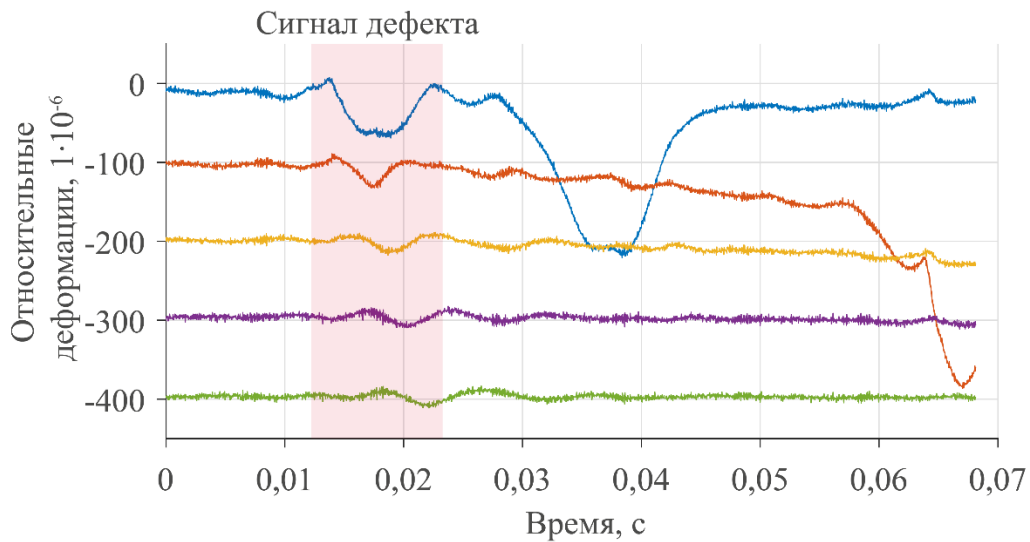


Рисунок 2.7 – Сигналы вертикальных деформаций от дефекта поверхности катания колеса, распространяемые на соседние пары тензодатчиков

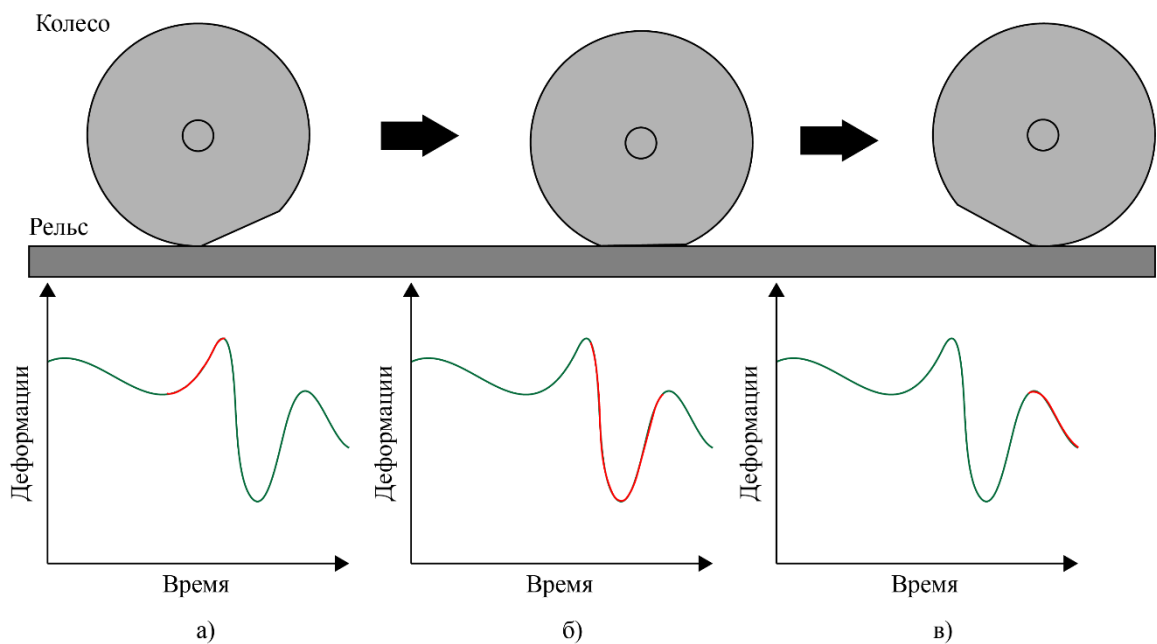


Рисунок 2.8 – Иллюстрация удара колеса о рельс, вызванного наличием ползуна на поверхности катания

На рисунке 2.9 приведена скалограмма вейвлет-преобразования для сигнала с одной пары тензодатчиков при проезде вагона с дефектами поверхности катания колеса по измерительному участку. Области с высокими значениями вейвлет-коэффициентов (200-250) связаны с проездом колес вагона и динамическими воздействиями дефектов на рельс. Исследовалась применимость вейвлет-

преобразования для идентификации дефектных и бездефектных колес подвижного состава на различных скоростях движения по измерительному участку: 32 м/с (рисунок 2.9, а); 18 м/с (рисунок 2.9, б); 5 м/с (рисунок 2.9, в).

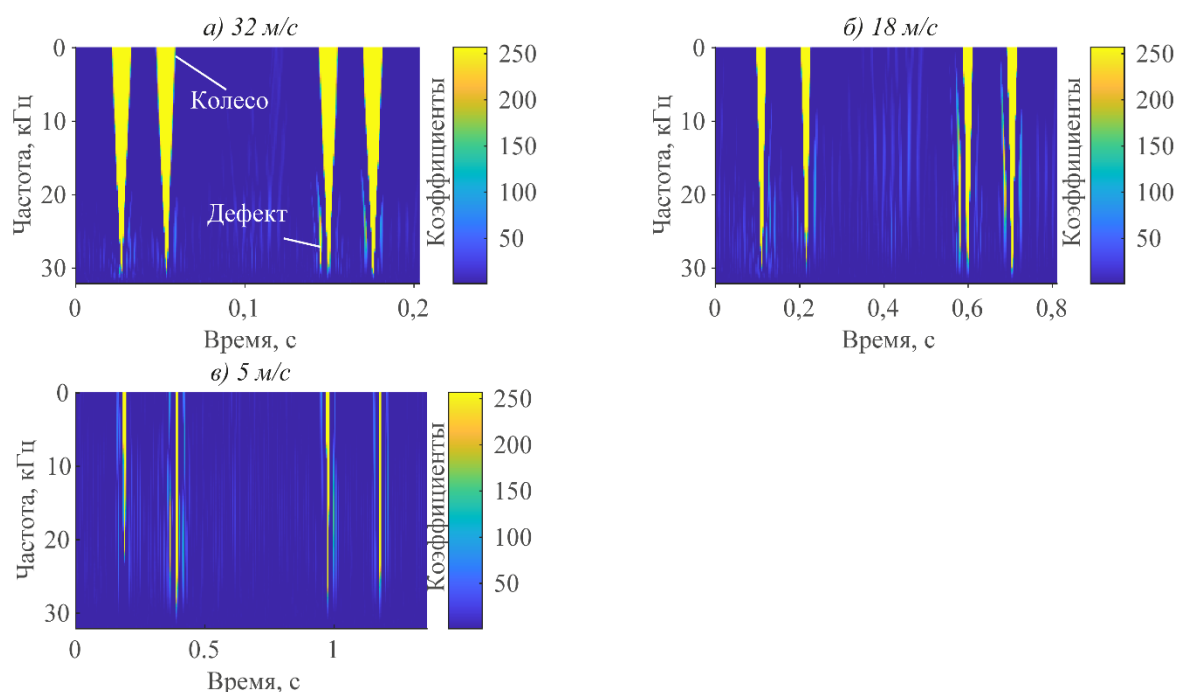


Рисунок 2.9 – Скалограммы вейвлет-преобразования сигнала вертикальных деформаций при проезде вагонов с дефектными и бездефектными колесами на скоростях: 32 м/с (а), 18 м/с (б), 5 м/с (в)

Как видно из рисунка 2.9, высокие значения коэффициентов вейвлет-преобразования, связанные с проездом колеса, возникают в диапазоне частот от 0,01 до 30 кГц. При наличии дефектов на поверхности катания колеса на скалограмме появляются локальные максимумы в диапазоне от 20 до 30 кГц для скорости 32 м/с, от 10 до 30 кГц для скорости 18 м/с и от 1 до 25 кГц для скорости 5 м/с.

По значениям вейвлет-коэффициентов возможно однозначно идентифицировать время проезда каждого колеса над парами тензодатчиков. Для этого к сигналу вертикальных деформаций применяется вейвлет-преобразование с вейвлет-функцией на частоте 25 Гц, на которой отсутствует влияние дефектов

(рисунок 2.10). Время проезда колеса совпадает с локальными максимумами вейвлет-коэффициентов, значения которых больше нуля.

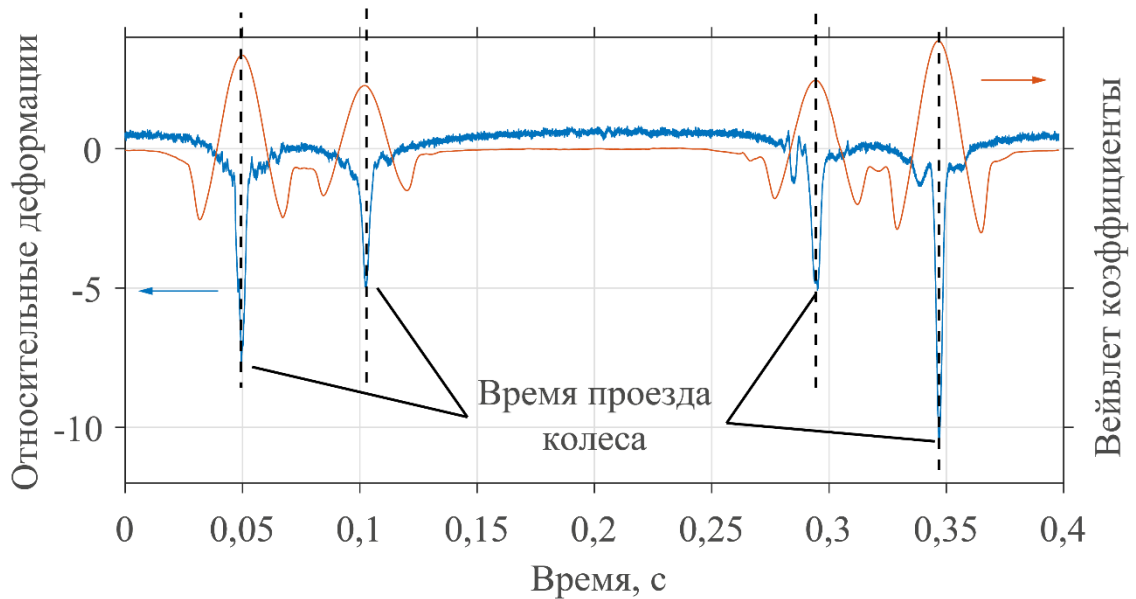


Рисунок 2.10 – Вейвлет коэффициенты разложения на масштабе 25 Гц сигнала вертикальных деформаций при проезде одного вагона с дефектными и бездефектными колесами

Из-за схожести форм сигналов от проезда колеса и динамического воздействия дефекта поверхности катания, идентификация дефекта в сигнале осуществлялась вейвлет преобразованием с материнским вейвлетом (2.2). Так как составляющие сигналов, связанные с проездом колеса, частично проявляются на тех же уровнях, что и составляющие сигналов, связанные с воздействием дефекта на рельс, это не позволяет однозначно выделить сигнал от колеса и сигнал от дефекта (рисунок 2.11).

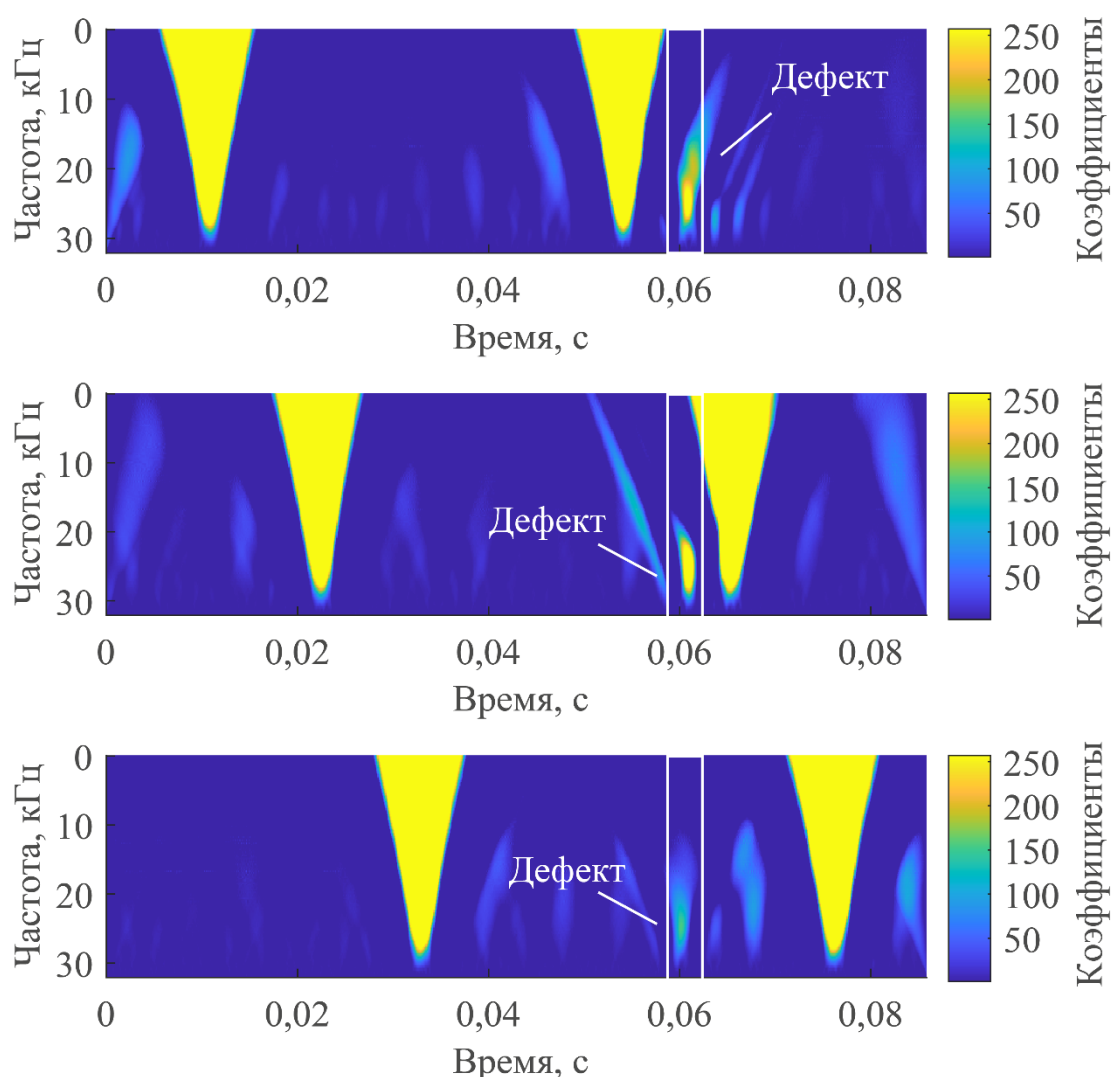


Рисунок 2.11 – Скалограммы вейвлет преобразования сигнала вертикальных деформаций, полученных с соседних пар тензодатчиков при проезде тележки с дефектным колесом

Поскольку сигналы от дефекта одновременно регистрировались несколькими парами тензодатчиков (рисунок 2.7), поэлементное перемножение вейвлет–коэффициентов увеличивает их значения в области дефекта, что повышает вероятность его обнаружения (рисунок 2.12). Экспериментально установлено, что для эффективной идентификации дефектных колес достаточно поэлементно перемножать коэффициенты на частоте 25 кГц с трех соседних пар тензодатчиков.

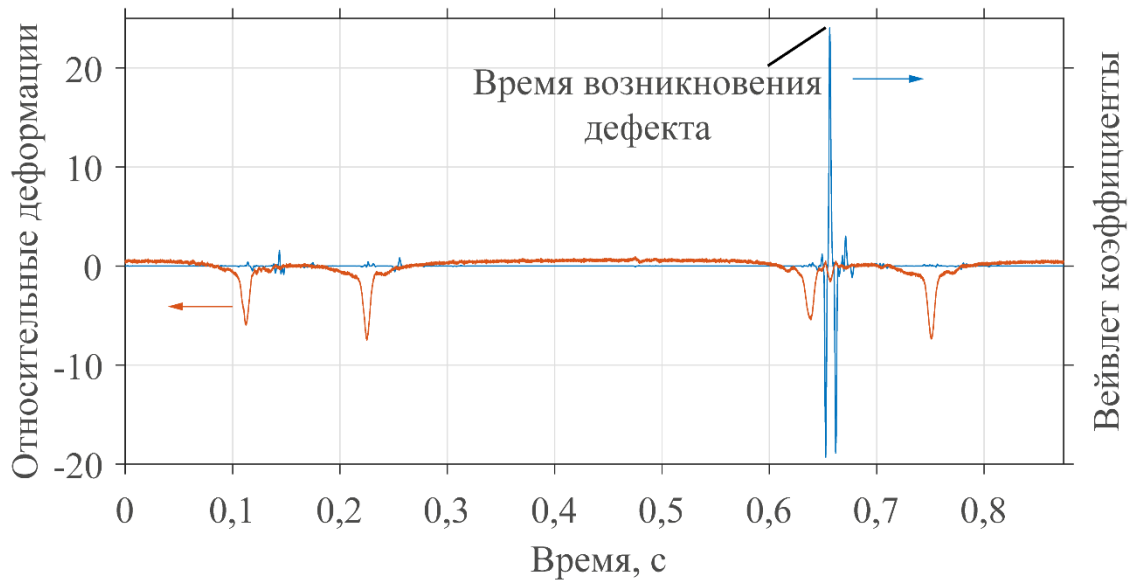


Рисунок 2.12 – Поэлементное произведение вейвлет коэффициентов разложения на масштабе 25 кГц сигналов вертикальных деформаций с трех соседних пар тензодатчиков при проезде одного вагона с дефектными и бездефектными колесами

Из-за наличия в некоторых сигналах высокочастотных помех, связанных с большим количеством мелких выщербин, стохастический распределённых по всему кругу катания, невозможно с высокой точностью определить время проезда колеса над тензодатчиками (рисунок 2.13). Решение этой проблемы основано на линейной корреляционной зависимости между временем прохождения колесной пары и координатами тензодатчиков. Расстояния между парами тензодатчиков заранее измерялись линейкой с погрешностью не более 0,5 мм. Методом наименьших квадратов осуществлялась аппроксимация зависимости времени проезда колеса над парой тензодатчиков от расстояния между ними. Найденные времена проезда каждого колеса корректировались с помощью полученной линейной функции. После работы алгоритма корректировки новые значения аппроксимировались с коэффициентом корреляции 0,99.

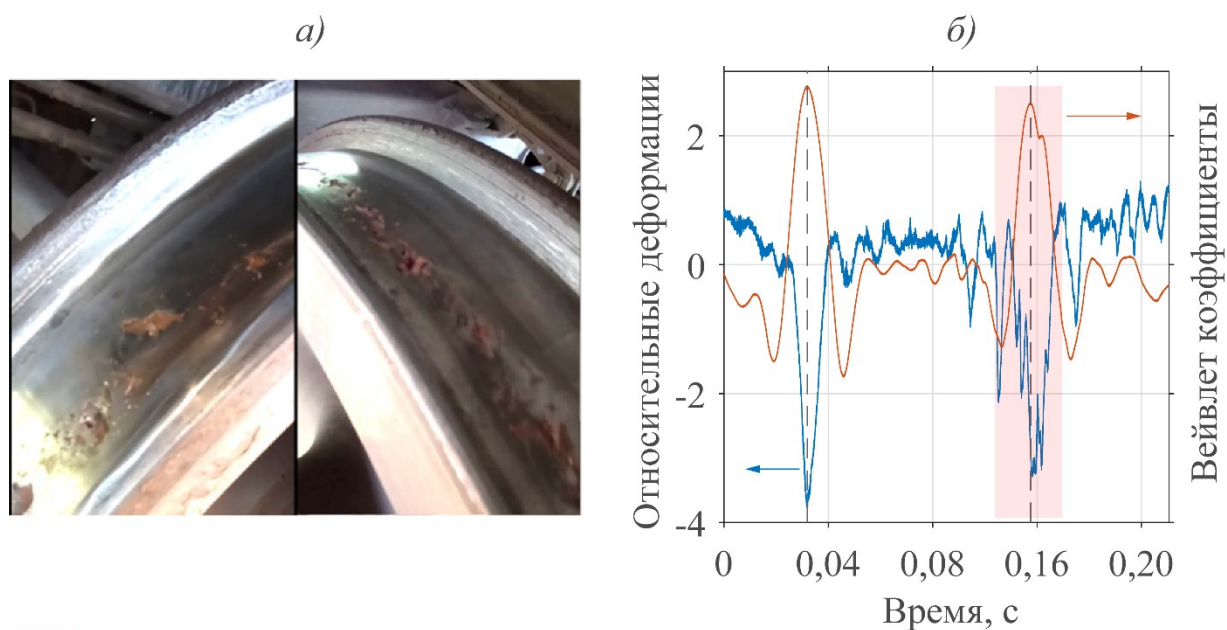


Рисунок 2.13 – Дефекты поверхности катания по всему периметру колеса (а) и характерная форма сигнала вертикальных деформаций с ошибочной идентификацией времени проезда колеса над парой тензодатчиков (б)

2.2 Определение информативных параметров для расчета динамической нагрузки от колес грузовых вагонов

Для достоверной оценки вертикальной динамической нагрузки от колес подвижного состава на рельс необходимо уменьшить влияние боковых сил, крутящего момента и вертикального прогиба рельса. Расположение датчиков на средней линии шейки рельса над шпалой позволило минимизировать в сигнале упругие деформации, связанные с боковым изгибом, и увеличить зону тензочувствительности, но при этом деформации сил реакции колеса, дефекта и шпалы смешиваются. Чтобы исключить низкочастотную составляющую, связанную с силой реакции шпал сигнал в области локального пика, вызванного силой от колеса, аппроксимировался многочленом четвертой степени (рисунок 2.14, а). Коэффициенты многочлена рассчитывались методом наименьших квадратов на интервалах $\Delta T = \frac{205}{v} \cdot f_{\text{АЦП}}$, где v – скорость движения поезда; $f_{\text{АЦП}}$ –

частота дискретизации АЦП. Интервалы сдвинуты относительно момента времени проезда колеса над тензодатчиками на 1,5 периода колеса.

