

РОСЖЕЛДОР

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВПО РГУПС)**

На правах рукописи

Озябкин Андрей Львович

**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И МЕТОДОВ ДИНАМИЧЕСКОГО
МОНИТОРИНГА ФРИКЦИОННЫХ СИСТЕМ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

Специальность 05.02.04 – «Трение и износ в машинах»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени
доктора технических наук

Научный консультант:

д.т.н., профессор Шаповалов Владимир Владимирович

Ростов-на-Дону

2014

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ, ИСПОЛЬЗОВАННЫХ В РАБОТЕ	5
ВВЕДЕНИЕ	7
1 АНАЛИЗ РАБОТ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ И ДИАГНОСТИКЕ	
ТРИБОСИСТЕМ.....	14
1.1 Вибродиагностика механических систем подвижного состава.....	22
1.2 Обеспечение безопасности движения ПС контролем его текущего состояния	23
1.3 Использование аналогового моделирования для анализа динамики системы «подвижной состав – путь».....	25
1.4 Физико-математическое моделирование транспортных систем	27
1.5 Методы анализа фрикционных систем на примере «колесо – рельс»	30
1.5.1 Принципы построения математических моделей тягового подвижного состава.....	35
1.5.2 Комплекс контроля и прогнозирования коэффициента сцепления колеса с рельсом в режимах тяги и торможения	37
1.5.3 Идентификация точек равновесия системы «колесо – рельс».....	40
1.6 Теоретические положения динамического мониторинга.....	43
1.7 Выводы и постановка задач научных исследований	56
2 ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ТРИБОСПЕКТРАЛЬНОЙ	
ИДЕНТИФИКАЦИИ ФРИКЦИОННЫХ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ.....	60
2.1 Динамическая модель тягового подвижного состава.....	61
2.2 Идентификация основных параметров и связей, формируемых в контакте «колесо – рельс»	82
2.3 Принципы анализа динамической связи «колесо – рельс».....	94
2.4 Физико-математическое моделирование фрикционных мобильных систем	107
2.4.1 Составление динамических моделей.....	108
2.4.2 Упрощение динамических моделей.....	126

2.4.3 Определение устойчивости механических систем	128
2.4.4 Динамическое подобие механических квазилинейных подсистем.....	131
2.4.5 Динамическое подобие подсистемы фрикционного контакта	141
2.4.6 Физическое подобие фрикционного контакта.....	149
2.4.7 Стенды для проведения модельных исследований.....	162
2.5 Выводы	169
3 РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ И ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ФРИКЦИОННЫХ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ	171
3.1 Исследование и оптимизация параметров колебаний модели специализированного подвижного состава МПТ-Г.....	171
3.2 Алгоритм трибоспектральной идентификации	178
3.3 Трибоспектральная идентификация фрикционного контакта «колесо – рельс»	183
3.4 Трибоспектральная идентификация фрикционного контакта «ребёнок колеса локомотива – боковая поверхность рельса»	196
3.5 Мониторинг триботермодинамики фрикционной подсистемы «колесо – рельс»	212
3.6 Трибоспектральная идентификация фрикционного контакта «диск – тормозные колодки».....	254
3.7 Трибоспектральная идентификация прочих фрикционных систем.....	290
3.8 Выводы по результатам исследований.....	295
4 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ	297
4.1 Результаты оптимизации упруго-диссипативных связей подвижного состава.....	297
4.2 Эксплуатационные испытания модификаторов трения	305
4.3 Эксплуатационные испытания твёрдых смазочных материалов- покрытий	309