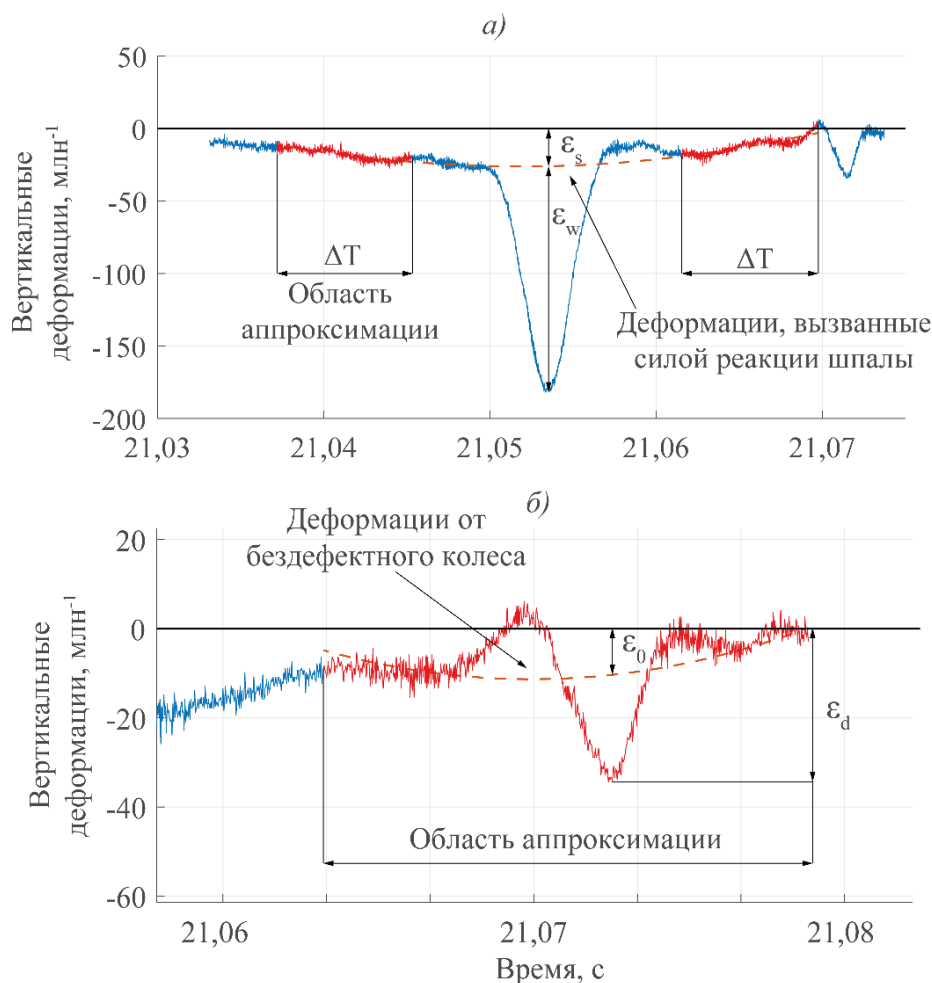


Рисунок 2.14 – Иллюстрация оценки динамического воздействия колеса (а) и дефекта (б) на рельс

Сила от бездефектного колеса на рельс определялась максимальным значением деформаций в области пика от колеса с учетом деформаций, вызванных силой реакции шпалы:

$$F_w = k_Q \cdot (\varepsilon_{max} - \varepsilon_s), \quad (2.7)$$

где ε_{max} – максимальное значение деформаций, вызванное воздействием колеса, $1 \cdot 10^{-6}$; ε_s – значение деформаций, вызванных силой реакции шпалы, $1 \cdot 10^{-6}$; k_Q – коэффициент пропорциональности, определенный на этапе калибровки подвижным составом с известной осевой нагрузкой, кН.

Приращение динамической нагрузки, вызванное воздействием дефектного колеса, описывается как отношение деформации ε_d , вызванной воздействием дефекта, к деформациям от бездефектного колеса ε_0 , которая вычислялась при помощи интерполяции сигнала вертикальных деформаций в области дефекта многочленом второй степени (рисунок 2.14, б). Сила, с которой удар дефекта воздействует на путь рассчитывалась по формуле:

$$F_d = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_0} \cdot F_w. \quad (2.8)$$

Описанные выше алгоритмы реализованы в специализированном программном обеспечении. Блок схема алгоритма обработки сигналов, полученных с тензодатчиков, представлена на рисунке 2.15.

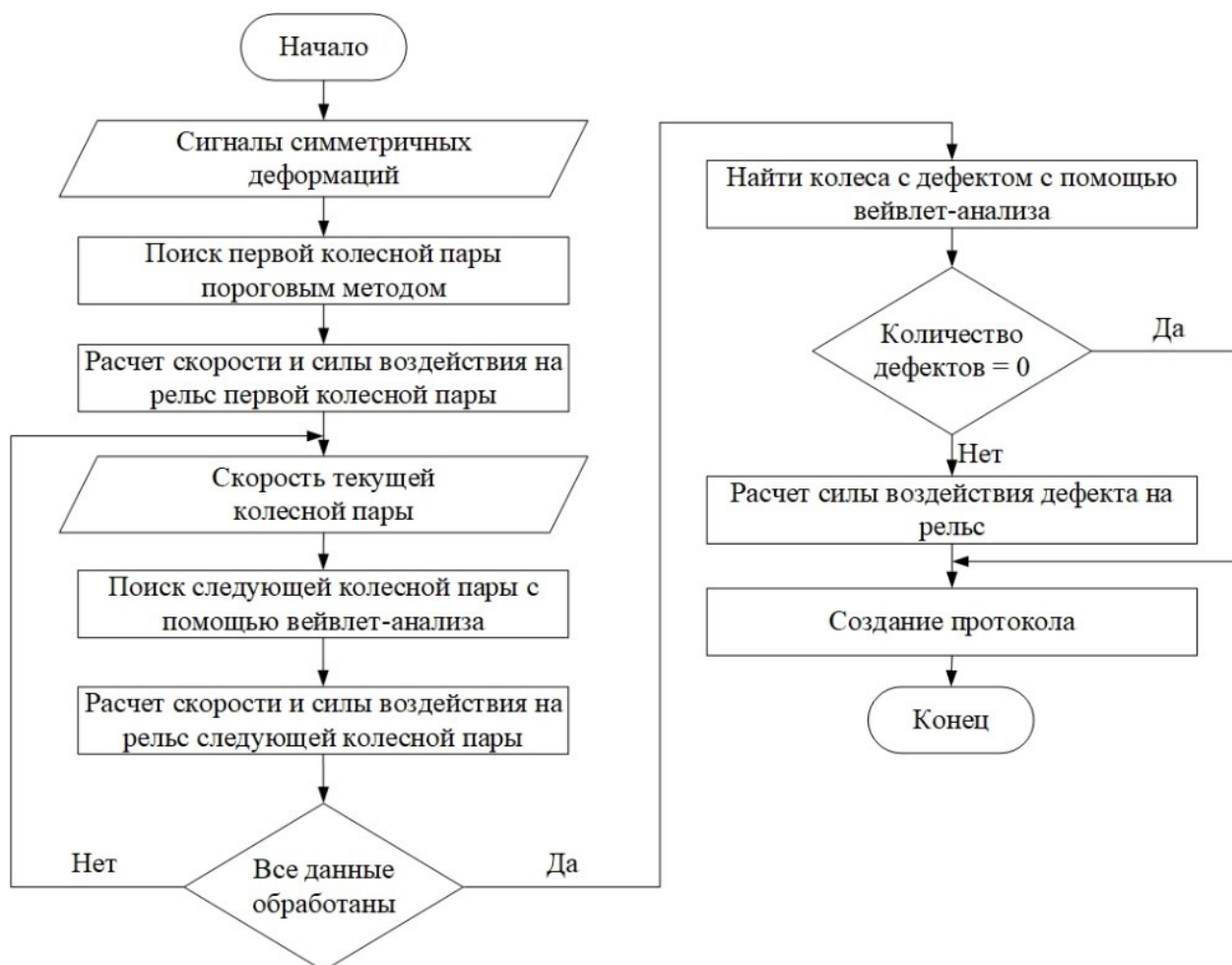


Рисунок 2.15 – Блок схема алгоритма обработки сигналов симметричных деформаций

2.3 Статистические оценки результатов измерения вертикальных сил от колес грузовых вагонов на верхнее строение пути

Для оценки вертикальных сил, действующих от бездефектных колес и колес с дефектом на рельс и балластную призму, сигналы вертикальных деформаций обрабатывались алгоритмом в соответствии с блок схемой, представленной на рисунке 2.15. Набор данных для обработки включал в себя 532 тензометрических сигнала и состоял из 70 проездов одного грузового подвижного состава с 280 колесными парами на скоростях от 40 до 65 км/ч.

Распределение вертикальных сил от бездефектных колес на рельсы хорошо описывается нормальным законом. На рисунке 2.16 изображена зависимость количества измерений от зарегистрированной вертикальной силы. Среднее значение вертикальной силы составило 108 кН, среднеквадратичное отклонение – 12 кН.

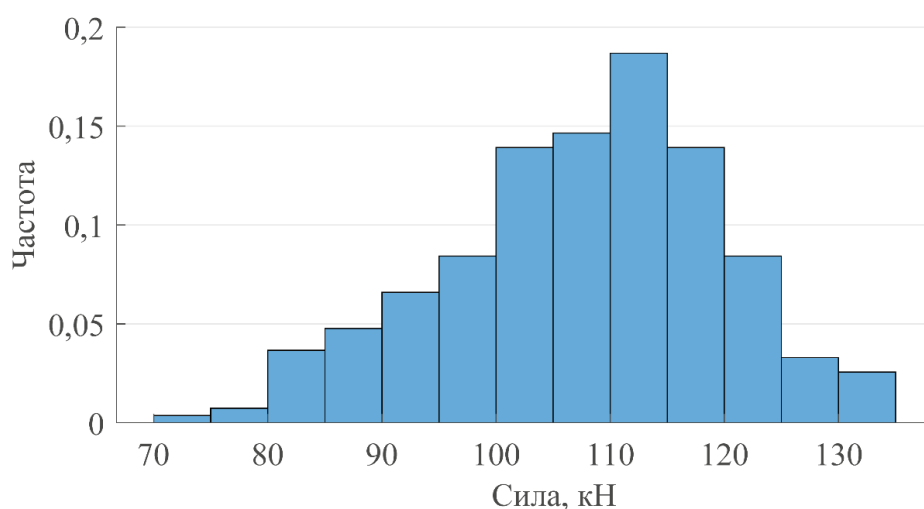


Рисунок 2.16 – Экспериментальное распределение вертикальных динамических сил от колеса на рельс

Дефекты поверхности катания, такие как ползуны, выщербины и неравномерный прокат, оказывают значительное влияние на динамические силы, возникающие при взаимодействии колеса и рельса. Перед тензометрическими испытаниями поверхности катания колес предварительно подвергались

визуальному осмотру. В результате осмотра обнаружено 25 дефектов длиной от 30 до 80 мм. На рисунке 2.17 приведена гистограмма зависимости количества проходов колесных пар с дефектами разного размера, найденными при визуальном осмотре, от средней силы их динамического воздействия на рельс.

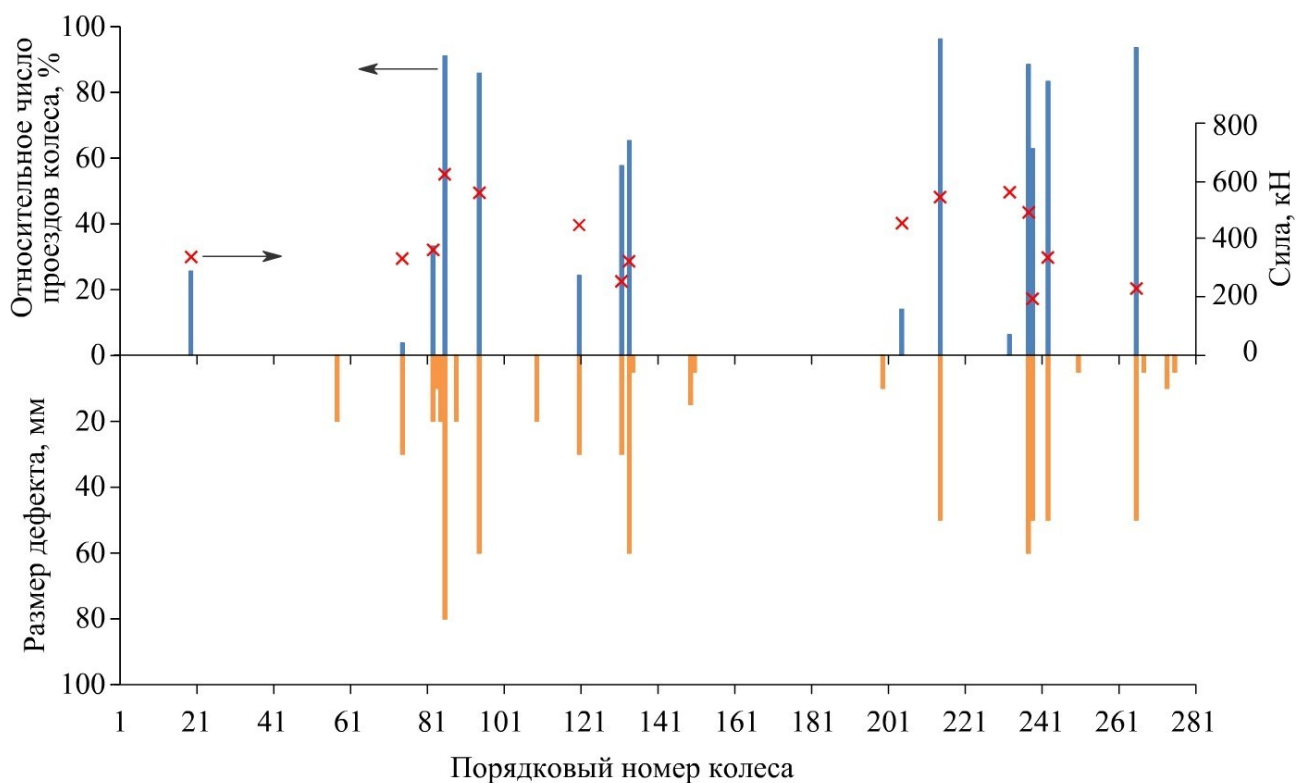


Рисунок 2.17 – Относительное количество проездов с обнаруженными дефектами, размер дефекта вдоль поверхности катания и среднее значение силы воздействия дефектного колеса на рельс

В процессе обработки сигналов обнаружено, что на поверхности катания 15 колес из 280 колесных пар грузовых вагонов имеются дефекты. В девяти колесных парах дефекты были обнаружены с частотой более 50%, в шести парах – более 80%. Наибольшая частота обнаружения составила 96% для дефекта длиной 50 мм. Для части дефектов, длиной, не превышающей 30 мм, частота обнаружения составила 1,3%. В трех случаях дефекты не были замечены при визуальном осмотре из-за того, что они находились на нижней части поверхности катания, которая соприкасается с рельсом, но были зарегистрированы системой и обнаружены с частотой более 10% при обработке.

Зависимость частоты обнаружения дефектов от их длины представлены на рисунке 2.18, *а*. Эта зависимость может быть аппроксимирована интегральной функцией нормального распределения со средним значением 39 мм и средним квадратическим отклонением 14 мм. Корреляция между экспериментальными данными и результатами аппроксимации составляет 0,95.

По полученным результатам определена чувствительность метода контроля. Для этого использовалась ступенчатая функция Хэвисайда, смещенная на 40 мм по оси абсцисс. Таким образом частота обнаружения составляет более 50% для дефектов с минимальной длиной равной 40 мм, при нормативном значении, не превышающем 50 мм.

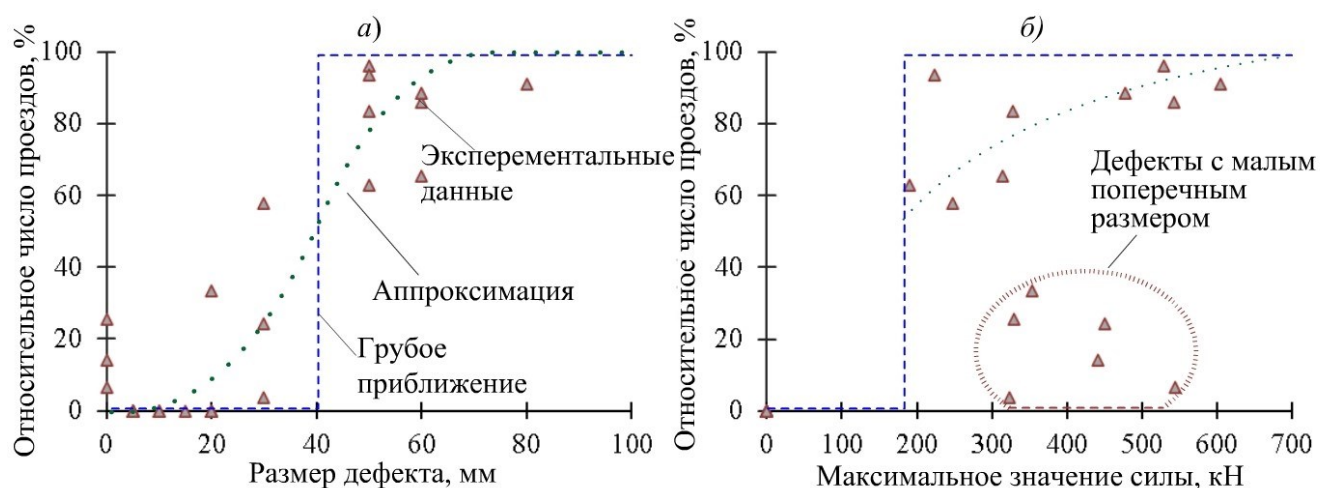


Рисунок 2.18 – Зависимость относительного количества проездов с обнаруженными дефектами от их длины (*а*) и максимального значения динамической силы воздействия на рельс (*б*)

На рисунке 2.18, *б* приведена зависимость частоты обнаружения дефекта от амплитуды силы его динамического воздействия на рельс. В результате обработки сигналов получены значения сил в диапазоне от 190 до 604 кН, что превышает допустимую статическую нагрузку более чем в 1,5 – 5 раз. На графике 2.18, *б* выделена группа дефектов с частотой обнаружения менее 50 %. Длина этих дефектов составляет менее 40 мм, тем не менее их значения динамической силы превышают допустимое. Это связано с наличием нескольких дефектов небольшой длины, расположенных близко друг к другу и распределенных вдоль круга

катания. Сигнал от таких дефектов имеет шумоподобный вид (рисунок 2.13), для которого применимость разработанных алгоритмов ограничена.

Группа дефектов с частотой выявления более 50% описывается экспоненциальной функцией вида:

$$v = 100 \% - 50 \% \cdot \exp(-F/P), \quad (2.16)$$

где P – параметр распределения, принятый равным 300 кН.

Следовательно, при динамической силе более 300 кН, вероятность пропуска дефекта уменьшается в 2,7 раза.

Экспериментально установленные вероятности обнаружения дефектов, обусловлены случайностью их формы, местом расположения на поверхности катания, характером движения колеса по рельсу и являются параметрами метода контроля, а не аппаратуры. При статической нагрузке от бездефектного колеса 122 кН и площади шпалы $0,6 \text{ м}^2$ статическое давление на балласт составит 203 кПа. В случае проезда колес с дефектами поверхности катания давление на балласт варьируется в пределах от 300 кПа до 1 МПа в зависимости от характера и размеров дефекта. При этом устойчивость железнодорожного пути определяется не только способностью воспринимать регулярную нормативную нагрузку на путь, но и перегрузку, вызванную дефектами поверхности катания.

2.4 Анализ влияния несоосности колесных пар на значения относительных деформаций рельса

В нормальном состоянии оси передней и задней колесной пары расположены параллельно друг другу, а разность баз по положению осей колесной пары не должна превышать 4,5 мм [120]. При длительной эксплуатации тележки колесные пары изнашиваются, возникает разность диаметров колес, что приводит к недопустимому увеличению значения разности баз. Визуальные способы обнаружения несоосностей требуют больших материальных и трудовых ресурсов, а также подвержены влиянию человеческого фактора. Для

совершенствования и автоматизации контроля несоосностей колесной пары предлагается алгоритм на основе измерений деформаций шейки рельса от колеса.

Для контроля положения колесной пары использовались тензодатчики, расположенные на прямолинейном участке пути на левом и правом рельсах. Время проезда колесной пары над тензодатчиками определялось по алгоритму, описанному в разделе 2.1. При наличии несоосности колесной пары временной интервал между пиками от колеса увеличивается. На рисунке 2.19, б видно, что время проезда правого колеса t_R больше времени проезда левого колеса t_L . Это говорит о том, что ось двигалась с некоторым отклонением. При отсутствии этого отклонения разница между временами проездами правого и левого колеса стремится к нулю (рисунок 2.20, а).

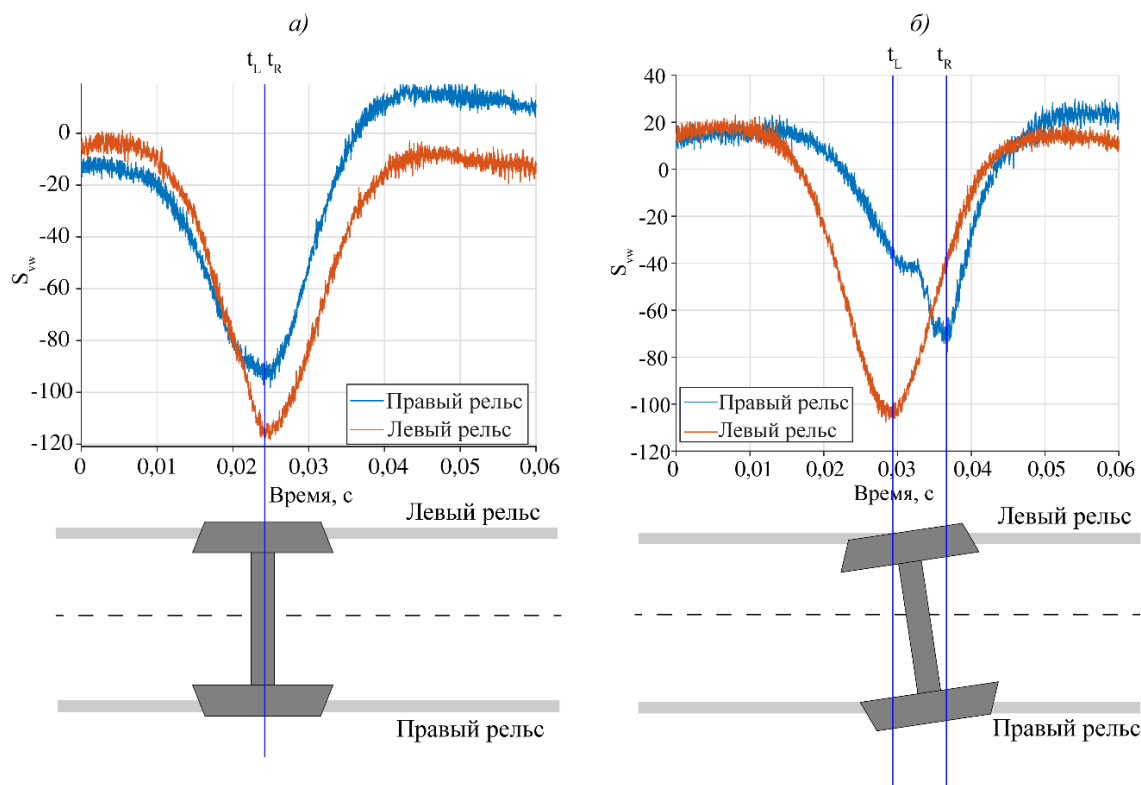


Рисунок 2.19 – Иллюстрация отсутствия (а) и наличия (б) несоосности колесной пары в сигналах вертикальных деформаций в шейке оси

Оценка степени несоосности колесной пары проводилась статистическими методами по результатам проездов грузового поезда, в состав которого входили 296 колесных пар. Поезд двигался со скоростью 18 км/ч, частота дискретизации,

с которой записывался сигнал с тензодатчиков – 64 кГц. На основе скорости движения поезда и времени между возникновениями пиков от колеса в сигналах вертикальных деформаций рассчитывалась разность баз по положению осей колесной пары (рисунок 2.20, а).

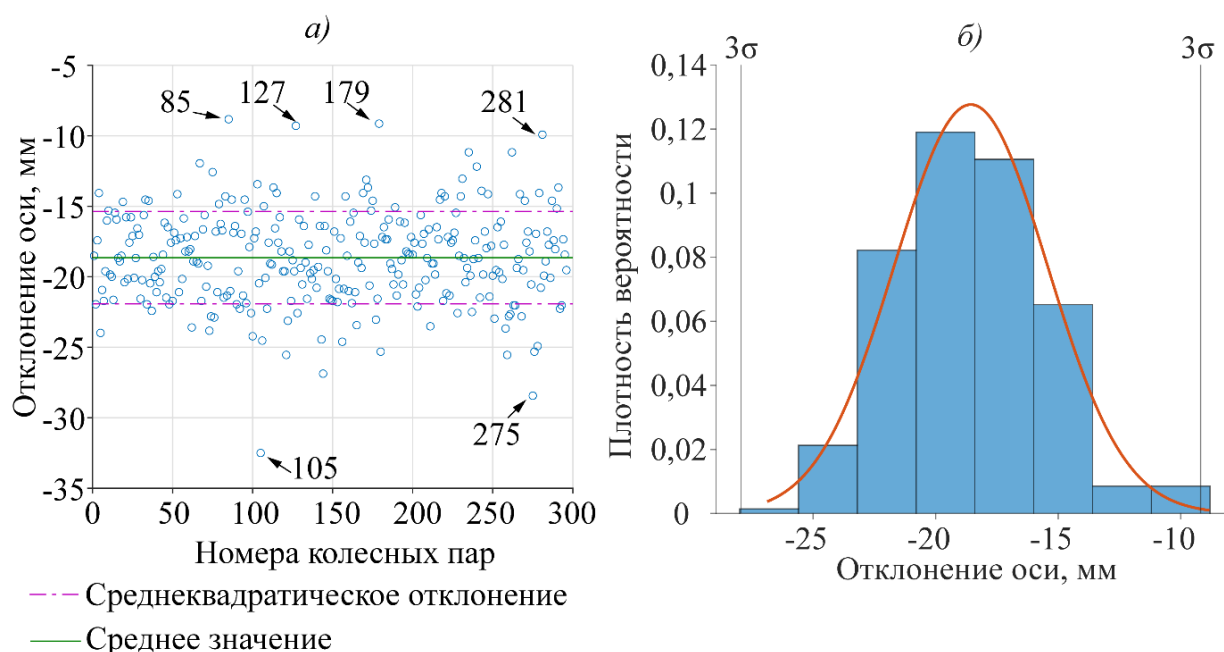


Рис. 2.20 – График зависимости отклонения оси от порядкового номера колесной пары (а) и гистограмма с функцией распределения плотности вероятности отклонений оси (б)

Среднее значение разности баз, равное 18,6 мм связано с несимметричным расположением тензодатчиков на левом и правом рельсах. Значение среднеквадратического отклонения для всех колесных пар составило 3,3 мм. Выбросы в данных для колес с номерами: 85, 127, 179, 281 (рисунок 2.20, а) связаны с большим значением разности баз, сильно отклоняющимся от среднего. Дефекты на поверхности катания колес с номерами: 105, 275 также повлияли на общую статистику по отклонениям (рисунок 2.20, а) и были исключены из выборки при дальнейшем анализе. Сигналы с от колесных пар с большой разностью баз и дефектами представлены на рисунке 2.21.

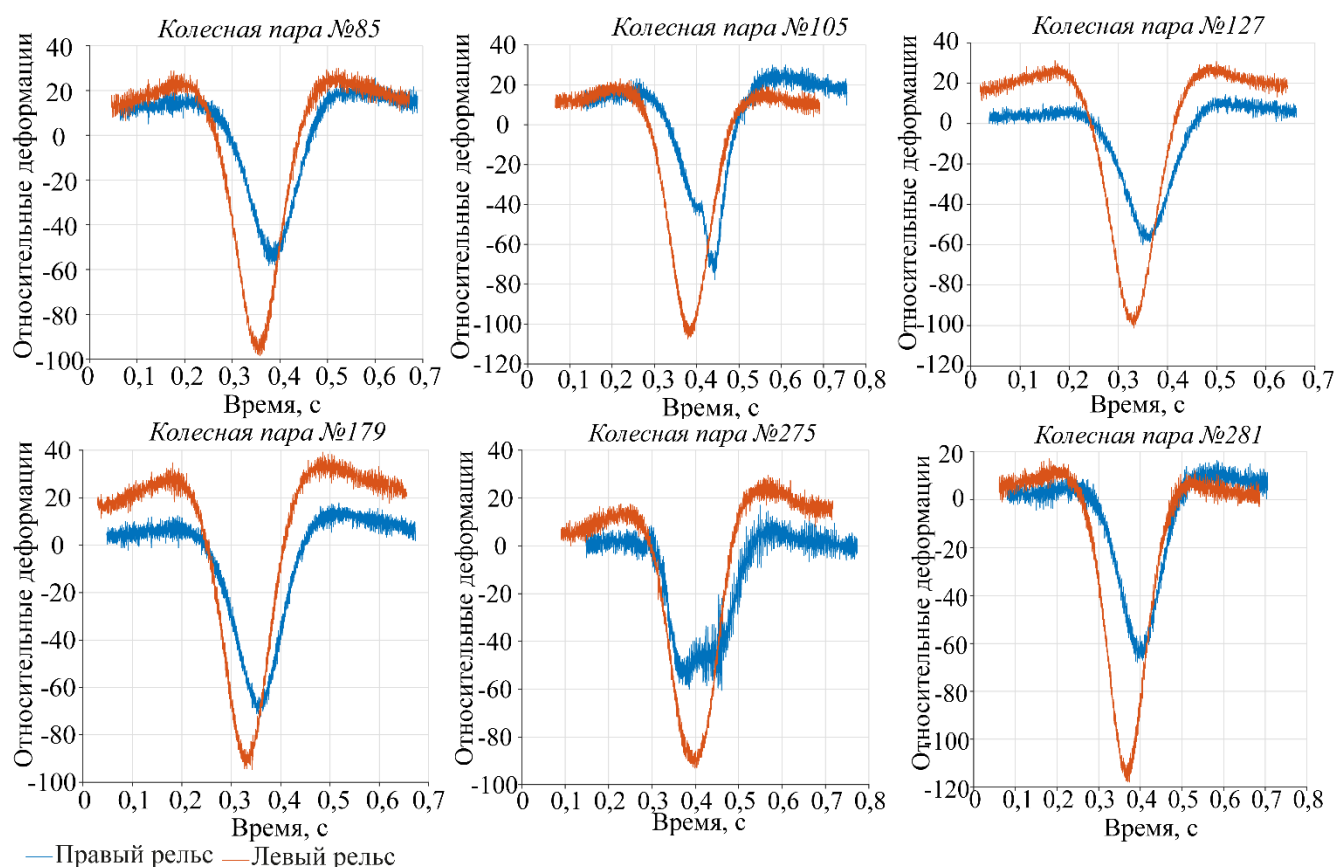


Рис. 2.21 – Зависимости относительных деформаций рельса от времени при проезде колесных пар с дефектами поверхности катания (105, 275) и с отклонение оси (85, 127, 179, 281)

Гистограмма плотности вероятностей разностей баз представлена на рисунке 2.20, б. Согласно критерию Пирсона χ^2 распределение на происходит из нормального с уровнем значимости $\alpha = 0,05$. Оценка разности баз по колесам оси была выполнена с использованием метода максимального правдоподобия. Среднее значение этого параметра составило $\mu = 18,56$ мм, со стандартным отклонением $\sigma = 3,12$ мм. Для определения критерия браковки колесных пар была учтена вероятность отцепки одного вагона, которая составила $p = 1/72 \cdot 100\% = 1,43\%$. Вероятность того, что значение отклонения оси колесной пары попадет в доверительный интервал, равна 98,57%, что соответствует $3 \cdot \sigma$. Исходя из этого дефектными считались колесные пары с разностью баз 9 мм и более. Исходные данные позволили выявить номера колесных пар с дефектами: 85, 179.

2.5 Выводы по второй главе

На испытательном полигоне АО «ВНИИЖТ» оборудован диагностический комплекс тензометрического контроля, в котором установлено семь пар проволочных тензодатчиков, расположенных на участке пути протяженностью 3,5 м и подключенных к быстродействующей тензометрической системе «Динамика–3». Расположение тензодатчиков на средней оси шейки рельса позволило исключить из сигналов вертикальных деформаций, определяемых по методу Шлюмпфа, влияние боковых сил и крутящего момента.

Для определения порядковых номеров дефектных колес разработаны алгоритмы идентификации времен проезда колесных пар над тензодатчиками. Поиск времен проезда колесных пар и изменений в сигналах, вызванных наличием дефектов поверхности катания, основан на разложении сигналов вертикальных деформаций методом вейвлет–анализа с разработанной материнской вейвлет функцией, описывающей деформации шейки рельса под действием вертикальной силы от бездефектного колеса и дефекта. Из-за вероятности наличия в сигналах высокочастотных помех, искажающих информативную составляющую, необходимую для точного определения времени проезда колесной пары, результат вейвлет–анализа уточнялся алгоритмом, основанном на корреляционном и регрессионном анализе.

Для оценки вертикальной силы, с которой дефектные и бездефектные колеса воздействуют на верхнее строение пути, сигнал раскладывался на две составляющие деформации вызванных действием вертикальной силы от колеса и прогибом шпалы. Динамическая сила, с которой дефект на поверхности катания колеса действует на рельс определялась отношением деформаций, вызванных воздействием дефекта, к деформациям от бездефектного колеса.

На действующем участке пути в с. Барышево проведены исследования возможности автоматизированного расчета коэффициентов масштабирования значений относительных деформаций без предварительных калибровочных

испытаний. Алгоритм расчета коэффициентов основан на решении оптимизационной задачи и интерполяции.

В условиях повторяемости оценена минимальная длина дефекта, который будет обнаружен с вероятностью более 50%. Выявлено, что вероятность обнаружения дефекта зависит от его размеров, формы и место расположения на поверхности катания. Вероятность обнаружения дефекта зависит от его длины. Эта зависимость описывается нормальным распределением с параметрами: среднее значение – 39 мм и стандартное отклонение – 14 мм. В результате применения алгоритмов над полученными сигналами выявлено, что дефекты длиной более 57 мм могут быть обнаружены с вероятностью 97%, 39 мм – с вероятностью 50%, дефекты длиной не более 30 мм – 1,3%.

По рассчитанным значениям динамической силы от дефектов на рельс определена критическая сила, равная 180 кН, при превышении которой дефект может быть обнаружен. Вероятность обнаружения дефектов длиной более 40 мм связана с величиной динамической силы. Эта связь характеризуется экспоненциальной функцией с коэффициентом корреляции, равным 0,64. Для дефектов размером менее 40 мм, несмотря на высокие значения динамических сил, вероятность обнаружения ниже 50%. Это связано с наличием множества мелких дефектов, распределенных случайным образом, близко друг к другу, вдоль поверхности катания. Такие дефекты приводят к появлению шумоподобной составляющей в сигнале вертикальных деформаций, из-за которой не удастся достоверно оценить динамические силы разработанными алгоритмами.

Проведен анализ влияния несоосности колесных пар на значения относительных деформаций рельса. Проанализированы сигналы по результатам проезда 296 колесных пар. Из них выявлены две колесные пары с разностью баз по положению осей более 9 мм.

3 ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ ЖЕСТКОСТИ БАЛЛАСТНОЙ ПРИЗМЫ С РАСПРОСТРАНЕНИЕМ УПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ПРИ УДАРНО–ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

3.1 Физическое и математическое моделирование установки динамического штампа

Критическое динамическое воздействие колес с дефектом поверхности катания на путь равно 180 кН, что в 1,6 раз превышает статическую осевую нагрузку. Дефекты длиной более 40 мм могут воздействовать на рельс с силой до 604 кН. Устойчивость железнодорожного пути в проектном положении в период эксплуатации зависит от модуля деформации балластного слоя, характеризующего степень его уплотнения при циклических нестационарных нагрузках.

На текущий момент в подразделениях службы пути не используются методы контроля устойчивости балластного слоя. Для его обеспечения необходим инструмент оценки реакции балласта на динамические вертикальные нагрузки эквивалентные нагрузкам при эксплуатации. В автодорожном строительстве для контроля напряженно–деформированного состояния дорожных одежд используется установка динамического штампа [31]. В основном такое средство контроля применяется для мелкодисперсных грунтов, таких как песок, глина, суглинков. Из-за использования в конструкции верхнего строения пути крупнообломочных материалов, например, щебня, для разработки методики оценки устойчивости балласта необходима механическая модель установки динамического штампа.

В рамках диссертационного исследования спроектирована установка динамического штампа (рисунок 3.1, а). Она состоит из нагрузочной пластины массой $m_2 = 18$ кг и радиусом 110 мм, что позволяет разместить установку между шпалами. По центру штампа закреплен направляющий стальной стержень диаметром 10 мм, вдоль которого перемещается груз массой $m_1 = 10$ кг. В

верхней части штампа расположен блок тарельчатых пружин, соответствующих стандарту DIN 2093. Наружный диаметр пружин составляет 70 мм, внутренний диаметр – 35,5 мм, толщина каждой пружины – 4 мм. Общая жесткость блока, состоящего из шести последовательно соединенных пружин $k_1 = 3,76$ МН/м. Для оценки модуля деформации грунта жесткостью k_2 , груз сбрасывают с высоты $h = 0,7$ м. При упругом столкновении груза с блоком пружин возникает динамическая нагрузка от плиты на основание, соответствующая нагрузке при эксплуатации [118].

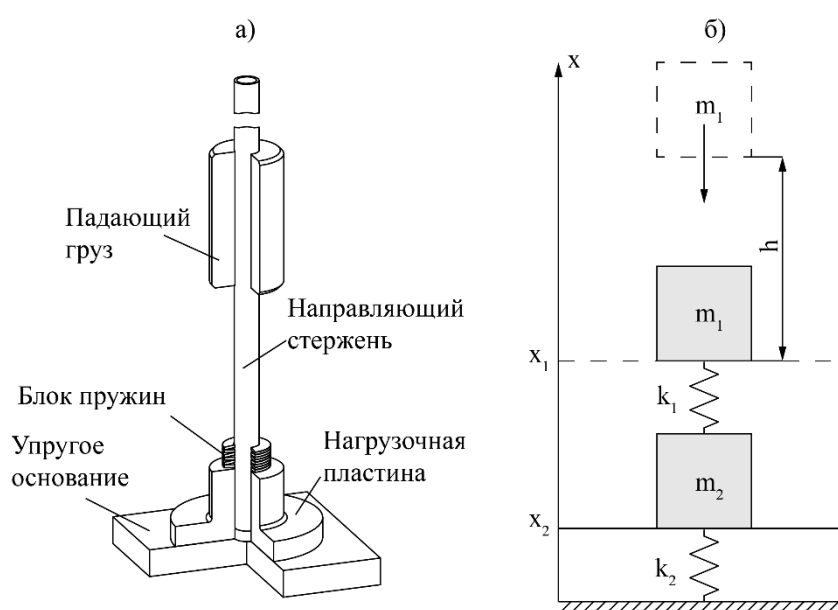


Рис. 3.1 – Схема (а) и физическая одномерная модель (б) установки динамического штампа

Первичным диагностическим сигналом является ускорение плиты, которое регистрировалось одноосевым датчиком акселерометра марки ADXL1001 с диапазоном измерений ± 100 g. Сигнал с датчика акселерометра регистрировался АЦП с частотой дискретизации 12 кГц. Цена наименьшего разряда АЦП соответствует ускорению $3,0755 \cdot 10^{-4}$ g. Уровень собственных шумов составил 0,006 g. Оцифрованный сигнал передавался по USB протоколу в специализированное мобильное Android приложение [129].

Для исследования поведения объектов, обладающих деформационными свойствами и пластичностью, часто применяются реологические модели [54]. В

качестве примера можно привести модель Гука, которая включает в себя упругий элемент, подобный пружине. В текущем диссертационном исследовании используется тот же подход к моделированию. Блок пружин и грунт представлен реологическими элементами, которые соединены так, чтобы разработанная модель была способна симитировать упругую деформацию грунта под динамической нагрузкой, подобной нагрузке от подвижного состава.

Реологическая модель установки динамического штампа приведена на рисунке 3.1, б. Падающий груз и нагрузочная пластина представлены твердыми элементами с массами m_1 и m_2 . Блок пружин представлен упругим элементом жесткостью k_1 , контролируемое основание – упругий элемент жесткостью k_2 , x_1 – начальное положение падающего груза, x_2 – начальное положение нагрузочной пластины. Ось x направлена вверх. Силы, действующие на пружинный блок и контролируемое основание, обозначены F_1 и F_2 , соответственно, и описаны системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = F_1(k_1, x_1) + m_1 \cdot g \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = F_2(k_1, k_2, x_1, x_2) + m_2 \cdot g \end{cases} \quad (3.1)$$

Из-за отсутствия жесткой связи между падающим грузом, нагрузочной пластиной и грунтом один цикл нагружения представляет собой многоэтапный процесс. В каждом этапе в системе действуют разные силы, описываемые отдельными системами дифференциальных уравнений.

Зависимость перемещений нагрузочной пластины и разности перемещений нагрузочной пластины и падающего груза от времени для каждого из этапов представлена на рисунке 3.2. Всего выделено четыре этапа, два из которых возникают при определенных параметрах установки.

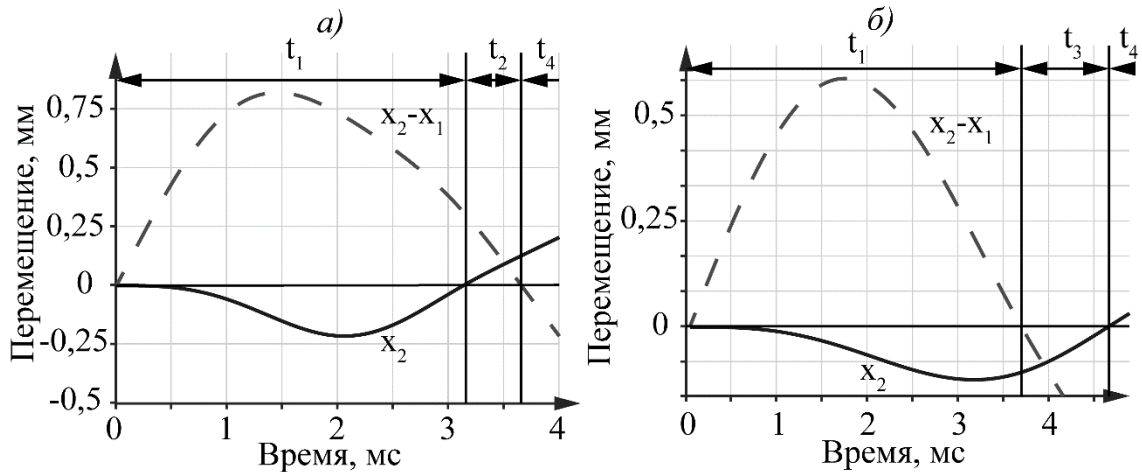


Рис. 3.2 – Графики зависимости перемещения штампа x_2 и разности перемещений штампа и груза ($x_2 - x_1$) от времени и временные интервалы: t_1 , t_2 , t_3 , t_4 при жесткости упруго–демпферного элемента k_1 : 8 МН/м (а) и 3 МН/м (б)

Интервал t_1 начинается в момент времени $t = 0$ мс, когда падающий груз сталкивается нагрузочной пластиной. На блок пружин k_1 и грунт k_2 действуют упругие силы до тех пор, пока нагрузочная плита давит на грунт ($x_2 < 0$), а груз и штамп сжимают упруго–демпферный элемент ($x_2 - x_1 > 0$), соответственно. Возникающие при этом силы описываются системой уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -k_1 \cdot (x_1 - x_2) - m_1 \cdot g \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -k_2 \cdot x_2 + k_1 \cdot (x_1 - x_2) - m_2 \cdot g \end{cases} \quad (3.2)$$

На последующем интервале t_2 нагрузочная пластина отрывается от основания, её перемещение $x_2 > 0$ и, следовательно, упругая реакция грунта на нагрузочную плиту отсутствует. Блок пружин k_1 продолжает создавать силы, действующие как на падающий груз, так и на нагрузочную плиту. Возникающие при этом силы описываются системой уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -k_1 \cdot (x_1 - x_2) - m_1 \cdot g \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = k_1 \cdot (x_1 - x_2) - m_2 \cdot g \end{cases} \quad (3.3)$$

При определенном соотношении жесткостей и масс элементов вместо интервала t_2 реализуется интервал t_3 , на котором грунт воздействует на нагрузочную плиту, а блок пружин не создает упругого действия ($x_2 - x_1 < 0$). Возникающие при этом силы описываются системой уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -m_1 \cdot g \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -k_2 \cdot x_2 - m_2 \cdot g \end{cases} \quad (3.4)$$

Последний интервал движения t_4 описывает состояние системы, в котором блок пружин k_1 и грунт k_2 находятся в состоянии равновесия ($x_2 > 0$ и $x_2 - x_1 < 0$) и, нагрузочная плита и падающий груз движутся только под действием сил тяжести:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -m_1 \cdot g \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -m_2 \cdot g \end{cases} \quad (3.5)$$

Механическая модель характеризуется четырьмя дифференциальными уравнениями второго порядка с постоянными коэффициентами (3.2) – (3.5). Общее решение системы представляет собой сочетание тригонометрических и степенных функций:

$$x_i(t) = \sum_{j=1}^n (A_j \cdot \cos(\omega_j \cdot t) + B_j \cdot \sin(\omega_j \cdot t)) + C \cdot t^2 + D \cdot t + E, \quad (3.6)$$

где n – число независимых корней характеристического уравнения; ω_j – корень характеристического уравнения; A_j, B_j, C, D, E – постоянные коэффициенты.

Для построения разработанной модели, системы уравнений решались аналитически.