4.4 Эксплуатационные испытания конструкции ППС-12Д при ропуске товарных вагонов с сортировочных горок	315
4.5 Разработка устройства шумоподавления при ропуске товарных вагонов на механизированных сортировочных горках	318
4.6 Разработка алгоритма динамического мониторинга фрикционных мобильных систем на примере фрикционной подсистемы «колесо – рельс»	323
4.7 Выводы	324
ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	326
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	330
ПРИЛОЖЕНИЕ 1 Методы решения дифференциального уравнения теплопроводности	357
ПРИЛОЖЕНИЕ 2 Трибоспектральная идентификация максимальных контактных температур на фактической площади касания	367
ПРИЛОЖЕНИЕ 3 Акт внедрения метода модельной оптимизации эксплуатационных характеристик специализированного подвижного состава	371
ПРИЛОЖЕНИЕ 4 Акты эксплуатационных испытаний брикетов модификатора трения и навесного оборудования для модифицирования тяговых поверхностей колёс	373
ПРИЛОЖЕНИЕ 5 Акты эксплуатационных испытаний гребнерельсосмазывателей	383
ПРИЛОЖЕНИЕ 6 Акт проведения эксплуатационных испытаний противоползунной системы с двухкоординатным демпфированием ППС-12Д	387
ПРИЛОЖЕНИЕ 7 Акт о проведении эксплуатационных испытаний на Северной горке станции Батайск экспериментального устройства УМПТ-Ф для нанесения модификатора поверхности трения для снижения шума при ропуске вагонов	391

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ, ИСПОЛЬЗОВАННЫХ В РАБОТЕ

- АГРС – автоматические устройства гребнерельсосмазывания;
- АР – авторегрессионный (спектральный анализ);
- АЧХ – амплитудочастотная характеристика;
- АФЧХ – амплитудо-фазочастотная характеристика;
- БМТ – брикет модификатора трения;
- ВКФ – взаимная корреляционная функция;
- ВЧХ – вещественная частотная характеристика;
- ГРС – гребнерельсосмазывание;
- ГС – гребнесмазывание;
- ЗУА – запас устойчивости по амплитуде;
- ЗУФ – запас устойчивости по фазе;
- ИО – интегральная оценка;
- ККП – комплексный коэффициент передачи;
- МВПС – мотор-вагонный подвижной состав;
- МКЭ – метод конечных элементов;
- МС – механическая система;
- МЧХ – мнимая частотная характеристика;
- МПТ-Ф – модификатор поверхности трения фрикционный;
- МТ – модификатор трения;
- ППС – модуль противоползунной системы ППС-12Д;
- ПС – подвижной состав;
- ПФ – передаточная функция;
- РАПС – разовое антифрикционное покрытие – смазочный материал;
- РП – рельсовая паста;
- САР – системы автоматизированного регулирования;
- САУ – системы автоматизированного управления;
- СМ – смазочный материал;
- СПМ – спектральная плотность мощности;
- ТО – техническое обслуживание;

ТПС – тяговый подвижной состав;
ТР – текущий ремонт;
ТСИ – трибоспектральная идентификация;
ТС – транспортная система;
ТСМ – твёрдый смазочный материал;
ТСП – твёрдое смазочное покрытие;
ТУ – техническая документация;
УТ – узел трения;
ФК – фрикционный контакт;
ФММ – физико-математическое моделирование;
ФПК – фактическая площадь касания;
ФС – фрикционная система;
ФЧХ – фазочастотная характеристика.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Практически любые машины или механизмы являются фрикционными системами, состоящими из квазилинейных частей механических подсистем и существенно-нелинейных подсистем фрикционных контактов [130]. Рабочие поверхности фрикционных систем «колесо – рельс» железнодорожного транспорта, дисковых тормозов транспортных систем и др. эксплуатируются в режимах интенсивных динамических нагрузок и подвержены воздействию атмосферных осадков, загрязнений (в том числе абразивных частиц – пыли, продуктов износа и т.п.), температуры окружающей среды и т.п. При эксплуатации таких «открытых» узлов трения в связи с различными эволюционными преобразованиями в зоне фрикционного контакта, характеризующимися открытостью, неравновесностью, неизотермичностью, самоорганизацией при трении, изменяются фрикционные связи. Этому посвящены работы А.С. Ахматова, В.А. Белого, Б.И. Костецкого, И.В. Крагельского, Д.Н. Гаркунова, М.М. Хрущёва, А.В. Чичинадзе, Ю.М. Дроздова и др. Изменение указанных связей может влиять на изменение эффективности, надёжности, производительности, качества выполняемых работ, устойчивости и безопасности транспортных систем.