Для системы (3.2) выразили перемещение нагрузочной пластины из первого уравнения:

$$x_2 = \frac{m_1 \cdot x_1''}{k_1} + x_1. \quad (3.7)$$

Подставив (3.7) во второе уравнение системы (3.2), оно принимает вид:

$$m_2 \cdot \left(\frac{m_1 \cdot x_1''}{k_1} + x_1 \right)'' = -k_2 \cdot \left(\frac{m_1 \cdot x_1''}{k_1} + x_1 \right) - k_1 \cdot \left(\left(\frac{m_1 \cdot x_1''}{k_1} + x_1 \right) - x_1 \right) \quad (3.8)$$

Раскрыв скобки и приведя подобные в уравнении (3.8), оно принимает вид:

$$\frac{m_2 \cdot m_1 \cdot x_1^{IV}}{k_1} + m_2 \cdot x_1'' + \frac{k_2 \cdot m_1 \cdot x_1''}{k_1} + k_2 \cdot x_1 + \frac{k_1 \cdot m_1 \cdot x_1''}{k_1} = 0 \quad (3.9)$$

Умножив уравнение (3.9) на $k_1/m_1 \cdot m_2$ оно принимает вид классического дифференциального уравнение четвертого порядка с постоянными коэффициентами:

$$m_1 \cdot m_2 \cdot x_1^{IV} + x_1'' \cdot (m_2 \cdot k_1 + m_1 \cdot k_2 + m_1 \cdot k_1) + k_1 \cdot k_2 \cdot x_1 = 0 \quad (3.10)$$

Окончательное уравнение движения для падающего груза x_1 имеет вид:

$$x_1^{IV} + x_1'' \cdot \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_1}{m_2} \right) + \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot x_1}{m_1 \cdot m_2} = 0 \quad (3.11)$$

Работа системы сопровождается упругими колебаниями с частотами:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad (3.12)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (3.13)$$

$$\omega_{12} = \sqrt{\frac{k_1}{m_2}} \quad (3.14)$$

После подстановки уравнений (3.12 – 3.14) в уравнение (3.11), оно приобретает вид:

$$x_1^{IV} + x_1'' \cdot (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_{12}^2) + \omega_1^2 \cdot \omega_2^2 \cdot x_1 = 0 \quad (3.15)$$

Ввели следующие переобозначения в уравнение (3.15):

$$\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_{12}^2 = \omega_3^2 \quad (3.16)$$

$$\omega_1 \cdot \omega_2 = \omega_4^2 \quad (3.17)$$

В обозначениях (3.16) и (3.17) уравнение (3.15) принимает окончательный вид дифференциального уравнения четвертого порядка с постоянными коэффициентами:

$$x_1^{IV} + x_1'' \cdot \omega_3^2 + x_1 \cdot \omega_4^4 = 0 \quad (3.18)$$

Решение дифференциального уравнения (3.18) основывается на решении характеристического уравнения:

$$\omega^4 + \omega_3^2 \cdot \omega^2 + \omega_4^4 = 0 \quad (3.19)$$

Уравнение (3.19) имеет четыре корня $\pm\omega_5, \pm\omega_6$, где:

$$\omega_5^2 = \frac{\omega_3^2 + \sqrt{\omega_3^4 - 4 \cdot \omega_4^4}}{2} \quad (3.20)$$

$$\omega_6^2 = \frac{\omega_3^2 - \sqrt{\omega_3^4 - 4 \cdot \omega_4^4}}{2} \quad (3.21)$$

Общее решение однородного уравнения (3.18) в тригонометрической форме имеет вид:

$$x_1(t) = A_{1,1} \cdot \cos(\omega_5 \cdot t) + A_{1,2} \cdot \sin(\omega_5 \cdot t) + A_{1,3} \cdot \cos(\omega_6 \cdot t) + A_{1,4} \cdot \sin(\omega_6 \cdot t) \quad (3.22)$$

Перемещение нагрузочной пластины $x_2(t)$ находится путем подстановки функции (3.22) в уравнение (3.7):

$$x_2(t) = -\frac{1}{\omega_1^2} \cdot (A_{1,1} \cdot \omega_5^2 \cdot \cos(\omega_5 \cdot t) + A_{1,2} \cdot \omega_5^2 \cdot \sin(\omega_5 \cdot t) + A_{1,3} \cdot \omega_6^2 \cdot \cos(\omega_6 \cdot t) + A_{1,4} \cdot \omega_6^2 \cdot \sin(\omega_6 \cdot t)) + A_{1,1} \cdot \cos(\omega_5 \cdot t) + A_{1,2} \cdot \sin(\omega_5 \cdot t) + A_{1,3} \cdot \cos(\omega_6 \cdot t) + A_{1,4} \cdot \sin(\omega_6 \cdot t) \quad (3.23)$$

Коэффициенты $A_{1,1}, A_{1,3}, A_{1,2}, A_{1,4}$ определяются из начальных условий в момент времени $t_0 = 0$:

$$x_1(t_0) = A_{1,1} + A_{1,3} = 0 \quad (3.24)$$

$$x_1'(t_0) = A_{1,2} \cdot \omega_5 + A_{1,4} \cdot \omega_6 = v_0 \quad (3.25)$$

$$x_2(t_0) = -\frac{1}{\omega_1^2} \cdot (A_{1,1} \cdot \omega_5^2 + A_{1,3} \cdot \omega_6^2) = 0 \quad (3.26)$$

$$x_2'(t_0) = -\frac{1}{\omega_1^2} \cdot (A_{1,2} \cdot \omega_5^3 + A_{1,4} \cdot \omega_6^3) + A_{1,2} \cdot \omega_5 + A_{1,4} \cdot \omega_6 = 0 \quad (3.27)$$

Уравнение (3.24) имеет единственное тривиальное решение:

$$A_{1,1} = A_{1,3} = 0 \quad (3.28)$$

Коэффициенты $A_{1,2}, A_{1,4}$ находятся подстановкой уравнения (3.25) в уравнение (3.27):

$$A_{1,2} = \frac{v_0 \cdot (\omega_6^2 - \omega_1^2)}{\omega_5 \cdot (\omega_6^2 - \omega_+^2)} \quad (3.29)$$

$$A_{1,4} = \frac{v_0 \cdot (\omega_1^2 - \omega_5^2)}{\omega_6 \cdot (\omega_6^2 - \omega_+^2)} \quad (3.30)$$

Таким образом, перемещение падающего груза на этапе t_1 описывается уравнением (3.22). Перемещение нагрузочной пластины на этапе t_1 описывается уравнением (3.23). Постоянные коэффициенты определяются уравнениями (3.29), (3.30).

Для решения системы уравнений (3.3) выразили перемещение нагрузочной плиты из первого уравнения системы:

$$x_2 = \frac{m_1 \cdot x_1'' + k_1 \cdot x_1}{k_1} \quad (3.31)$$

Подставив уравнение (3.31) во второе уравнение системы (3.3), оно принимает вид:

$$m_2 \cdot \left(\frac{m_1 \cdot x_1'' + k_1 \cdot x_1}{k_1} \right)'' = k_1 \cdot x_1 - k_1 \cdot \left(\frac{m_1 \cdot x_1'' + k_1 \cdot x_1}{k_1} \right) \quad (3.32)$$

Раскрыв скобки и приведя подобные в уравнении (3.32), оно принимает вид:

$$x_1^{IV} + x_1'' \cdot \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1}{m_2} \right) = 0 \quad (3.33)$$

Подставив уравнения упругих колебаний (3.12), (3.14) в уравнение (2.33) оно приобретает вид:

$$x_1^{IV} + x_1'' \cdot (\omega_1^2 + \omega_{12}^2) = 0 \quad (3.34)$$

Ввели переобозначение в уравнение (3.34):

$$\omega_1^2 + \omega_{12}^2 = \omega_7^2 \quad (3.35)$$

В обозначении (3.35) уравнение (3.34) принимает окончательный вид дифференциального уравнения четвертого порядка с постоянными коэффициентами:

$$x_1^{IV} + x_1'' \cdot \omega_7^2 = 0 \quad (3.36)$$

Решение дифференциального уравнения (3.36) основывается на решении характеристического уравнения:

$$\omega^4 - \omega_7^2 \cdot \omega^2 = 0 \quad (3.37)$$

Общее решение однородного уравнения (3.37) в тригонометрической форме имеет вид:

$$x_1(t) = A_{1,2} \cdot \cos(\omega_7 \cdot t) + A_{2,2} \cdot \sin(\omega_7 \cdot t) + A_{3,2} + A_{4,2} \cdot t \quad (3.38)$$

Перемещение нагрузочной плиты $x_2(t)$ на этапе t_2 находится подстановкой функции (3.38) в уравнение (3.31):

$$x_2(t) = -\frac{1}{\omega_1^2} \cdot \left(A_{1,2} \cdot \omega_7^2 \cdot \cos(\omega_7 \cdot t) + A_{2,2} \cdot \omega_7^2 \cdot \sin(\omega_7 \cdot t) \right) + \quad (3.39)$$

$$+A_{1,2} \cdot \cos(\omega_7 \cdot t) + A_{2,2} \cdot \sin(\omega_7 \cdot t) + A_{3,2} + A_{4,2} \cdot t$$

Для системы (3.4) решалось дифференциальное уравнение:

$$x_2'' + \omega_2^2 \cdot x_2 = 0 \quad (3.40)$$

Решение дифференциального уравнения (3.40) основывается на решении характеристического уравнения:

$$\omega^2 - \omega_2^2 = 0 \quad (3.41)$$

Общее решение однородного уравнения (2.40) в тригонометрической форме имеет вид:

$$x_2(t) = A_{1,3} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + A_{2,3} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) \quad (3.42)$$

Создано программное обеспечение, для вычисления сигналов ускорения, скорости и перемещения нагрузочной пластины по заданным параметра установки динамического штампа. В программном обеспечении реализована возможность определения значений информативных параметров и расчет среднеквадратического отклонения между информативными параметрами, полученными из экспериментальных сигналов и в аналитической модели.

Адекватность разработанной модели подтверждалась экспериментально. Получены экспериментальные сигналы ускорения с установки динамического штампа, при проведении измерений на полиуретановом основании жесткостью 50 МН/м. Для исследования влияния параметров установки на форму сигналов, жесткость пружинного блока изменялась от 4 до 20 МН/м. Экспериментальные сигналы сравнивались с моделью (рисунок 3.3), коэффициент корреляции составил 0,92-0,93.

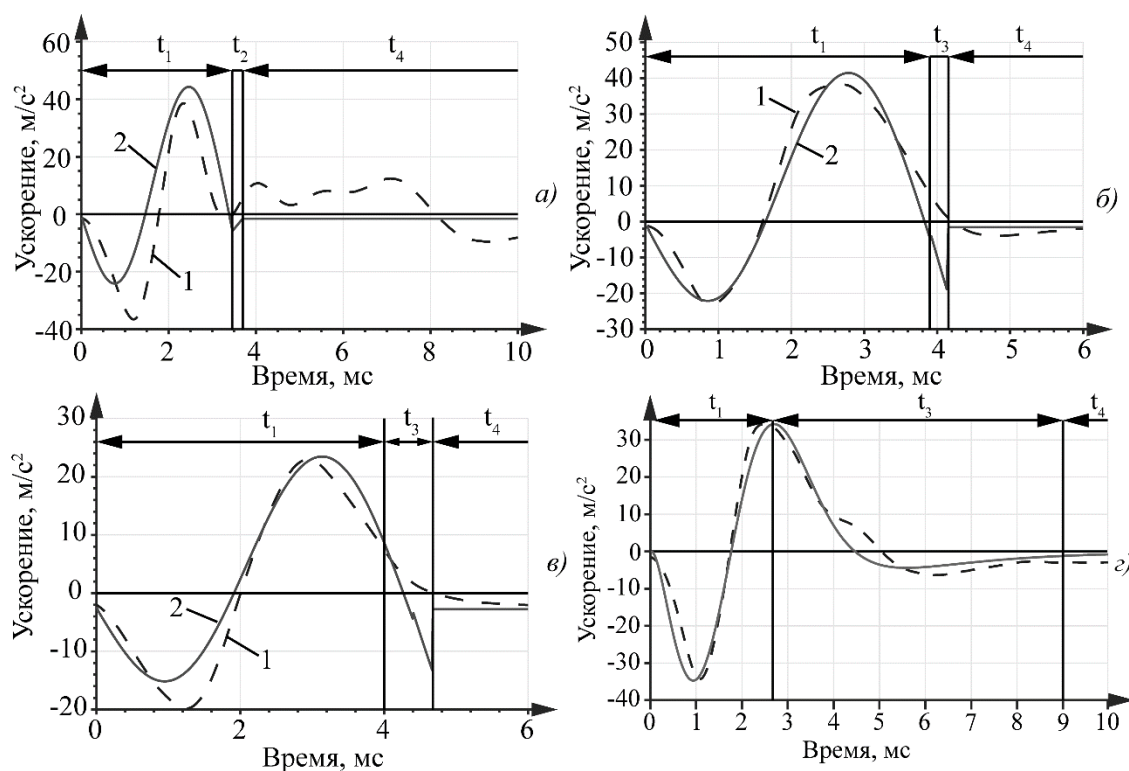


Рисунок 3.3 – Графики зависимости ускорения штампа от времени: 1 – экспериментальные данные, 2 – теоретические данные, при жесткостях блока пружин: 4 МН/м (а), 7 МН/м (б), 10 МН/м (в), 20 МН/м (г) и жесткости полиуретанового основания 50 МН/м

3.2 Информативные параметры сигналов динамического штампа при ударной динамической нагрузке на упругое основание

На рисунке 3.4 изображены зависимости ускорения, скорости и перемещения нагрузочной пластины, полученные моделированием единичного ударного воздействия установкой с параметрами: $m_1 = 10$ кг, $m_2 = 17$ кг, $k_1 = 7$ МН/м , $k_2 = 50$ МН/м , $h = 0.5$ м. Путем изменения жесткости контролируемого основания в модели, исследовались амплитудные и временные параметры сигналов. Определено, что временные параметры зависят как от жесткости основания, так и от характеристик установки и определяются значениями циклических частот (3.12), (3.13), (3.14).

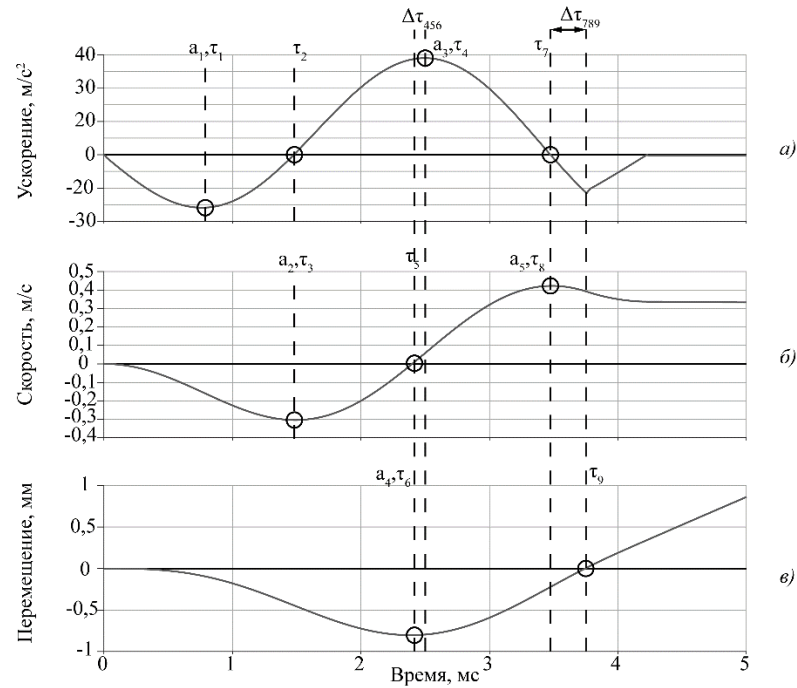


Рисунок 3.4 – Графики зависимости ускорения (а), скорости (б), перемещения (в) нагрузочной пластины от времени при упругом взаимодействии с падающим грузом, информативные амплитудные ($a_1 - a_5$) и временные ($\tau_1 - \tau_9$) параметры

Графики зависимости значений информативных параметров от жесткости основания приведены на рисунке 3.5. Точная оценка жесткости на основе информативных параметров сигналов возможна только тогда, когда между этими параметрами существует однозначная монотонная зависимость. Амплитудные параметры a_1, a_2, a_4, a_5 (рисунок 3.5, а) и временные параметры $\tau_1 - \tau_3, \tau_5 - \tau_9$ (рисунок 3.5, б) монотонно зависят от жесткости основания на интервале от 10 до 70 МН/м. Параметры a_3 и τ_4 становятся немонотонными при жесткости основания выше 40 МН/м. Выявлено, что появление немонотонности связано с расхождением временных параметров $\Delta\tau_{456}$ и $\Delta\tau_{789}$ (рисунок 3.4), которые в свою очередь определяются неравенством $\omega_1 > \omega_2/1,34$. То есть, при параметрах установки $m_1 = 10$ кг и $m_2 = 18$ кг жесткость пружинного блока k_1 должна быть в 1,8 раз больше жесткости контролируемого основания k_2 .

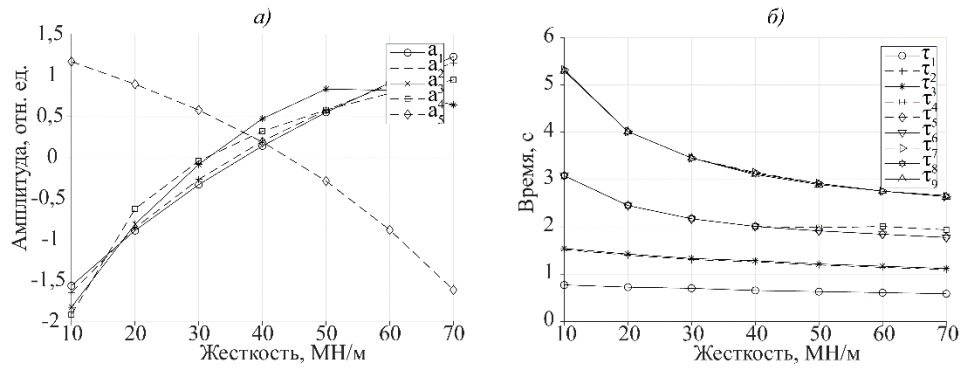


Рисунок 3.5 – Графики зависимости амплитудных (а) и временных (б) параметров от жесткости основания на интервале от 10 до 70 МН/м

Чувствительность информативных параметров к изменению жесткости определяется через дифференциальный коэффициент пропорциональности. Для оценки чувствительности была разработана программа, которая многократно запускалась для каждого значения жесткости основания в диапазоне от 10 до 70 МН/м. Одновременно при каждом запуске в исходные данные модели вносились псевдослучайные отклонения от номинальных значений, чтобы имитировать неопределенности этих параметров при проведении реального контроля. Затем рассчитывались информативные параметры, и по их значениям определялись средние квадратические отклонения результата измерения жесткости, которые характеризуют случайную погрешность измерений (рисунок 3.6).

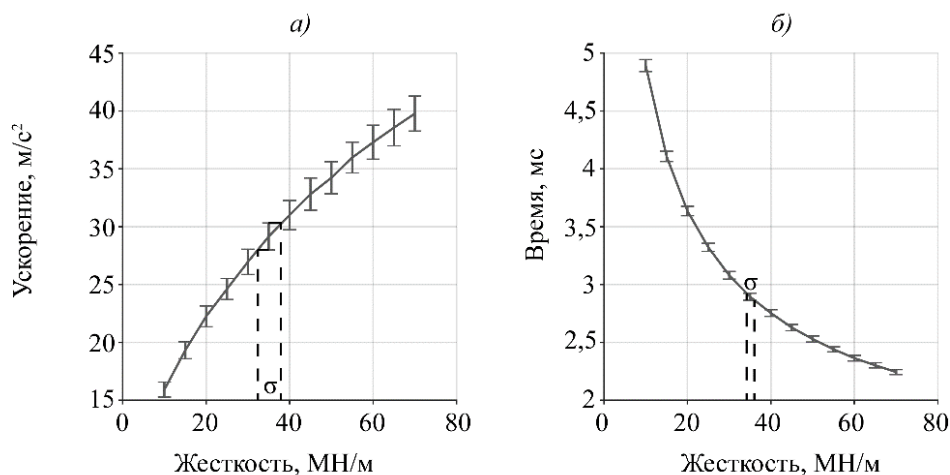


Рисунок 3.6 – Зависимость амплитудного параметра a_3 (а) и временного параметра τ_9 (б) от жесткости основания k_2 и среднеквадратичное отклонение

Еще одним условием, которому должна удовлетворять установка динамического контроля, является соответствие передаваемой ей нагрузке на основание, нагрузке при эксплуатации. При силе от колеса 108 кН и площади шпалы 0,6 м², давление, оказываемое на балласт равно 180 кПа. В случае проезда колес с дефектами поверхности катания давление на балласт варьируется в пределах от 300 кПа до 1 МПа в зависимости от длины дефекта. Давление, оказываемое динамическим штампом, определяется формулой:

$$P = \frac{k_2 \cdot a_4}{S}, \quad (3.43)$$

где S – площадь нагрузочной плиты, м².

Жесткость щебеночного балластного слоя находится в диапазоне от 90 МН/м до 170 МН/м [12]. При параметрах установки $m_1 = 10$ кг, $m_2 = 18$ кг, $k_1 = 40$ МН/м, оказываемое давление на балласт будет равно от 800 кПа до 1 МПа, что соответствует нагрузке при эксплуатации и нагрузке от дефектов поверхности катания, соответственно.

3.3 Выводы по третьей главе

Спроектирована испытательная установка, способная измерить ускорение нагрузочной пластины при ударно–упругом взаимодействии с падающим грузом. Измерительной частью выступает трехосевой датчик акселерометра, подключаемый к четырехканальному аналого-цифровому преобразователю, который передает данные на мобильное устройство с разработанным специализированным программным обеспечением. Частота дискретизации измерительной системы 12 кГц по каждому из четырех каналов.

Разработана физическая и математическая модель установки динамического штампа, описывающая линейное ударно–упругое взаимодействие двух тел. Математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений второго порядка, решения которых были получены аналитически. Установлено, что работа динамического штампа является многоэтапным процессом. На каждом

этапе в системе действуют разные силы упругости: на пружинный блок и нагрузочную пластину; только на пружинный блок; только на нагрузочную пластину. Каждый этап описан системой дифференциальных уравнений второго порядка. Решение систем представлено в аналитической форме.

Верификация модели проводилась экспериментально на основании со значением жесткости 50 МН/м, при меняющемся значении жесткости блока пружин: 4 МН/м; 7 МН/м; 10 МН/м; 20 МН/м. При сравнении экспериментальных сигналов ускорения с рассчитанной аналитической моделью коэффициент корреляции составил 0,92–0,93.

Проведены модельные эксперименты в широком спектре характеристик установки динамического штампа. Определены амплитудные и временные информативные параметры сигналов ускорения, скорости и перемещения. Установлена степень информативности параметров от частотных характеристик установки ω_1 и ω_2 . Взаимно однозначное соответствие существует только при условии $\omega_1 > \omega_2/1,34$.

На основе информативных параметров разработаны алгоритмы и программное обеспечение, способные выполнять контроль жесткости линейно-упругого основания с жесткостью от 10 до 70 МН/м с погрешностью не более 7 %. Установлено, что наименьшее значение погрешности определяется временными информативными параметрами.

4 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОЦЕНКИ ЖЕСТКОСТИ БАЛЛАСТНОЙ ПРИЗМЫ ДИНАМИЧЕСКИМ ШТАМПОМ

4.1 Упругопластическая модель с демпфером для исследования воздействия динамического штампа на балласт

Достоверность результатов контроля по информативным параметрам зависит от неучтенных мешающих факторов: инерционная масса участка контролируемого основания, демпфирующие силы и осадка щебеночного балласта в процессе нагружения. Жесткость щебня нелинейная, так как на нее оказывают влияние неконтролируемые факторы, например, содержание влаги или температура и уровень сжимающих напряжений. Поиск функциональных зависимостей между мешающими факторами и информативными параметрами сильно подвержен внешним условиям. Для увеличения точности метода динамического штампа путем уменьшения влияния мешающих факторов можно использовать подход, основанный на решении обратной задачи. Он включает в себя поиск параметров механической модели путем восстановления диагностического сигнала [82].

Реологическая модель воздействия нагрузочной пластины на рисунке 3.1 заменена на модель Кельвина–Фойгта [86, 91], которая включает в себя два типа реологических элементов, соединённых параллельно: упругий элемент, подобный пружине, и вязкий элемент – амортизатор (рисунок 4.1, *a*). Демпфирующая сила, действующая в грунте обозначена как:

$$F_c = -c_2 \cdot \dot{x}_2, \quad (4.1)$$

где c_2 – коэффициент демпфирования грунта; $\dot{x}_2$ – скорость деформирования грунта под действием нагрузочной пластины.

Выражение (4.1) добавлено в системы уравнений (3.2) и (3.4). Нелинейная жесткость грунта представлена функцией:

$$k_2(x_2) = k_{22} \cdot x_2^2 + k_{21} \cdot x_2 \quad (4.2)$$

Инерционная масса Δm учитывается в модели как сумма массы нагрузочной пластины m_2 радиуса r и грунта, объемом $V = 3 \cdot \pi r^2$.