Развитие в XXI веке вычислительной техники, информационных технологий и инструментальных средств измерений физических величин способствует появлению новых технологий для выявления законов динамического функционирования машин и механизмов. Например, акустические [81, 194], тензометрические или виброметрические [204] способы регистрации виброколебательных состояний машин и механизмов позволяют осуществлять их диагностику *отображением динамических характеристик фрикционных связей в координатах состояния, доступных измерению* [117]. От уровня взаимосвязи динамики механических и фрикционных подсистем зависят стабильность работы фрикционного контакта, устойчивость и безопасность эксплуатации транспортной системы.

Однако существующие системы непрерывного динамического мониторинга фрикционных систем в основном не учитывают данную взаимосвязь, не обеспечивают идентификацию состояний трибосистем и прогноз их изменений.

Степень разработанности проблемы. В работах Т.А. Тибилова [215], В.Л. Заковоротного [58], В.И. Колесникова [83, 81, 82], В.В. Шаповалова [246] и др. рассмотрен ряд вопросов динамики открытых узлов трения транспортных систем, эксплуатируемых при высоких скоростях движения, имеющих значительные габаритные размеры и массы, подвергающиеся значительным внешним воздействиям (контактной сети, окружающей среды, загрязнений, ветра и т.д.). С учётом приведенных выше условий эксплуатации транспортных систем объектом динамического мониторинга выбран железнодорожный транспорт, имеющий динамически нагруженный узел трения «колесо – рельс» с антифрикционной (контактом гребня колеса с боковой гранью головки рельса) и фрикционной (контактом поверхности катания с головкой рельса) нелинейными связями.

В работах В.В. Болотина [43], Г.Д. Данжело [50], Л. Заде [56], В.В. Запорожца [68], И.В. Крагельского [97], В.А. Кудинова [99], М.В. Келдыша [77, 78], М. Марчака [117], Д.М. Толстого [216], А.В. Чичинадзе [212, 196, 233], В.Л. Заковоротного [61–64], С.А. Раловца [194] и др. основное внимание уделялось развитию фрикционных автоколебаний механических систем и вопросам устойчивости траекторий движения масс. Не решены вопросы теоретического и экспериментального характера по определению текущего состояния фрикционного контакта: взаимосвязи динамических многофакторных процессов трения с динамическими характеристиками механической системы; устойчивости фрикционных систем с учётом реального протекания процессов трения; выбора идентификационных признаков, качества и числа информационных каналов; контроля свойств трибослоя на наноуровне, определяющих выходные трибохарактеристики фрикционного контакта (его нормальное или аномальное состояние, например явления термического схватывания гребней колёсных пар и рельсов).

Эффективными способами исследования трибосистем, оптимизации их упруго-диссипативных связей, прогнозирования критических режимов фрикционного взаимодействия являются методы натурального эксперимента, базирующиеся на теоретических основах физико-математического моделирования. В основе указанных методов лежат работы Ю.А. Евдокимова, Ю.Н. Дроздова

[54], И.В. Крагельского, А.В. Чичинадзе [157], Э.Д. Брауна [33], М.В. Келдыша [77, 78], В.В. Шаповалова [245], П.Н. Щербака [251] и др. Однако в работах перечисленных авторов не рассматривались вопросы динамического мониторинга фрикционных систем в реальном времени, а вопросы физического моделирования отражены не полностью или с некоторыми неточностями.

Объект исследования: динамический мониторинг трибосистем «колесо – рельс» в системе «подвижной состав – верхнее строение пути» и «диск – тормозная колодка» транспортных систем.