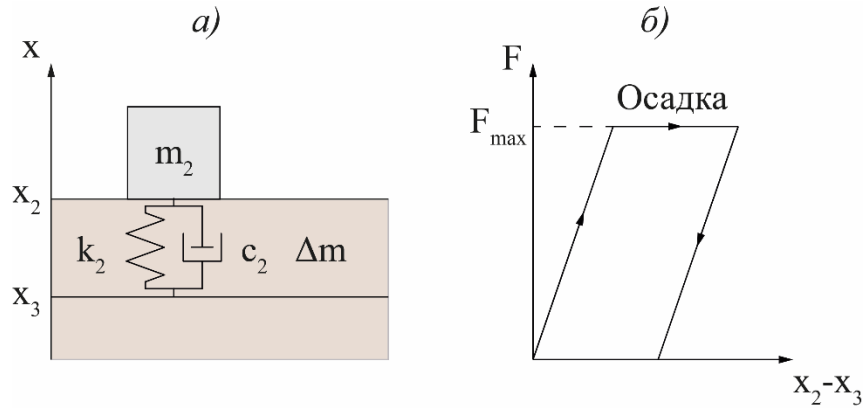


Рисунок 4.1 – Механическая модель воздействия нагрузочной пластины на упруго–пластический грунт (а) и иллюстрация формы петли гистерезиса осадки грунта (б)

Осадка грунта от ударной нагрузки является упруго–пластической деформацией. Петля гистерезиса для исследуемой модели приведена на рисунке 4.1, б. При превышении упругой силы $F = k_2(x_2 - x_3) \cdot (x_2 - x_3)$ некоторого критического значения F_{max} , грунт осаживается на значение x_3 .

Добавление в модель динамического штампа нелинейности основания, демпфирующих сил и осадки усложняет процесс поиска аналитического решения. Для решения систем уравнений (3.2) – (3.5) применялось численное интегрирование методом конечных разностей, с использованием следующих разностных схем:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1^{j+1} = 2 \cdot x_1^j - x_1^{j-1} + \frac{\Delta^2}{m_1} \cdot (-k_1 \cdot (x_1 - x_2) - m_1 \cdot g) \\ x_2^{j+1} = 2 \cdot x_2^j - x_2^{j-1} + \frac{\Delta^2}{(m_2 + \Delta m)} \cdot (-k_2(x_2^j - x_3^j) \cdot (x_2^j - x_3^j) + \\ \quad k_1 \cdot (x_1^j - x_2^j) - c_2 \cdot \frac{x_2^j - x_2^{j-1}}{\Delta} - (m_2 + \Delta m) \cdot g) \\ x_1^0 = x_2^0 = 0 \\ x_1^1 = x_1^0 - \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \cdot \Delta \\ x_1^2 = x_2^0 \\ x_2^j - x_3^j \leq 0 \text{ и } x_2^j - x_1^j \geq 0 \end{array} \right. , \quad (4.3)$$

$$\begin{cases} x_1^{j+1} = 2 \cdot x_1^j - x_1^{j-1} - \Delta^2 \cdot g \\ x_2^{j+1} = 2 \cdot x_2^j - x_2^{j-1} + \frac{\Delta^2}{(m_2 + \Delta m)} \cdot (-k_2(x_2^j - x_3^j) \cdot (x_2^j - x_3^j) - c_2 \cdot \frac{x_2^j - x_2^{j-1}}{\Delta} - (m_2 + \Delta m) \cdot g, \\ x_2^j - x_3^j < 0 \text{ и } x_2^j - x_1^j < 0 \end{cases} \quad (4.4)$$

$$\begin{cases} x_1^{j+1} = 2 \cdot x_1^j - x_1^{j-1} + \frac{\Delta^2}{m_1} \cdot (-k_1 \cdot (x_1^j - x_2^j) - m_1 \cdot g) \\ x_2^{j+1} = 2 \cdot x_2^j - x_2^{j-1} + \frac{\Delta^2}{m_2} \cdot k_1 \cdot (x_1^j - x_2^j) - m_2 \cdot g \\ x_2^j - x_3^j > 0 \text{ и } x_2^j - x_1^j > 0 \end{cases}, \quad (4.5)$$

$$\begin{cases} x_1^{j+1} = 2 \cdot x_1^j - x_1^{j-1} - \Delta^2 \cdot g \\ x_2^{j+1} = 2 \cdot x_2^j - x_2^{j-1} - \Delta^2 \cdot g, \\ x_2^j - x_3^j > 0 \text{ и } x_2^j - x_1^j < 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} & -k_{22} \cdot x_3^{j+1^2} + (k_{21} + 2 \cdot k_{22} \cdot x_2^{j+1}) \cdot x_3^{j+1} - k_{22} \cdot x_2^{j+1^2} - k_{21} \cdot x_2^{j+1} \\ & - F_{max}, \text{ если } k_2(x_2^{j+1} - x_3^{j+1}) \cdot (x_2^{j+1} - x_3^{j+1}) \geq F_{max} \end{aligned} \quad (4.7)$$

где $j = 0, \dots, f_{\text{АЦП}} \cdot t - 1$ – номер узла расчетной сетки; $f_{\text{АЦП}}$ – частота дискретизации АЦП, Гц; t – продолжительность экспериментального сигнала ускорения, с; Δ – шаг расчетной сетки, мс.

Ускорение и скорость в точке j определяются выражениями:

$$v_1^j = \frac{x_1^j - x_1^{j-1}}{\Delta}, \quad (4.8)$$

$$v_2^j = \frac{x_2^j - x_2^{j-1}}{\Delta}, \quad (4.9)$$

$$a_1^j = \frac{x_1^{j+1} + x_1^{j-1} - 2 \cdot x_1^j}{\Delta^2}, \quad (4.10)$$

$$a_2^j = \frac{x_2^{j+1} + x_2^{j-1} - 2 \cdot x_2^j}{\Delta^2}. \quad (4.11)$$

Начальные условия численного решения приведены в системе уравнений (4.1) и задаются исходя из потенциальной энергии падающего груза, расположенного на высоте h относительно блока пружин, и силы, с которой нагрузочная пластина давит на упруго-вязкое основание. Подтверждена сходимость разностной схемы. При уменьшении шага расчетной сетки от 25 до 4,5 мкс, среднеквадратическое отклонение между решениями дифференциальных

уравнений, являющимися функциями перемещения от времени стремится к нулю (рисунок 4.2).

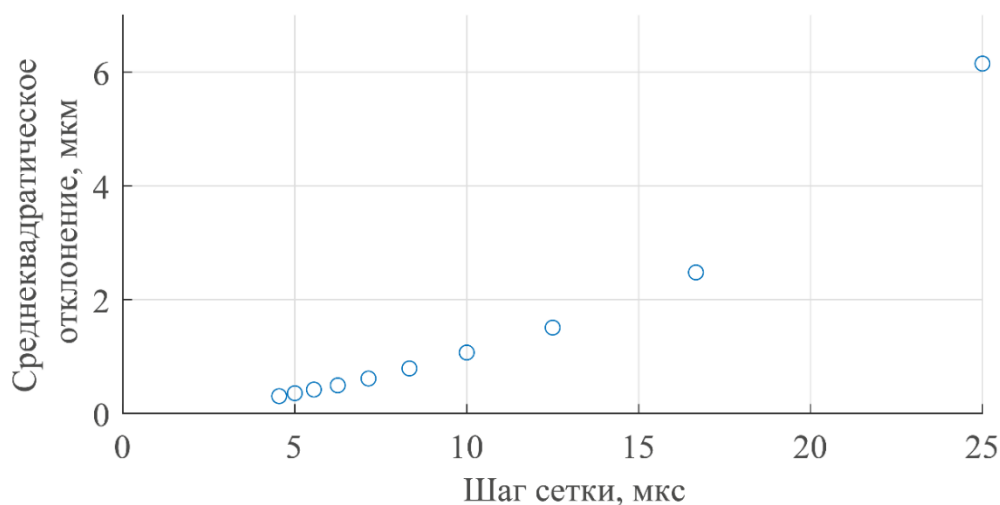


Рисунок 4.2 – Среднеквадратическое отклонение численного решения от аналитического при уменьшении шага сетки разностной схемы

Обоснование выбора метода конечных разностей заключается в его относительной простоте реализации по сравнению с альтернативными подходами. Тем не менее, данный метод требует достаточно малого шага дискретизации для достижения приемлемой точности, что может привести к увеличению времени вычислений. В контексте рассматриваемой модели количество решаемых уравнений не оказывает значительного влияния на скорость решения при малом шаге дискретизации.

4.2 Использование численного решения обратной задачи для совершенствования метода динамического штампа

Суть обратной задачи заключается в подборе параметров модели, которые обеспечивают соответствие смоделированных сигналов экспериментальным данным, с целью определения жесткости и демпфирования контролируемого основания. Блок-схема алгоритма решения обратной задачи приведена на рисунке 4.3.

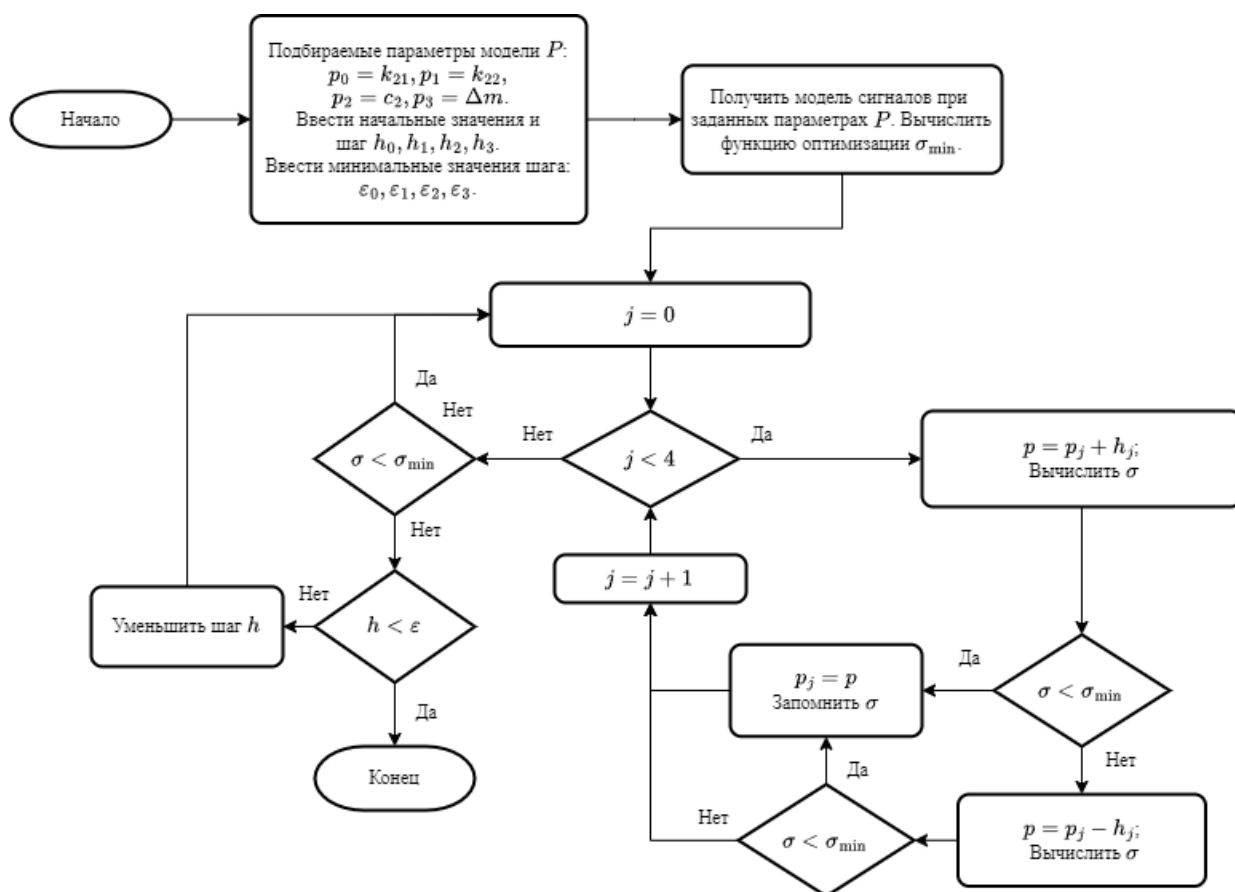


Рисунок 4.3 – Блок-схема алгоритма обратной задачи нахождения модуля деформации контролируемого основания

Для решения задачи оптимизации можно использовать разные методы и алгоритмы: случайные, градиентные, генетические. Каждый из них эффективен в своей области применения и на определенных функциях. Функция параметрической оптимизации представляет собой зависимость жесткости основания $k_2(x_2)$, уравнение (4.2) и демпфирования c_2 от значений СКО между теоретическим и экспериментальным сигналом. В качестве функции оптимизации может быть выбрано СКО ускорения σ_a , скорости σ_v , перемещения σ_x или их комбинации:

$$\sigma_s = W_a \cdot \sigma_a + W_v \cdot \sigma_v + W_x \cdot \sigma_x, \quad (4.12)$$

где W_a, W_v, W_x – добавленные веса с целью уравнивания вклада каждого значения СКО. Экспериментально определены значения $W_a = 1$, $W_v = 100$, $W_x = 10000$, при которых вклад каждого отклонения равносителен.

Основанием выбора функции оптимизации являлось минимальная сглаженность в области минимума. Для анализа вида функций оптимизации предварительно строилась модель сигналов ускорения скорости и перемещения. После, значения k_{21} , k_{22} , c_2 и Δm итерационно изменялись на интервалах от 0,01 МН/м до 0,8 МН/м, от 1 МН/м до 40 МН/м, от 1 кг · с/м до 5000 кг с с/м от 0 кг до 20 кг, соответственно. При каждом изменении вычислялось значение σ_a , σ_v , σ_x и σ_s от первоначальной модели, параметры которой приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Входные данные модели для исследования возможности решения обратной задачи

Обозначение параметра в модели	Значение
Масса падающего груза m_1 , кг	10
Масса нагрузочной пластины с направляющим стержнем m_2 , кг	17
Инерционная масса под штампом Δm , кг	3
Жесткость пружинного блока k_1 , МН/м	0,6
Коэффициент функции нелинейной жесткости основания k_{21} , МН/м	0,3
Коэффициент функции нелинейной жесткости основания k_{22} , МН/м	17
Высота поднятия груза h , м	0,8

На рисунке 4.4 приведены графики зависимости значений оптимизируемого параметра k_{21} от значений функций оптимизации σ_a , σ_v , σ_x , σ_s . Наличие влияния шумов и неконтролируемых неопределенностей в анализируемых сигналах приводит к искажению области минимума и, следовательно, появлению ошибок при определении истинных значений оптимизируемых параметров. Принято, что шумы и неопределенности оказывают влияние в области 10% от минимума. Значение ошибки оценивалось как $\frac{\Delta p}{p}$, где Δp – изменение оптимизируемого параметра в области 10% от минимума; p – истинное значение оптимизируемого параметра.

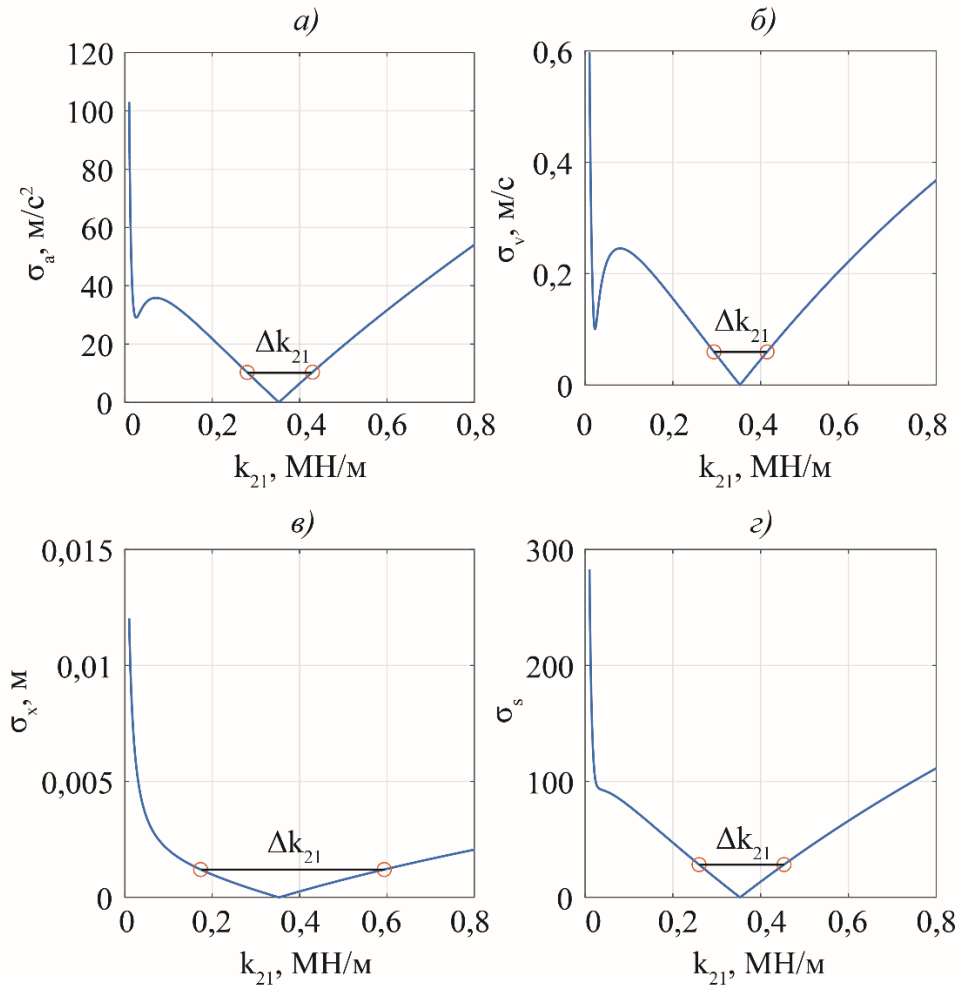


Рисунок 4.4 – Графики зависимостей значений функций оптимизации ускорения (а), скорости (б), перемещения (в) и их суммы с весовыми коэффициентами (г) от оптимизируемого параметра k_{21}

В таблице 4.2 приведены все оценки ошибок оптимизируемых параметров. Установлено, что наименьшее значение ошибки при искажении экстремальной точки на 10% возникает для функции σ_v . Следовательно, для оценки степени соответствия решений уравнений экспериментальным данным введена функция оптимизации $\sigma(k_{21}, k_{22}, c_2, \Delta m)$:

$$\sigma(k_{21}, k_{22}, c_2, \Delta m) = \sqrt{\frac{\sum_i (v(t_i) - \hat{v}(t_i))^2}{N}} \rightarrow \min, \quad (4.13)$$

где $v(t_i)$ – значение ускорения нагрузочной плиты, полученное при решении систем уравнений (3.2) – (3.5), в момент времени t_i ; $\hat{v}(t_i)$ – экспериментальное значение ускорения в момент времени t_i ; N – количество временных отчетов t_i .

Таблица 4.2 – Оценки ошибок функций оптимизации для каждого оптимизируемого параметра

Оптимизируемый параметр	Оценка ошибки для σ_a	Оценка ошибки для σ_v	Оценка ошибки для σ_x	Оценка ошибки для σ_s
k_{21}	0,42	0,34	1,19	0,55
k_{22}	0,24	0,23	0,24	0,24
c_2	0,28	0,27	0,27	0,28

Решение задачи оптимизации возможно достичь различными методами и алгоритмами, такими как случайные, градиентные и генетические. Каждый метод эффективен в своей предметной области и для определенных видов функций. На рисунке 4.5 приведены поверхностные графики функции оптимизации σ от изменения пар параметров: (k_{21}, c_2) ; (k_{21}, k_{22}) ; (k_{22}, c_2) ; $(k_{21}, \Delta t)$; $(k_{22}, \Delta t)$; $(c_2, \Delta t)$. Для анализа вида функции многопараметрической оптимизации $\sigma(k_2, c_2, \Delta t)$ фиксировались предварительно определенные значения параметров установки, пары оптимизируемых параметров итерационно изменялись в тех же диапазонах, что и при исследовании влияния шумов на функцию оптимизации. Такой подход позволил оценить степень связности между оптимизируемыми параметрами и областью минимума функции оптимизации. Поверхностный график функции оптимизации имеет единственное значение минимума. При этом для графика (k_{21}, k_{22}) (рисунок 4.5, б) область минимума имеет пологую форму, по сравнению с остальными графиками. Это связано со слабой зависимостью между параметрами. k_{21} и k_{22} . Изменения k_{22} относительно k_{21} не оказывают сильного влияния на функцию оптимизации σ_v .

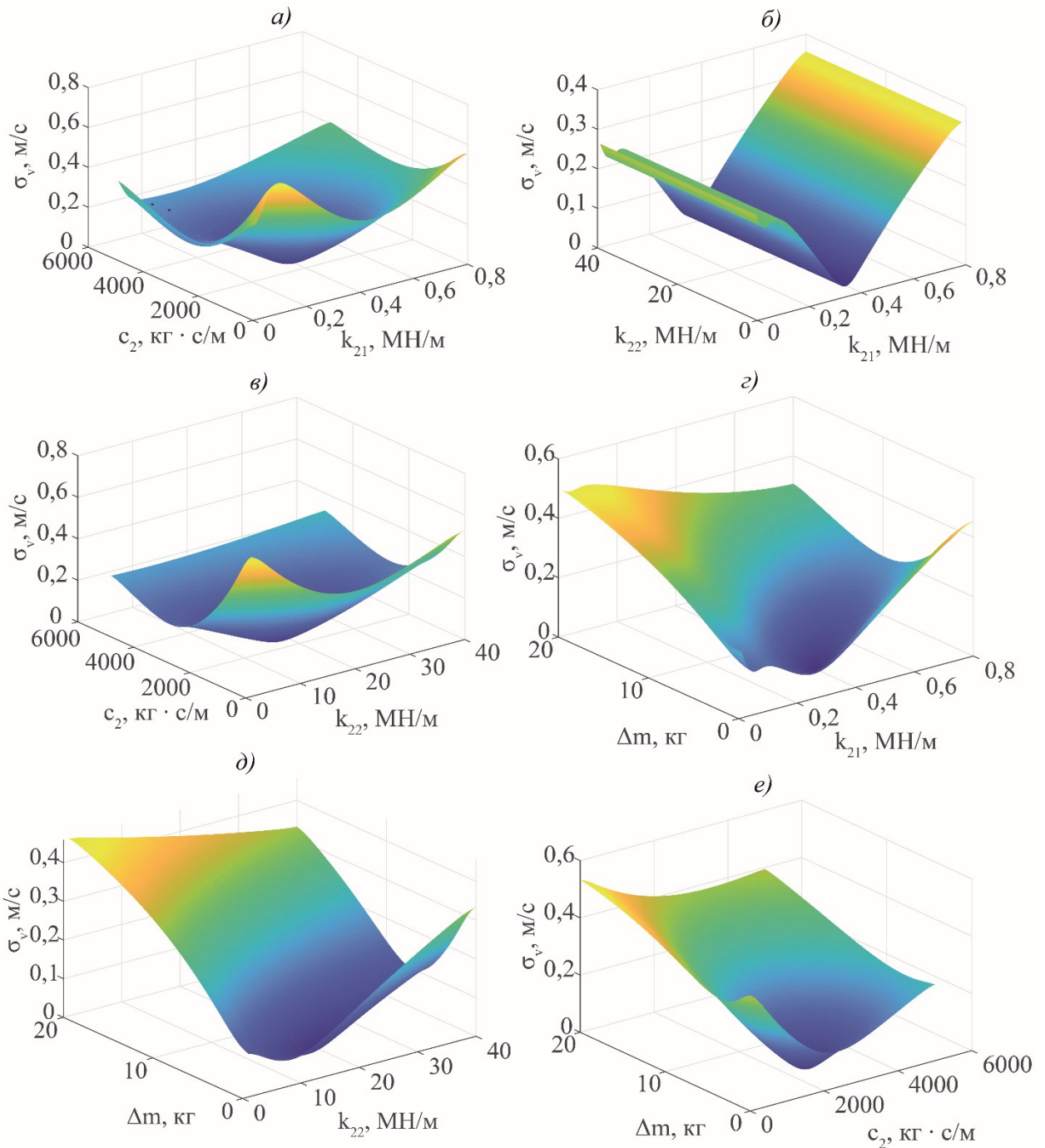


Рисунок 4.5 – Поверхностные графики функции оптимизации σ в пространствах $(k_{21}, \Delta m)$ (а), (k_{21}, k_{22}) (б), (k_{22}, c_2) (в), $(k_{21}, \Delta m)$ (г), $(k_{22}, \Delta m)$ (д), $(c_2, \Delta m)$ (е)

Для функции оптимизации, не имеющей локальные экстремумы и седловые точки, в качестве алгоритма оптимизации допустимо использование метода наискорейшего спуска. В случае многопараметрической оптимизации в работе применялся метод Хука-Дживса. Суть метода заключается в следующем. На каждой итерации один из оптимизируемых параметров, например, c_2 изменяется с

некоторым шагом h_0 , параметры $k_{21}, k_{22}, \Delta t$ остаются неизменяемыми. После того, как для параметра c_2 найдено минимальное значение функции σ , алгоритм переходит к следующему оптимизируемому параметру, а значение c_2 фиксируется. Критериям остановки поиска минимума функции являются:

- соответствие изменения значения минимума на текущем и следующем шаге $\sigma_{i+1} - \sigma_i \leq 10^{-20}$;
- максимальное число итераций превышает 4000;
- максимальное число изменений оптимизируемых параметров превышает 16000.

Для проверки метода численного решения обратной задачи использовались данные лабораторных экспериментов. В качестве основания использовались упругие резиновые пластины диаметром 60 мм, расположенные на бетонном полу. Жесткость этих пластин определена при статических испытаниях на испытательной машине для исследования материалов на сжатие – МИ–40КУ. По полученной зависимости силы, оказываемой на резину, от деформации определена жесткость $k_2 \approx 3,2$ МН/м. Жесткость основания менялась во время эксперимента путем добавления от одной до пяти резиновых пластин под нагрузочную плиту. Характеристики установки динамического штампа приведены в разделе 3.1 диссертационного исследования. Для сопоставления значений ускорения, скорости и перемещения, полученных в результате моделирования, выполнено интегрирование экспериментального сигнала ускорения по времени. Результаты сравнения представлены на рисунке 4.6. Зависимость динамической жесткости основания k_2 от количества резиновых пластин близка к линейной со значением коэффициента корреляции 0,996 в интервале от 12 до 30 МН/м (рисунок 4.6, з).

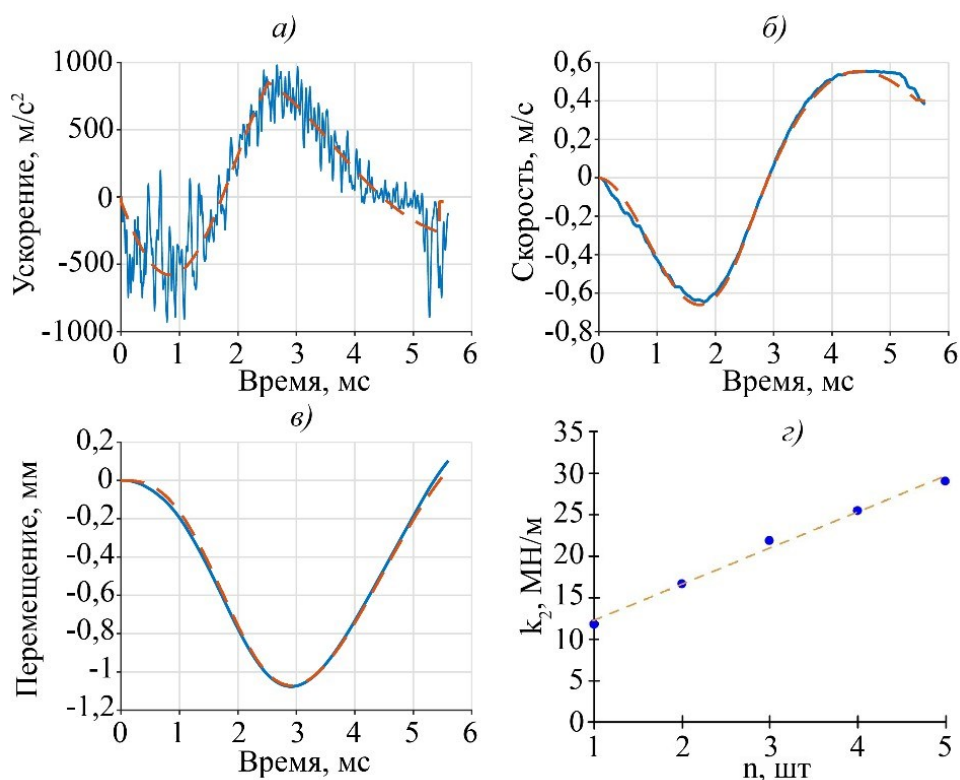


Рисунок 4.6 – Экспериментально–расчетные зависимости ускорения (а), скорости (б) и перемещения (в) при ударном нагружении упругого основания с жесткостью 3,2 МН/м и зависимость экспериментально-расчетных значений жесткости основания от количества параллельно установленных резиновых пластин (г)

Шум в сигнале ускорения (рисунок 4.6) связан с особенностями конструкции установки – собственными частотами колебаний нагрузочной пластины и направляющего стержня. На рисунке 4.7 приведена спектрограмма колебаний, возникающих в установке при одиночном ударном воздействии в различных ее областях: верхняя и боковая области нагрузочной пластины, направляющий стержень.

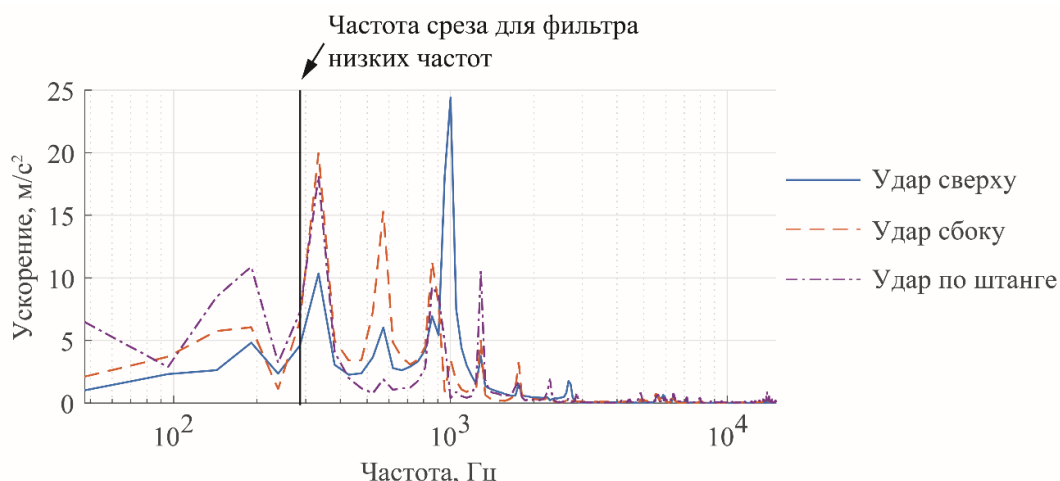


Рисунок 4.7 – Спектрограмма сигналов собственных колебаний нагрузочной пластины и направляющего стержня

Характерные частоты установки: собственная частота ударника $\omega_1 = 200$ Гц, собственная частота штампа $\omega_2 = 143$ Гц и штампа с блоком пружин $\omega_{12} = 50$ Гц. На основании спектрального разложения сигнала собственных колебаний и характерных частот установки построен низкочастотный БИХ фильтр Баттерворта третьего порядка с частотой среза 300 Гц.

Для изучения возможности использования алгоритма численного решения обратной задачи при определении модуля деформации балласта была проведена серия экспериментов с динамическим штампом на балластном слое железнодорожного пути полигона Сибирского государственного университета путей сообщения. Измерения проводились в трех точках между шпалами, максимальная динамическая сила составила от 9 до 12 кН, что соответствовало напряжению в балласте от 0,2 до 0,3 МПа. В каждой точке груз сбрасывали с высоты 0,6 метров десять раз. Модуль деформации и жесткость балласта под нагрузочной плитой связаны следующим соотношением [83]:

$$E_d = \frac{\bar{k}_2 \cdot 1,5}{\pi \cdot r^2}, \quad (4.14)$$

где $\bar{k}_2$ – среднее значение нелинейной жесткости балласта $k_2(x_2)$; r – радиус нагрузочной пластины.

На рисунке 4.8, а приведены полученные средние значения модуля деформации балласта в трех областях. За модуль деформации балластной призмы принято средневзвешенное значение 65 МПа, с отклонением 6МПа, определяемым формулой:

$$\sigma_w = \sqrt{\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{1/\sigma_1 + 1/\sigma_2 + 1/\sigma_3}}. \quad (4.15)$$

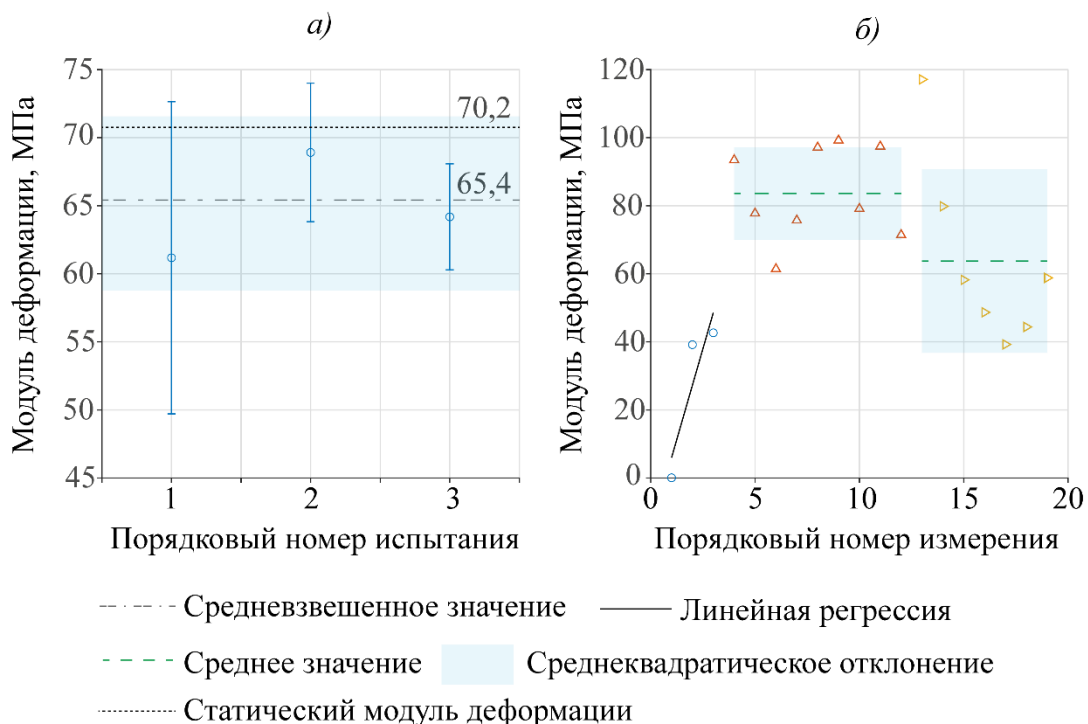


Рисунок 4.8 – Средние значения и среднеквадратические отклонения измерений модуля деформации между шпалами в трех точках (а) и иллюстрация исследования влияния положения камней щебня под штампом на значение модуля деформации (б)

Результаты измерения модуля деформации балласта методом динамического штампа с численным решением обратной задачи сравнивались с результатами статических нагрузжений: $E_s = 70$ МПа, с отклонением 5 МПа. Таким образом результаты измерений динамического модуля деформации согласуются со значениями, полученными при статических испытаниях, с погрешностью не более 8%.

Полученные значения отклонения динамического модуля деформации зависят от неопределённости расположения камней щебня под штампом. Зависимость модуля деформации от порядкового номера измерения представлена на рисунке 4.8, б. Первые три измерения происходит процесс уплотнения щебня, значение модуля упругости существенно изменяется. При последующих измерениях значения модуля деформации находятся вблизи $83,61 \pm 13,56$ МПа. Перед 13 измерением, камни щебня под механическим воздействием изменяли свое положение. Также была уменьшена площадь контакта нагрузочной пластины с балластом. Первоначально модуль деформации значительно уменьшился и, после трех ударов, стабилизировался в пределах 63,75 МПа. В ходе эксперимента установлено, что значение динамического модуля деформации зависит от степени уплотнения после первых ударных нагрузок и от положения камней под нагрузочной пластиной.

4.3 Сравнительные испытания с динамическим плотномером грунтов ДПГ 1.2

Проведены сравнительные испытания измерения жесткости резинового основания прибором ДПГ 1.2 (Динамический плотномер грунтов, средство утвержденного типа, свидетельство № 45158) и методом решения обратной задачи. Прибор ДПГ 1.2 состоит из нагружающего штампа массой 20 кг, на который с высоты 0,8 м падает ударник массой 10 кг. Между штампом и ударником расположен блок тарельчатых жесткостью 0,3 МН/м, зафиксированных при помощи гайки и металлической пластины с полиуретаном (рисунок 4.9, а). При падении ударник оказывает динамическую нагрузку на штамп. Датчиками силы и усадки штампа регистрируются диагностические сигналы, по которым в дальнейшем вычисляется динамический модуль упругости грунта.

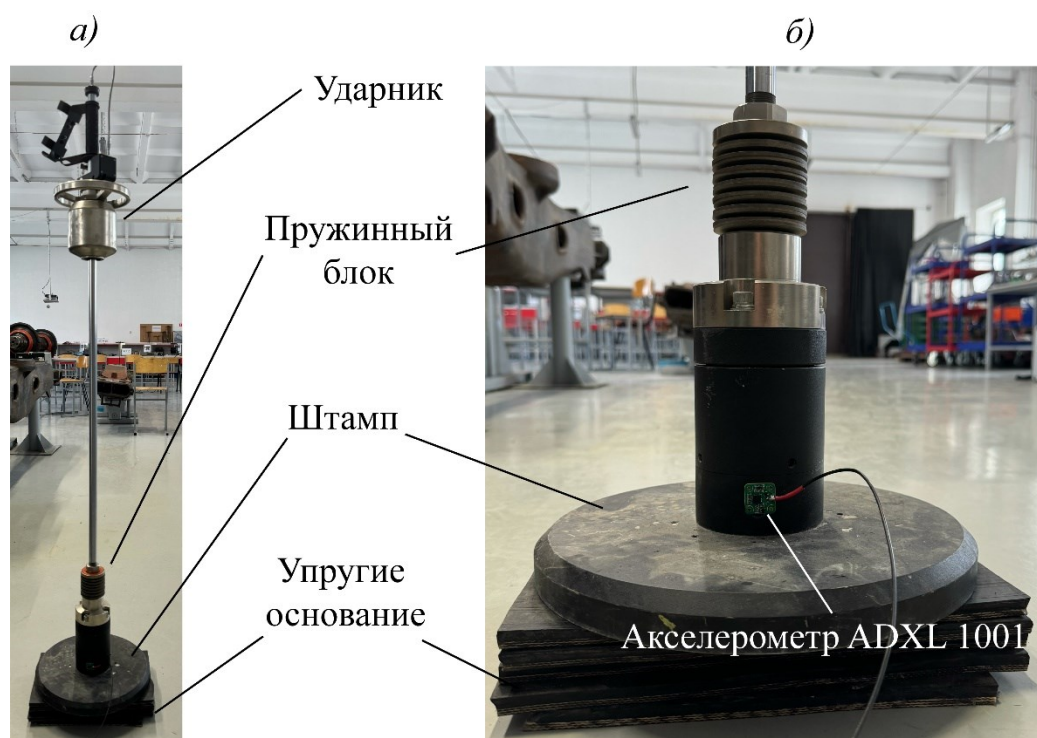


Рисунок 4.9 – Динамический плотномер грунтов (ДПГ 1.2), установленный на резиновое основание (а) и датчик акселерометра, закрепленный на штампе (б)

Для сравнения результатов измерений жесткости резинового основания на штамп устанавливался одноосевой датчик акселерометра ADXL 1001 с верхним пределом измерений ± 100 g, резонансной частотой 21 кГц. Сигнал с датчика регистрировался цифровым осциллографом Tektronix TBS2102. Интервал между дискретными отчетами составил $3,2 \cdot 10^{-8}$ с. Длительность записи 2000000 дискретных отчетов.

При проведении испытаний использовались пять резиновых пластин одинаковой жесткости, размещенных на бетонном полу. В ходе эксперимента жесткость основания изменялась путем расположения резиновых пластин друг на друге от одного до пяти. Жесткость резины, определяемая ДПГ–1.2, связана отношением с измеряемыми параметрами, как $k_2 = F/S$, где F – сила, с которой штамп воздействует на основание, Н; S – значение прогиба штампа под ударной нагрузкой, мм. Для каждого расположения пластин проводилось по два измерения. Результаты приведены на рисунке 4.10, а. Для 2–5 пластин измеренная жесткость линейно зависит от их количества с коэффициентом детерминации

0,9951. Для одной пластины жесткость значительно отличается в меньшую сторону. Это связано с неровностью пола, что влияет на площадь рабочей поверхности резины под нагрузкой (рисунок 4.10, б).

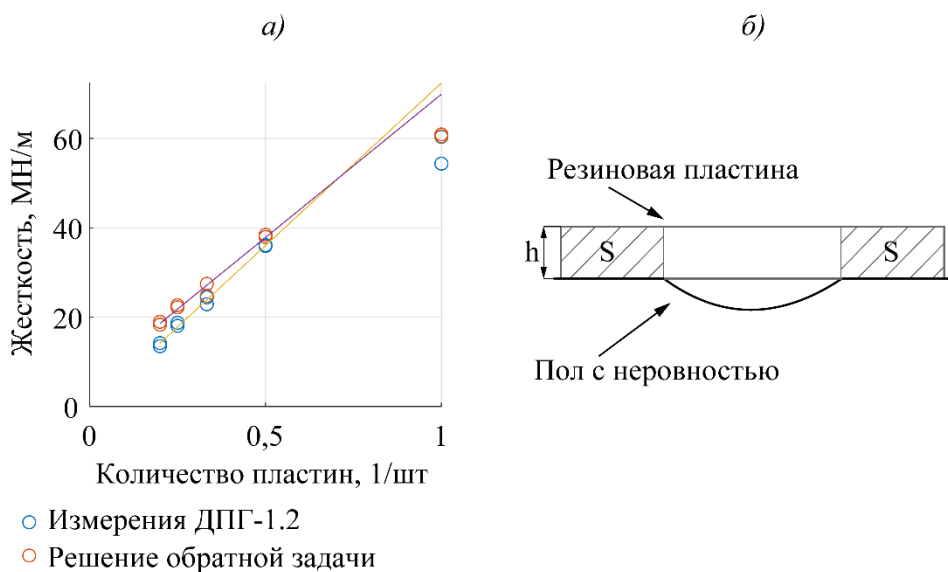


Рисунок 4.10 – График зависимости числа резиновых пластин от жесткости, определяемой установкой ДПГ–1.2 и численным решением обратной задачи (а), и иллюстрация влияния неровности пола на значение жесткости (б)

Так как $k = E \cdot \frac{S}{h}$, где E – модуль упругости, Па; S – рабочая площадь резины, m^2 ; h – высота резины, м. Для большего числа пластин неровность пола не оказывает значительного влияния на результат измерений.

Решение обратной задачи проводилось по отфильтрованному сигналу ускорения, из которого были получены интегрированием сигналы скорости и перемещения штампа (рисунок 4.11). Результаты решения обратной задачи не в полной мере описывают реальные сигналы. Это связано с наличием высокочастотных затухающих колебаний в сигнале из-за неплотных контактов «металл–металл» в конструкции установки. Низкочастотные колебания реальных сигналов и сигналов, полученных решением обратной задачи, совпадают.

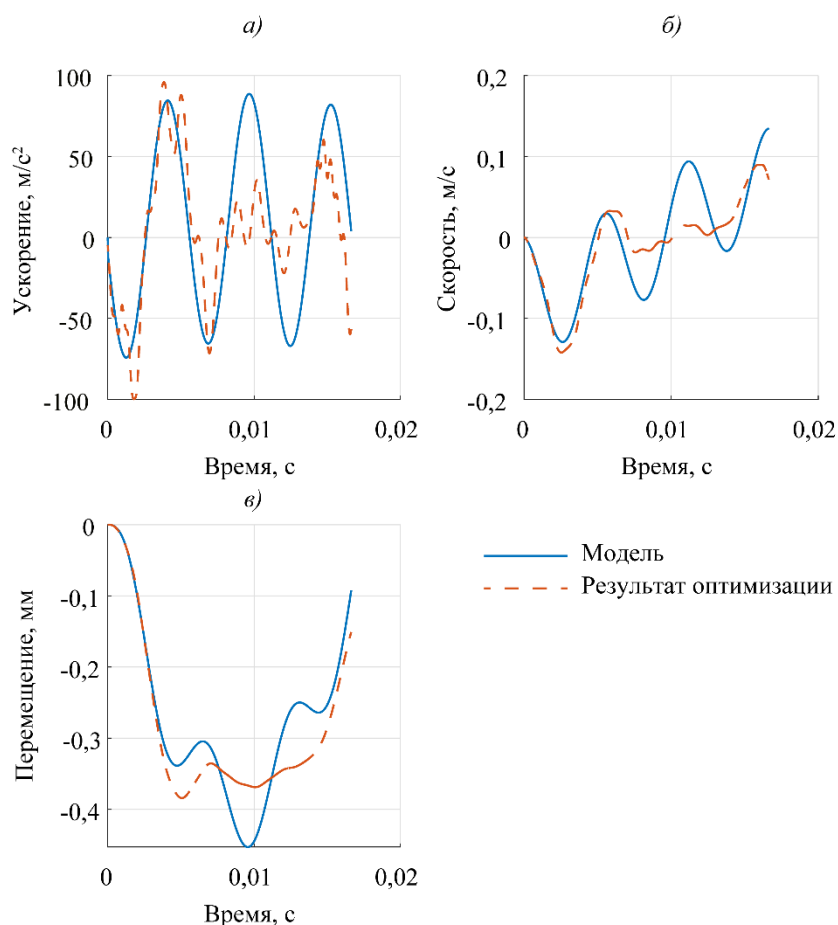


Рисунок 4.11 – Экспериментально–расчетные зависимости ускорения (а), скорости (б) и перемещения (в) при ударном нагружении упругого основания, состоящего из пяти резиновых пластин

4.4 Выводы по четвертой главе

Дополнена физическая и математическая модель установки динамического штампа. Упругое основание заменено на упругопластическое с демпфированием. В модели учитывается процесс осадки балласта под динамической нагрузкой. Для измененной математической модели представлено численное решение в конечных разностях.

Для поиска оптимальных значений параметров контролируемого основания в рамках упругопластической вязкой модели разработан алгоритм численного решения обратной задачи системы дифференциальных уравнений с использованием зарегистрированных сигналов датчика акселерометра. Метод

основывается на применении алгоритма Хука-Дживса для поиска минимума функции оптимизации, которая представляет собой среднеквадратическое отклонение функции скорости нагрузочной плиты между рассчитанными значениями модели и экспериментальными данными. Так как эта функция в меньшей степени подвержена влиянию неконтролируемых неопределенностей и шумов на отклонение значений оптимизируемых параметров от истинных.

Применение метода численного решения обратной задачи экспериментально подтверждено на различных резиновых основаниях с жесткостью от 3,2 до 15,8 МН/м. Показана взаимосвязь между значениями динамической и статической жесткости, коэффициент корреляции между которыми составляет более 0,996.

Из-за особенностей конструкции установки динамического штампа в сигналах ускорения возникают шумы, связанные с собственными колебаниями системы. На основе спектрального разложения сигналов собственных колебаний и характерных частот установки разработан низкочастотный фильтр Баттерворта третьего порядка с частотой среза 300 Гц.

Проведены сравнительные испытания щебеночного балласта двумя методами: динамическим с численным решением обратной задачи и статическим. Исследования показали, что разработанный метод, основанный на численном решении обратной задачи, позволяет получить результаты измерений, которые отличаются от данных статических испытаний с относительной погрешностью не более 8%. В процессе испытаний установлено, что на модуль деформации балласта оказывает влияние условий опирания нагрузочной пластины: при уменьшении количества точек контакта плиты и щебня значение модуля деформации снижается в 1,5-2 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате диссертационного исследования создано алгоритмическое и программное обеспечение средств контроля ходовых частей вагонов тензометрическим методом и балласта верхнего строения пути вибродиагностическим методом. Обнаружение в эксплуатации дефектов, вызывающих сверхнормативное воздействие на вагон и путь, и контроль устойчивости пути под действием реальных поездных нагрузок обеспечивают повышение информативности контроля и эксплуатационного ресурса колесных пар и верхнего строения пути.

Основные результаты и выводы:

1. На испытательном железнодорожном кольце АО «ВНИИЖТ» создан участок тензометрического контроля для оценки динамики воздействия подвижного состава на путь. Разработаны алгоритмы обработки тензометрических сигналов на основе частотно-временного разложения деформаций на информативные составляющие, вызванные проездом колеса, воздействием дефекта поверхности катания и силами реакций шпал.

2. Разработано программное обеспечение для идентификации и оценки параметров динамики воздействия дефектов поверхности катания колес на верхнее строение пути. Проведены испытания программного обеспечения в составе комплекса в условиях повторяемости при 70 повторных контроля. Установлены вероятностные характеристики динамического тензометрического контроля: дефекты длиной более 50 мм обнаруживаются с вероятностью 97 %, 39 мм – с вероятностью 50 %, дефекты длиной не более 30 мм – 1,3 %.

3. Разработана физическая и математическая модель установки динамического нагружения, учитывающая упруго-пластические деформации балласта и демпфирование в установке. На основе модели определены параметры установки для создания динамической нагрузки, эквивалентной нагрузке в эксплуатации с напряжениями в балласте от 300 кПа до 1 МПа.

4. Предложен способ выбора амплитудных и временных информативных параметров виброметрических сигналов и установлена их связь с жесткостью контролируемого основания. Разработан критерий информативности параметров в зависимости от соотношения собственных частот испытательной установки: $\omega_1 > \omega_2/1,3$.

5. Предложен способ и разработаны алгоритмы обработки вибродиагностических сигналов на основе численного решения обратной задачи восстановления неизвестных контролируемых параметров балластной призмы.

6. Исследована применимость численного решения обратной задачи при испытаниях на упругом основании жесткостью от 3 до 16 МН/м. Результаты испытаний коррелируют со значениями жесткости при статических испытаниях с коэффициентом детерминации 0,996.

7. Проведены сравнительные испытания щебеночного балласта между разработанным способом и статическим нагружением. Выявлено, что разработанный способ обеспечивает результаты измерений, которые отличаются от данных статических испытаний с относительной погрешностью менее 8 %.

Выполненные исследования являются основой для разработки методов и средств динамического и тензометрического контроля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Adam, C. Computational assessment of the dynamic load plate test with the light falling weight device / C. Adam, I. Paulmichl // ECCOMAS Thematic Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering, Rethymno, EU. – 2007.
2. Adigopula, V. A Simplified Empirical Approach for Prediction of Pavement Layer Moduli Values Using Lightweight Deflectometer Data / V. Adigopula // Int. J. Pavement Res. Technol. – 2022. – № 15. – P. 751–763. doi: 10.1007/s42947-021-00050-0.
3. Akey, E. Measuring Railroad Ballast Modulus of Elasticity Using Light Weight Deflectometer / E. Akey, M. Jones, C. Ho, J. Rubin // Advances in Transportation Geotechnics IV. – 2022. – № 165. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77234-5_22.
4. Alemi, A. Condition monitoring approaches for the detection of railway wheel defects / A. Alemi, F. Corman, G. Lodewijks // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2016. – № 231 (8). – P. 961–981. doi:10.1177/0954409716656218.
5. Baeza, L. Railway train-track dynamics for wheel flats with improved contact models / L. Baeza, A. Roda, J. Carballeira, E. Giner // Nonlinear Dyn. – 2006. – № 45. – P. 385–397.
6. Balamonica, K. Estimation of the dynamic stiffness of railway ballast over a wide frequency range using the Discrete Element Method / K. Balamonica, A. Bergamini, B. Van Damme // Journal of Sound and Vibration. – 2022. – № 547. – P. 117533. doi: 10.1016/j.jsv.2022.117533.
7. Barbir, O. Development of condition-based tamping process in railway engineering / O. Barbir, D. Adam, F. Kopf, J. Pistol, F. Auer, B. Antony // ce/papers. – 2018. – № 2. – P. 969–974. doi: 10.1002/cepa.797.

8. Bekher, S. Experimental Study of Dynamic Forces Acting on Wheel Pairs of Railway Rolling Stock in Operation / S. Bekher, D. Kononov, A. Buynosov // Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles. – 2022. – № 2. – P. 125–136. doi: 10.1007/978-3-031-11051-1_12.
9. Belotti, V. Wheel-flat diagnostic tool via wavelet transform / V. Belotti, F. Crenna, R. Michelini, G. Rossi // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2006. – № 20. – P. 1953–1966. doi: 10.1016/j.ymssp.2005.12.012.
10. Bezgin, N. Uses of the Bezgin –Kolukırık Equations to Estimate the Highest Values of Dynamic Impact Forces due to Wheel Flats / N. Bezgin, S. Pelisson, D. Sorrentino, M. Afriad // 20th International Wheelset Conference, Chicago, USA. – 2023.
11. Cavuto, A. Train wheel diagnostics by laser ultrasonics / A. Cavuto, M. Martarelli, G. Pandarese, G. Revel, E. Tomasini // Measurement. – 2016. – №80. – P. 99–107. doi: 10.1016/j.measurement.2015.11.014.
12. Chen, S. Fast and robust identification of railway track stiffness from simple field measurement / S. Chen, D. Rolf, L. Zili // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2021. – №152. – P. 107431. doi: 10.1016/j.ymssp.2020.107431.
13. Chou, C. Railway Wheel Flat Recognition and Precise Positioning Method Based on Multisensor Arrays / C. Chou, L. Gao, H. Xiao, B. Hou // Applied Sciences. – 2020. – № 10. – P. 1297. doi: 10.3390/app10041297.
14. Cortis, D. Estimation of the wheel-rail lateral contact force through the analysis of the rail web bending strains / D. Cortis, M. Bruner, G. Malavasi, S. Rossi, M. Catena, M. Testa // Measurement. – 2016. – № 99. – P. 23–35. doi: 10.1016/j.measurement.2016.12.015.
15. Farshidi, M. Wheel-rail impact load due to the loss of sleeper-ballast interface / M. Farshidi, Y. Mohammadian, J. Hosseini Manoujan // World Journal of Advanced Engineering Technology and Sciences International. – 2024. – № 11 (02). – P. 167–174. doi: 10.30574/wjaets.2024.11.2.0095.

16. Fedorinin, V. N. Optical Tensometry in the Wheel–Rail Interaction Problem / V. N. Fedorinin, S. A. Bekher, V. S. Vyplaven, V. I. Sidorov, A. N. Baibakov, S. V. Plotnikov // *Optoelectronics, Instrumentation and Data Processing*. – 2023. – Vol. 59. – № 3. – P. 313–320. doi: 10.3103/s8756699023030068.
17. Filograno, M. Wheel Flat Detection in High–Speed Railway Systems Using Fiber Bragg Gratings / M. Filograno, P. Corredera, M. Rodríguez–Plaza, A. Andrés–Alguacil, M. González–Herráez // *IEEE Sensors Journal*. – 2013. – № 13 (12). – P. 4808–4816. doi: 10.1109/JSEN.2013.2274008.
18. Fu, W. Recent Advances in Wayside Railway Wheel Flat Detection Techniques: A Review / W. Fu, Q. He, Q. Feng, J. Li, F. Zheng, B. Zhang // *Sensors*. – 2023. – № 23. – P. 3916. doi: 10.3390/s23083916.
19. Gao, R. In–Service Detection and Quantification of Railway Wheel Flat by the Reflective Optical Position Sensor / R. Gao, Q. He, Q. Feng, J. Cui // *Sensors*. – 2020. – № 20. – P. 4969. doi: 10.3390/s20174969.
20. Gao, R. Railway Wheel Flat Detection System Based on a Parallelogram Mechanism / R. Gao, Q. He, Q. Feng // *Sensors*. – 2019. – № 19. – P. 3614. doi: 10.3390/s19163614.
21. Guedes, A. Detection of Wheel Polygonization Based on Wayside Monitoring and Artificial Intelligence / A. Guedes, R. Silva, D. Ribeiro, C. Vale, A. Mosleh, P. Montenegro, A. Meixedo // *Sensors*. – 2023. – № 23. doi: 10.3390/s23042188.
22. Hua, L. An optimized VMD method and its applications in bearing fault diagnosis / L. Hua, L. Tao, W. Xing, C. Qing // *Measurement*. – 2020. – № 166. – P. 108185. doi: 10.1016/j.measurement.2020.108185.
23. Jiang, H. Fault Diagnosis of Wheel Flat Using Empirical Mode Decomposition–Hilbert Envelope Spectrum / H. Jiang, J. Lin // *Mathematical Problems in Engineering*. – 2018. – № 2. – P. 1–16. doi: 10.1155/2018/8909031.
24. Keeng, N. Effect of High Speed Rail Transit and Impact Loads on Ballast Degradation / N. Keeng, J. Li, H. Hao // *Engineering Asset Management – Systems, Professional Practices and Certification*. – 2015. doi: 10.1007/978–3–319–09507–3_45.

25. Komorski, P. Application of Time–Frequency Analysis of Acoustic Signal to Detecting Flat Places on the Rolling Surface of a Tram Wheel / P. Komorski, T. Nowakowski, G. Szymanski, F. Tomaszewski // In Proceedings of the 14th International Conference on Dynamical Systems – Theory and Applications (DSTA) – Recent Developments in Mathematical Modelling of Dynamical Systems, Lodz, Poland, 11-14 December 2017. – P. 205–215.

26. Kraft, S. Parameter identification of multi–body railway vehicle models – Application of the adjoint state approach / S. Kraft, G. Puel, D. Aubry, C. Funfschilling // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2016. – № 80. – P. 517–532. doi: 10.1016/j.ymssp.2016.04.037.

27. Krummenacher, G. Wheel Defect Detection With Machine Learning / G. Krummenacher, C. Ong, S. Koller, S. Kobayashi, J. Buhmann // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. – 2018. – № 19 (4). – P. 1176–1187. doi: 10.1109/TITS.2017.2720721.

28. Kulich, P. Railway track deflection analysis by using evolutionary algorithms / P. Kulich, O. Plášek // Acta Polytechnica CTU Proceedings. – 2022. – № 35. – P. 23–26. doi: 10.14311/APP.2022.35.0023.

29. Lahti, O. Monitoring railway wheel defects with rail installed measuring device / O. Lahti // Finnish Rail Administration, Rail Network Department. – Publications of the Finnish Rail Administration A 12/2008. – Helsinki, 2008. – P. 90.

30. Lasca system calibration for single exposure time measurements // Lasers and Electro–Optics 2009 and the European Quantum Electronics Conference. CLEO Europe – EQEC 2009. European Conference on, Munich, 14-19 June 2009.

31. Light Weight Deflectometer // Dynatest URL: <https://dynatest.com/equipment/light-weight-deflectometer/> (дата обращения: 26.09.2024).

32. Lisa, N. Performance assessment of peat rail subgrade before and after mass stabilization / W. Wheeler, T. Andy, A. Neil // Can. Geotech. – 2018. – № 01 (06). – P. 674–689. doi: <https://doi.org/10.1139/cgj-2016-0256@cgj-ec.2017.01.issue-6>.

33. Liu, X. The Wheel Flat Identification Based on Variational Modal Decomposition – Envelope Spectrum Method of the Axlebox Acceleration / X. Liu, Z. He, Y. Wang, L. Yang, H. Wang, L. Cheng // Appl. Sci. – 2022. – № 12. – P. 6837. doi: 10.3390/app12146837.

34. Liu, X.–Z. Wayside Detection of Wheel Minor Defects in High–Speed Trains by a Bayesian Blind Source Separation Method / X.–Z. Liu, C. Xu, Y.–Q. Ni // Sensors. – 2019. – № 19. – P. 3981. doi: 10.3390/s19183981.

35. Mohammadi, M., An Unsupervised Learning Approach for Wayside Train Wheel Flat Detection / M. Mohammadi, A. Mosleh, C. Vale, D. Ribeiro, P. Montenegro, A. Meixedo // Sensors. – 2023. – № 23. – P. 1910. doi: 10.3390/s23041910.

36. Mokrzan, D. The application of time–frequency methods of acoustic signal processing in the diagnostics of tram drive components / D. Mokrzan, T. Nowakowski, G. Szymański // Archives of Transport. – 2023. – № 68. – P. 55–75. doi: 10.61089/aot2023.k0c5b837.

37. Mosleh, A. An approach for wheel flat detection of railway train wheels using envelope spectrum analysis / A. Mosleh, P. Montenegro, P. Costa, R. Calçada // Structure and Infrastructure Engineering. – 2021. – №17:12. – P. 1710–1729. doi: 10.1080/15732479.2020.1832536.

38. Mosleh, A. Early wheel flat detection: an automatic data– driven wavelet–based approach for railways / A. Mosleh, A. Meixedo, D. Ribeiro, P. Montenegro, R. Calçada // Vehicle System Dynamics. – 2022. – № 61 (6). – P. 1644–1673. doi: 10.1080/00423114.2022.2103436.

39. Mosleh, A. Railway Vehicle Wheel Flat Detection with Multiple Records Using Spectral Kurtosis Analysis / A. Mosleh, P.A. Montenegro, P.A. Costa, R. Calçada// Appl. Sci. – 2021. – № 11. – P. 4002. doi: 10.3390/app11094002.

40. MULTIRAIL® WheelScan – Recognition of Wheel Damage and Peak Forces // Railway–News URL: <https://railway-news.com/videos/multirail-wheelscan-schenck-process/> (дата обращения: 26.04.2024).

41. Nowakowski, T. Wheel–flat detection on trams using envelope analysis with Hilbert transform / T. Nowakowski, P. Komorski, G. Szymański, F. Tomaszewski // *Latin American Journal of Solids and Structures*. – 2019. – № 16 (1). – P. 1–16. doi: 10.1590/1679–78255010.
42. Patrícia F. Railway track design optimisation for enhanced performance at very high speeds: experimental measurements and computational estimations / F. Patrícia, M. Rui, E. Jose, R. Miguel // *Structure and Infrastructure Engineering*. – 2018. – № 15 (1). – P. 1–13. doi: 10.1080/15732479.2018.1490325.
43. Qiushi, M. The detection of wheel–flats based on fiber optic Bragg grating array / M. Qiushi, G. Xiaorong, H. Zhu, G. Jianqiang, W. Zeyong, Z. Quanke // *Proceedings of SPIE – The International Society for Optical Engineering*. – 2015. – P. 9446. doi: 10.1117/12.2181235.
44. Sabnis, S. Identification of Defective Railway Wheels from Highly Imbalanced Wheel Impact Load Detector Sensor Data / S. Sabnis, S. Yadav, S. Salsingikar // *Operations Research Proceedings 2019, Selected Papers of the Annual International Conference of the German Operations Research Society (GOR), Dresden, Germany, September 4-6. – 2020. – P. 397–403. doi: 10.1007/978–3–030–48439–2_48.*
45. Selig, E. Track modulus: Its meaning and factors influencing it / E. Selig, D. Li // *Transportation Research Record*. – 1994. – № 1470. – P. 47–54.
46. Shaikh, M. State–of–the–Art Wayside Condition Monitoring Systems for Railway Wheels: A Comprehensive Review / M. Shaikh, Z. Ahmed, B. Chowdhry, E. Nava, T. Hussain, M. Uqaili, S. Ujjan, D. Kumar, A. Shah // *IEEE Access*. – 2023. – № 99. – P. 1–1. doi: 10.1109/ACCESS.2023.3240167.
47. Shaomin, Z. Feature extraction for early fault detection in rotating machinery of nuclear power plants based on adaptive VMD and Teager energy operator / Z. Shaomin, X. Hong, P. Binsen, Z. Enrico, W. Zhichao, J. Yingying // *Annals of Nuclear Energy*. – 2021. – № 160. – P. 108392. doi: 10.1016/j.anucene.2021.108392.

48. Standard Test Method for Measuring Deflections Using a Portable Impulse Plate Load Test Device // ASTM URL: <https://www.astm.org/e2835-21.html> (дата обращения: 26.09.2024).

49. Stratman, B. Structural Health Monitoring of Railroad Wheels Using Wheel Impact Load Detectors / B. Stratman, Y. Liu, S. Mahadevan // *Journal of Failure Analysis and Prevention*. – 2007. – № 7. – P. 218–225. doi: 10.1007/s11668-007-9043-3.

50. Sysyn, M. Identification of Sleeper Support Conditions Using Mechanical Model Supported Data-Driven Approach / M. Sysyn, M. Przybylowicz, O. Nabochenko, L. Kou // *Sensors*. – 2021. – № 21. – P. 3609. doi: 10.3390/s21113609.

51. Sysyn, M. Mechanism of Sleeper-Ballast Dynamic Impact and Residual Settlements Accumulation in Zones with Unsupported Sleepers / M. Sysyn, M. Przybylowicz, O. Nabochenko, J. Liu // *Sustainability*. – 2021. – № 13. – P. 7740.

52. Sysyn, M. Studying the Relation of the Residual Stresses in the Ballast Layer to the Elastic Wave Propagation / M. Sysyn, U. Gerber, J. Liu, S. Fischer // *Transp. Infrastruct. Geotech.* – 2022. – № 10. – P. 962–987. doi: <https://doi.org/10.1007/s40515-022-00249-z>.

53. Technical testing regulations for soil and rock in road construction TP BF-StB // fgsv-verlag URL: https://www.fgsv-verlag.de/pub/media/pdf/591_B_8_3_E.v.pdf (дата обращения: 26.09.2024).

54. Vyplaven, V. Mathematical modelling of elastic vibrations arising from four-body impact interaction. E3S Web of Conferences / V. Vyplaven, M. Gulyaev M, A. Popkov, S. Bekher, S. Shlyakhtenkov, A. Bobrov // *International Scientific Siberian Transport Forum – TransSiberia*. – 2023. – Vol. 402. – P. 03055. doi: 10.1051/e3sconf/202340203055.

55. Vyplaven, V. Methods for freight cars wheels rolling surface defects detecting in motion by using tensometry / V. Vyplaven, A. Kolomeets, A. Popkov // *Fundamental and Applied Transport Issues*. – 2021. – Vol. 1 (2). – P. 5–10. doi: 10.52170/2712-9195/2021_2_5.

56. Vyplaven, V. S. Reproducibility and repeatability of the results of strain gauge control of the tread of moving wagon wheels / V. S. Vyplaven, S. A. Bekher, A. O. Kolomeets, A. A. Popkov, A. S. Kochetkov // *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. – 2022. – № 63 (4). – P. 721–730. doi: 10.1134/s0021894422040204.

57. Wiley, R. A Review of Wheel Impact Measurement Variation / R. Wiley, A. Elsalebey // TD-11-007. – 2022. – P. 1–4.

58. Xu, J. Effect of wheel flat on dynamic wheel–rail impact in railway turnouts / J. Xu, M. Qiantao, S. Zhao, J. Chen, Y. Qian, R. Chen, P. Wang // *Vehicle System Dynamics*. – 2021. – № 60. – P. 1–20. doi: 10.1080/00423114.2021.1876888.

59. Yifan, L. Fault detection method for railway wheel flat using an adaptive multiscale morphological filter / L. Yifan, J. Ming, L. Jianhui, L. Jianxin // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2017. – № 84. – P. 642–658. doi: 10.1016/j.ymssp.2016.07.009.

60. Yin, X. The impact of wheel polygonisation to the railway corrugation / X. Yin, X. Wei, H. Xiao, J. Shi // *Vehicle System Dynamics*. – 2021. – № 60. – P. 2636–2657. doi: 10.1080/00423114.2021.1916047.

61. Zhou, W. A new wayside method for measuring and evaluating wheel–rail contact forces and positions / W. Zhou, S. Abdulhakeem, C. Fang, T. Han, G. Li, Y. Wu, Y. Faisal // *Measurement*. – 2020. – № 166. – P. 108244. doi: 10.1016/j.measurement.2020.108244.

62. Абдурашитов, Ю. А. Оценка влияния воздействия подвижного состава с различной нагрузкой на ось на железнодорожный путь с различной толщиной балластного слоя и элементами верхнего строения пути на основе моделирования / Ю. А. Абдурашитов, В. П. Сычев, А. Ю. Абдурашитов // *Внедрение современных конструкций и передовых технологий в путевое хозяйство*. – 2018. – Т. 12, № 12 (12). – С. 58–64.

63. Ададуров, А. С. Техническая диагностика колесных пар: современные методы и средства выявления дефектов / А. С. Ададуров, С. В. Тюпин,

А. М. Лапин // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. – 2013. – № 4 (24). – С. 32–35.

64. Ададуров, А. С. Достигнутый результат внедрения поста акселерометрического универсального контроля и дальнейшие перспективы при определении дефектов на поверхности катания колес вагонов / А. С. Ададуров, А. В. Нерезков, В. И. Федорова, О. А. Суслов, А. В. Лесников // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – №1 (69). – С. 192–199. doi: 10.26731/1813–9108.2021.1(69).192–199.

65. Акашев, М. Г. Создание модели тензометрической колесной пары с применением программного комплекса «Универсальный механизм» / М. Г. Акашев, А. Н. Савоськин, В. В. Чунин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 4 (76). – С. 81–91. – DOI 10.26731/1813–9108.2022.4(76).81–91.

66. Акопян, А.Г. Симаков О.Б. Методика анализа состояния пути по динамическим показателям взаимодействия "колесо–рельс" / А. Г. Акопян, В. И. Алпацкий, Я. М. Клебанов, В. А. Бруйка // Железнодорожный транспорт. – 2010. – №7. – С. 51–53.

67. Байбаков, А. Н. Дистанционный размерный контроль колес в движущемся железнодорожном составе / А. Н. Байбаков, К. И. Кучинский, С. В. Плотников, В. В. Сотников, Ю. В. Чугуй // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – №6. – С. 102.

68. 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. – № 17. – С. 143–148.

69. Бехер, С. А. 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 Сибирского государственного университета путей сообщения. – 2014. – № 30. – С. 129–136.

70. Бехер, С. А. Разработка средств мониторинга динамических процессов взаимодействия колес и рельсов в эксплуатации / С. А. Бехер, Т. В. Сыч, А. О. Коломеец, А. С. Кочетков // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. – 2018. – № 3 (46). – С. 33–42.

71. Бехер, С.А. Методы контроля динамически нагруженных элементов подвижного состава при ремонте и в эксплуатации на основе комплексного использования тензометрии и акустической эмиссии: автореф. дис. д-р. техн. наук: 05.11.13 / Бехер Сергей Алексеевич. – Томск, 2017. – 36 с.

72. Бороненко, Ю. П. Анализ методов измерений силового воздействия подвижного состава на путь и систем технического контроля колес при движении поезда / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов, Р. Ю. Григорьев, В. В. Попов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2020. – Т. 17, № 3. – С. 324–344. – DOI 10.20295/1815–588X–2020–3–324–344.

73. Бороненко, Ю. П. Апробация нового метода измерения вертикальной нагрузки от колеса на рельс / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов, Д. А. Сергеев, Л. В. Цыганская, А. А. Романова // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2019. – №1 (80).

74. Бороненко, Ю. П. Выбор схемы установки датчиков на железнодорожном пути для выявления дефектов колес / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов, Ю. Б. Житков, Г. А. Поволоцкая // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2019. – №3 (82).

75. Бороненко, Ю. П. Мониторинг технического состояния железнодорожного пути с использованием метода непрерывной регистрации динамических процессов, возникающих при взаимодействии подвижного состава и пути / Ю. П. Бороненко, А. В. Третьяков, Р. В. Рахимов, М. В. Зимакова, А. В. Некрасова, О. А. Третьяков // Бюллетень результатов научных исследований. – 2021. – № 3. – С. 66–82. doi: 10.20295/2223–9987–2021–3–66–82.

76. Бороненко, Ю. П. Кусочно–непрерывное измерение сил между колесом и рельсом по касательным напряжениям в двух сечениях рельса / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов, А. А. Петров // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2018. – №3 (76). – С. 58–64.

77. Бурченков, В. В. Техническая диагностика состояния подвижного состава и перспективы ее развития в Западной Европе и США / В. В. Бурченков, О. В. Холодилов // Вестник Белорусского государственного университета транспорта: наука и транспорт. – 2017. – № 1 (34). – С. 5–9.

78. Веснин, В. Л. Моделирование процессов неоднородной деформации датчиков на основе волоконно–оптических брэгговских решеток / В. Л. Веснин, О. В. Иванов, А. М. Низаметдинов, А. А. Черторийский // Радиоэлектронная техника. – 2017. – № 1 (10). – С. 44–50.

79. Выплавень В. С. Использование численного решения обратной задачи в неразрушающем контроле для уменьшения влияния мешающих факторов / В. С. Выплавень, С. А. Бехер // Умные технологии НК. Единство теории и практики: Сборник трудов XXIII Всероссийской конференции по неразрушающему контролю и технической диагностике, Москва, 23-25 октября 2023 года. – С. 50–52.

80. Выплавень В. С. Обнаружение дефектов поверхности катания колесных пар грузовых вагонов в движении с использованием тензометрии / В. С. Выплавень, С. А. Бехер, А. О. Коломеец // Наука. Технологии. Инновации: Сборник научных трудов. – 2019. – С. 12–14.

81. Выплавень В. С. Способы обнаружения дефектов поверхности катания колесных пар грузовых вагонов в движении с использованием тензометрии / В. С. Выплавень, А. О. Коломеец, С. А. Бехер // Фундаментальные и прикладные вопросы транспорта. – 2021. – № 1. – С. 5–10. doi: 10.52170/2712–9195/2021_2_5.

82. Выплавень, В. С. Использование численного решения обратной задачи для совершенствования метода динамического штампа для контроля балластного

слоя / В. С. Выплавень, С. А. Бехер // Контроль. Диагностика. – 2024. – Т. 27, – № 11. – С. 04 – 13. doi: 10.14489/td.2024.11.pp.004–013.

83. Выплавень, В. С. Упруго–линейная модель динамического контроля жесткости балластного слоя железнодорожного пути / В. С. Выплавень, С. А. Бехер // Интеллектуальные системы в производстве. – 2023. – Т. 21. № 1. – С. 4–13.

84. Гарипов, Д. С. Динамика вагонного колеса, имеющего ползун / Д. С. Гарипов, Л. В. Кудюров // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 3 (23). – С. 64–70.

85. Герасимов, Д. А. Перспективные системы контроля параметров подвижного состава на ходу поезда / Д. А. Герасимов, М. В. Кузин, В. А. Алексеенко // Молодая наука Сибири. – 2021. – № 1 (11). – С. 308–316.

86. Гольдштейн, Р. В. Исследование вынужденных колебаний модели Кельвина–Фойгта с ассиметричной пружиной / Р. В. Гольдштейн, С. В. Кузнецов, М. А. Худяков // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. – 2015. – № 3. – С. 78–88.

87. ГОСТ 20276.1–2020 Грунты. Метод испытания штампом. – М.: Стандартиформ, 2020 г. – 13 с.

88. ГОСТ 33788–2016. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и динамические качества. – М.: Стандартиформ, 2016 г. – 41 с.

89. ГОСТ 34759–2021 Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний. – М.: Российский институт стандартизации, 2021 г. – 34 с.

90. Джаббаров, С. Т. Исследование напряженно–деформированного состояния рельсов при увеличении осевой нагрузки / С. Т. Джаббаров, Н. Б. Кодиров // Universum: технические науки. – 2022. – №12-3 (15). – С. 34–39.

91. Дубракова, К. О. Нелинейные деформации системы "здание-основание" / К. О. Дубракова, Л. М. Галкина // БСТ: Бюллетень строительной техники. – 2020. – № 10 (1034). – С. 49–51.

92. Елисеев, К. В. Определение сил, возникающих при контакте колесной пары с рельсами / К. В. Елисеев, Ю. Г. Исполов, А. М. Орлова // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2013. – № 4-1 (183). – С. 262–269.

93. Елисеев, К. В. Определении сил в контакте колесной пары и рельсов в динамике. Численное моделирование / К. В. Елисеев, А. А. Петров // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2017. – № 6. – С. 335–345. doi: 10.1872/MMF–2017–29.

94. Ефрюшин, С. В. Численное моделирование динамического воздействия на путепровод проходящих под ним железнодорожных составов / С. В. Ефрюшин, А. Ю. Пузаков // Строительная механика и конструкции. – 2015. – № 1 (10). – С. 75–87.

95. Иванова, К. И. Динамические силы воздействия колеса на рельс при безбалластной конструкции пути RHEDA 2000 / К. И. Иванова, А. Ф. Колос // Бюллетень результатов научных исследований. – 2023. – № 1. – С. 197–205. – DOI 10.20295/2223–9987–2023–1–197–205.

96. Игумнова, Т. В. Метрологическое обеспечение способов определения сил, действующих от подвижного состава на рельс для разработки методологической базы расчета ресурса подвижного состава и инфраструктуры / Т. В. Игумнова, В. С. Выплавень, М. А. Гуляев // Умные технологии НК. Единство теории и практики: Сборник трудов XXIII Всероссийской конференции по неразрушающему контролю и технической диагностике, Москва, 23-25 октября 2023 года. – С. 244–247.

97. Ильиных, А. С. Оценка плотности щебеночного балласта на основе математического моделирования / А. С. Ильиных // Фундаментальные и прикладные вопросы транспорта. – 2021. – № 1 (2). – С. 40–47. doi: 10.52170/2712–9195/2021_2_40.

98. Киреев, А. Н. Дефектометрия при ручном контроле элементов и систем подвижного состава железных дорог ультразвуковым эхо-методом / А. Н. Киреев // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2015. – № 2 (58). – С. 24–30.

99. Коган, А. Я. Воздействие на путь поездов, имеющих в своем составе вагоны с ползунами на колесных парах / А. Я. Коган // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2014. – № 3. – С. 3–8.

100. Коган, А. Я. Особенности динамического контакта колеса и рельса при высокоскоростном движении / А. Я. Коган, В. В. Королев, А. А. Локтев, А. В. Савин, И. В. Шишкина // XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики : Сборник трудов. В 4-х томах, Уфа, 19-24 августа 2019 года. Том 3. – Уфа: Башкирский государственный университет. – 2019. – С. 119–121.

101. Козлова, А. И. Разработка и исследование волоконно-оптической системы для динамического измерения веса и скорости транспортных средств / А. И. Козлова, Я. Д. Моор, С. В. Варжель, В. В. Савин, В. А. Куликова, А. Л. Волошина // Прикладная оптика – 2022 : Сборник тезисов XV Международной научной конференции, Санкт-Петербург, 15-16 декабря 2022 года. – Санкт-Петербург: ООО «Скифия-принт». – 2023. – С. 155–156.

102. Коломеец, А. О. Алгоритмическое и программно-техническое обеспечение тензометрического контроля колес вагонов в движении: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.11.13 / Коломеец Андрей Олегович. – Томск, 2017. – 23 с.

103. Коломеец, А. О. Сравнительный анализ временных параметров обработки сигналов тензометрического контроля линейной сверткой и фильтром Калмана / А. О. Коломеец, В. С. Выплавень // Вестник Российского нового университета. Серия: Сложные системы: модели, анализ и управление. – 2020. – № 1. – С. 174–182.

104. Коссов, В. С. К вопросу определения боковых сил в условиях тяжеловесного движения / В. С. Коссов, В. А. Гапанович, А. А. Лунин, А. В. Спиров, И. Е. Ильин, А. В. Голубятников // Железнодорожный транспорт. – 2018. – №5. – С. 46–51.

105. Краснов, О. Г. Динамические силы и процессы в рельсах при ударном взаимодействии колес с дефектами / О. Г. Краснов, О. К. Богданов, М. Г. Акашев // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2016. – Т. 75, № 6. – С. 354–364.

106. Краснов, О. Г. Описание взаимодействия колес с дефектами на поверхности катания и рельсов / О. Г. Краснов // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2018. – №3 (76).

107. Круглов, В. М. Оценка текущего состояния железнодорожного пути на основе анализа результатов динамических процессов взаимодействия подвижного состава и пути / В. М. Круглов, А. А. Хохлов, А. В. Саврухин, А. Н. Неклюдов // Мир измерений. – 2014. – № 4. – С. 24–28.

108. Кудюров, Л. В. Оценка достоверности результатов исследования динамики колеса, имеющего ползун / Л. В. Кудюров, Д. С. Гарипов // Вестник транспорта Поволжья. – 2011. – № 2(26). – С. 4–8.

109. Лебедев О. В. Тепловая дефектометрия многослойных изделий на основе решения обратных задач нестационарной теплопроводности / О. В. Лебедев, О. Н. Будадин, С. В. Баранов, В. Г. Авраменко // Контроль. Диагностика. – 2007. – № 6. – С. 16–23.

110. Локтев, А. А. Автоматизированная система выявления дефектов колес подвижного состава на основе оценки ударного неосесимметричного воздействия колеса на рельс при моделировании верхнего строения пути ортотропной пластиной / А. А. Локтев, В. П. Сычев, Д. А. Локтев, В. Г. Дмитриев // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2017. – №4. – С. 59–70.

111. Локтев, А. А. Модели взаимодействия колеса и рельса при высоких скоростях движения / А. А. Локтев, В. В. Виноградов, В. А. Бучкин // Мир транспорта. – 2016. – Т. 14, № 1 (62). – С. 54–60.

112. Любутин, П. С. Развитие метода корреляции цифровых изображений для изучения процессов деформации и разрушения конструкционных материалов / П. С. Любутин, С. В. Панин, В. В. Титков, А. В. Еремин, Р. Сундер // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2019. – № 1. – С. 88–109. doi: 10.15593/perm.mech/2019.1.08.

113. Мазов, Ю. Н. Оценка влияния дефектов колес подвижного состава на состояние железнодорожного пути / Ю. Н. Мазов, А. А. Локтев, В. П. Сычев // Вестник МГСУ. – 2015. – №5. – С. 61–72.

114. Марюхненко, В. С. Особенности контроля технического состояния подвижного состава на ходу поезда / В. С. Марюхненко, А. В. Пультяков // Автоматика на транспорте. – 2016. – Т. 2, № 2. – С. 272–287.

115. Непомнящий, Н. В. Анализ работы балластного слоя железнодорожного пути при длительной эксплуатации / Н. В. Непомнящий, С. А. Косенко // Тенденции развития науки и образования. – 2018. – № 43-8. – С. 52–56. – DOI 10.18411/lj-10-2018-194.

116. Парахненко, И. Л. Моделирование пятна контакта, возникающего при взаимодействии колеса и рельса, для разных вариантов режима ведения грузового состава / И. Л. Парахненко, Д. А. Гребнева // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4(63). – С. 36–43. doi: 10.52170/1815-9265_2022_63_36.

117. Пат. 2 784 392 Российская Федерация, С1 МПК G01B 7/34, G01B 7/16, B61K 9/12. Способ контроля поверхности катания железнодорожных колес в движении / С. А. Бехер, В. С. Выплавень, А. О. Коломеец, А. С. Кочетков, А. А. Попков; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО СГУПС. № 2021139001; заявл. 24.12.2021; опубл. 24.11.2022.

118. Пат. 2 801 164 Российская Федерация, С1 МПК G01N 3/32, G01N 33/24. Способ измерения несущей способности насыпных грунтов / В. С. Выплавень, А.

А. Попков, Д. И. Школина, С. А. Бехер; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО СГУПС. – № 2023100126; заявл. 09.01.2023; опубл. 02.08.2023.

119. Пат. 2682567 С1 Российская Федерация, МПК G01L 1/22. Устройство сбора информации и способ оценки результатов взаимодействия между колесом и рельсом / А. В. Третьяков, К. В. Елисеев, М. В. Зимакова, А. А. Петров, П. В. Козлов; заявитель Акционерное общество "Научно-внедренческий центр «Вагоны» (АО "НВЦ «Вагоны»). – № 2017143085; заявл. 08.12.2017; опубл. 19.03.2019.

120. Петров, В. В. Математическая модель для оценки влияния отклонений конструктивных параметров вагонной тележки от номинальных значений на ее кинематические свойства / В. В. Петров, К. С. Петров // Известия Транссиба. – 2019. – № 2 (38). – С. 55–65.

121. РД ВНИИЖТ 27.05.01–2017. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колес 1520 (1524) мм. – М.: АО «ВНИИЖТ», 2017 г., – 107 с.

122. Ресельс, А. П. Экспериментальное определение боковых сил в системе «колесо-рельс» при движении поездов по горно-перевальному участку / А. П. Ресельс, Е. В. Филатов, Д. А. Ковенькин, Т. М. Баранов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – № 1 (65). – С. 75–84. doi: 10.26731/1813–9108.2020.1(65).75–84.

123. Рогозинская, А. Л. Исследование силового воздействия в контакте «колесо-рельс» при наличии ползуна на поверхности катания колеса / А. Л. Рогозинская, И. Ю. Ермоленко // Молодая наука Сибири. – 2021. – № 1 (11). – С. 15–20.

124. Романов, А. В. Результаты оценки силового воздействия тяжеловесных и длинносоставных грузовых поездов на железнодорожный путь различными методами измерений / А. В. Романов, А. А. Киселев, А. А. Мирошник, М. В.

Бушуев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2024. – Т. 21, № 2. – С. 409–420. doi: 10.20295/1815–588X–2024–02–409–420.

125. Ромен, Ю. С. Определение сил взаимодействия в системе колесо– рельс на основании измерения напряжений в шейке рельса / Ю. С. Ромен, О. А. Суслов, А. А. Баляева // Вестник Научно–исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2017. – Т. 76, № 6. – С. 354–361. doi: 10.21780/2223–9731–2017–76–6–354–361.

126. Сазонова, С. А. Некоторые предпосылки применения динамического плотномера к определению модуля деформации грунта / С. А. Сазонова, А. Б. Пономарев // Вестник ПНИПУ. Строительство и архитектура. – 2018. – Т. 9, № 3. – С. 28–35. doi: 10.15593/2224–9826/2018.3.03.

127. Сахаров, Р. А. Анализ остаточного технического ресурса железнодорожных колес / Р. А. Сахаров, К. К. Ким, С. В. Урушев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2020. – Т. 17, № 3. – С. 437–442. – DOI 10.20295/1815–588X–2020–3–437–442.

128. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021666794 Мобильное приложение для работы с трехосевым датчиком акселерометра / С. А. Бехер, В. С. Выплавень, А. О. Коломеец, А. А. Попков; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО СГУПС. – № 2021665911; заявл. 11.10.2021; опубл. 20.10.2021.

129. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023682160 Мониторинг динамического воздействия подвижного состава на железнодорожный путь по данным тензометрии и вибродиагностики / А. С. Ададуров, В. С. Выплавень; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО СГУПС. – № 2023680959; заявл. 11.10.2023; опубл. 23.10.2023.

130. Сигилева, Е. И. детектор юза железнодорожных колес / Е. И. Сигилева, У. В. Плишкина // Зауральский научный вестник. – 2015. – № 1 (7). – С. 39–40.

131. Степанова, Л. Н. Особенности использования быстродействующей тензометрии для контроля колес грузовых вагонов в движении / Л. Н. Степанова,

С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 2 (38). – С. 53–57.

132. Степанова, Л. Н. Особенности использования быстродействующей тензометрии для контроля колес грузовых вагонов в движении / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 2 (38). – С. 53–57.

133. Суслов, О. А. Экспериментальные исследования цифровых акселерометров и систем обнаружения дефектов поверхности катания колес подвижного состава на их основе / О. А. Суслов, А. С. Ададуров // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. – 2019. – № 3 (47). – С. 40–45.

134. Титков, В. В. Алгоритм цифровой предобработки изображений при оценке деформации материалов методом корреляции цифровых изображений / В. В. Титков, С. В. Панин, А. В. Еремин, П. С. Любутин // Тезисы докладов Международных конференций «Перспективные материалы с иерархической структурой для новых технологий и надежных конструкций» и «Химия нефти и газа» в рамках Международного симпозиума «Иерархические материалы: разработка и приложения для новых технологий и надежных конструкций»: , Томск, 01-05 октября 2018 года. – Томск: Издательский дом Томского государственного университета, 2018. – С. 508–509. – DOI 10.17223/9785946217408/327.

135. Третьяков, А. В. Мониторинг технического состояния железнодорожного пути с использованием тензометрической колесной пары и средств навигации / А. В. Третьяков, А. В. Некрасова, Р. В. Рахимов, М. В. Зимакова, А. А. Петров, О. А. Третьяков // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты : материалы XV Международной научно–технической конференции, Санкт–Петербург, 13-16 июля 2021 года. – Санкт–Петербург: Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I. – 2021. – С. 134–137.

136. Третьяков, А. В. Проведение ходовых динамических испытаний грузовых вагонов с применением тензометрической колесной пары / А. В. Третьяков, А. А. Петров, К. В. Елисеев, М. В. Зимакова // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2017. – Т. 14, № 1. – С. 127–136.

137. Фокин, С. В. Оценка степени уплотнения балласта машинами выправочно-подбивочно-рихтовочного типа / С. В. Фокин // Железная дорога: путь в будущее : Сборник материалов I Международной научной конференции аспирантов и молодых ученых, Москва, 28-29 апреля 2022 года. – Москва: Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта. – 2022. – С. 61–67.

138. Шевченко, Д. В. Разработка новых методов определения силовых факторов воздействия подвижного состава на путь / Д. В. Шевченко, Я. О. Кузьмицкий, Т. С. Куклин, Р. А. Савушкин, Е. А. Рудакова, А. М. Орлова // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. – 2018. – № 1 (41). – С. 38–51.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
АКТ ВНЕДРЕНИЯ АО «ЕВРАЗ-ЗСМК»

УТВЕРЖДАЮ

Директор по рельсовому
производству АО «ЕВРАЗ ЗСМК»

Д.А. Булгаков



"14" января 2025 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы
Выплавля Владимира Сергеевича на тему
«Программно-техническое обеспечение динамического контроля подвижного состава и
верхнего строения пути средствами вибродиагностики и тензометрии» по специальности
2.2.8 «Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и
природной среды»

В соответствии с условиями договора между АО «ЕВРАЗ ЗСМК» и ФГБОУ ВО «СГУПС» №ДГЗС7-035219 от 12.09.2024 г. выполнена экспериментальная оценка фактически реализуемого динамического воздействия колес подвижного состава на рельсы на участке пути комплектной укладки рельсов категории качества ДТ400ИК/ДТ350НН и контрольном участке с рельсами ДТ350 на перегоне Тягун-Аламбай 166-169 км Заринской дистанции пути Западно-Сибирской железной дороги.

Обработка сигналов тензометрических систем проводилась в разработанной Выплавным Владимиром Сергеевичем программе «Мониторинг динамического воздействия подвижного состава на железнодорожный путь по данным тензометрии и вибродиагностики», зарегистрированной в государственном реестре программ для ЭВМ № 2023682160 от 23.10.2023 года. Реализованные алгоритмы идентификации колес и расчета динамических сил позволили в условиях высокой зашумленности сигналов создать методику оценки динамического воздействия подвижного состава на рельсы при сравнительных испытаниях комплектной укладки и экспериментально подтвердить, что участки подконтрольной эксплуатации находятся в равных условиях динамического воздействия со статистической неопределенностью не более 10 %.

Настоящий акт составлен исключительно для подтверждения научной новизны проведенных исследований и не может быть использован для предъявления финансовых или любых иных претензий, включая претензии касающиеся защиты объектов интеллектуальной собственности.

Начальник научно-исследовательского центра

Е.В. Полевой

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
АКТ ВНЕДРЕНИЯ ООО «НЭКС»



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ
Общество с ограниченной ответственностью
«Независимая экспертиза в промышленной безопасности»

ООО «НЭКС» ИНН 5405958009, КПП 540501001, тел.: (383) 319-71-12, e-mail: ooo_nex@mail.ru
 Адрес юридический (фактический): 630039, г. Новосибирск, ул. Добролюбова, д.162/1

исх. № 43
 от «26» сентября 2024 г.

АКТ
Внедрения

г. Новосибирск

«26» сентября 2024 г.

Настоящий акт внедрения составлен о том, что при проведении виброметрического контроля уровней вибрации динамического оборудования, оценки уровней вибрации в условиях эксплуатации на технологической площадке производства мономеров ООО «Томскнефтехим», в соответствии с условиями договора подряда №47-24С от 27.03.2024 года, и дополнительного соглашения к нему, об оказании услуг по экспертизе промышленной безопасности и техническому освидетельствованию оборудования, применяемого на опасных производственных объектах ООО «Томскнефтехим».

При обработке результатов виброметрического метода неразрушающего контроля использовалось программное обеспечение, разработанное Выплавнем Владимиром Сергеевичем в рамках диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук на тему «Программно-техническое обеспечение динамического контроля подвижного состава и верхнего строения пути средствами вибродиагностики и тензометрии». Разработанные в диссертационной работе способы алгоритмы обработки вибродиагностических сигналов, позволили снизить временные затраты на сбор и обработку данных о вибрации.

Алгоритмы реализованы в специализированном программном обеспечении для обработки сигналов, зарегистрированных трехосевым датчиком акселерометра. С использованием разработанного программного обеспечения проконтролировано 4 (четыре) центробежных насоса. По результатам контроля обнаружен 1 (один) насос с разбалансировкой двигателя и неисправностью упорного подшипника электродвигателя. Экономический эффект от сокращения времени на проведения контроля составил 290 тыс. руб.

Директор ООО «НЭКС»

Эксперт СЭПБ I категории Э12ТУ
 АЭ.23.06256.006 до 19.05.2028 г.

Начальник ЛНК


 А.С. Алексеев

 Р.А. Тюгаев

 О.М. Разуваева