Предметом исследований является изучение возможностей формирования управляющих воздействий на фрикционный контакт с помощью систем автоматического управления исполнительными устройствами, реализации номинальных и исключения аномальных режимов функционирования.

Цель работы: *повышение эффективности, безопасности и ресурса узлов трения железнодорожного транспорта на основе их модельных исследований, динамического мониторинга и формирования управляющих воздействий на фрикционный контакт, обеспечивающих реализацию номинальных и исключение аномальных режимов функционирования.*

Методы исследования. Для решения поставленных задач использовались базовые положения теории колебаний, нелинейной динамики систем с конечным числом степеней свободы, быстрого преобразования Фурье, частотных передаточных функций, физико-математического моделирования, трибоспектральной идентификации процессов трения, математической статистики, математического планирования эксперимента, экспериментальной триботермодинамики (раздела прикладной физики, в котором экспериментально исследуются законы превращения относительного движения во фрикционных системах в теплоту и наоборот), динамического мониторинга (постоянного систематического сбора и обработки диагностической информации, наблюдения и прогнозирования изменений) процессов, протекающих в открытых узлах трения.

В качестве инструментальных средств использовались сертифицированное измерительное оборудование и программное обеспечение ЗАО «Электронные

технологии и метрологические системы – ЗЭТ» ФГУП ВНИИФТРИ. На основе регистрируемых дискретных значений виброколебаний сил нормального давления, момента трения, скорости и температур, их математической обработки и анализа некоторых характеристик, однозначно определяющих функционирование фрикционных систем, решаются задачи их динамического мониторинга.

Научная новизна работы

1 С использованием положений физико-математического моделирования сформулированы принципы исследования и синтеза динамических характеристик транспортных систем, состоящих из механических и фрикционных подсистем, взаимодействующих между собой через узел трения. Взаимосвязь указанных подсистем определяется идентичностью: а) частот и основных форм колебаний масс механических систем, б) частот и форм колебаний микро- и макрошероховатостей, в) давлений, г) скоростей относительного скольжения поверхностей трения, д) характерных видов изнашивания поверхностей трения модельного и натурального объектов. Для этого в динамическую модель квазилинейной механической подсистемы вводится модель реального фрикционного контакта, динамические характеристики которого определяются на основе представления сил контактного взаимодействия в координатах состояния, доступных для измерения. Это позволяет на основе модельного эксперимента анализировать трибохарактеристики натуральных узлов трения с учётом взаимовлияния процессов, протекающих в механических и фрикционных подсистемах, и существенно дополнить известные методы экспериментального исследования процессов трения на физических моделях. Эти принципы, проиллюстрированные на примерах фрикционных систем железнодорожного транспорта, могут быть распространены на любые стационарные и мобильные фрикционные системы.

2 Предложен ряд интегральных оценок, определяемых на основе анализа спектральных характеристик сил нормального и тангенциального контактного взаимодействия. Наблюдение и изучение вышеназванных интегральных оценок, характеризующих упруго-диссипативную природу процессов трения, в наиболее информативных *октавных (долеоктавных) полосах частот* позволяет

качественно и количественно определять значения текущей работы и (или) мощности необратимых изменений подводимой энергии в узле трения. На этой основе предложены методы, способы и алгоритмы *динамического мониторинга*, позволяющие в реальном времени возможность: а) наблюдения за состоянием узлов трения, б) прогнозирования их изменений и в) управления нагрузочно – скоростными режимами эксплуатации фрикционных систем, либо изменения функциональных трибохарактеристик контакта. Принципы и примеры создания систем динамического мониторинга проиллюстрированы при оценивании и прогнозировании изменений параметров фрикционных связей в контактах «колесо – рельс» и «диск – тормозные колодки».

3 Раскрыта связь необратимых процессов, протекающих во фрикционном контакте, с регистрируемыми амплитудо-фазочастотными характеристиками преобразования нормальных составляющих сил контактного взаимодействия в тангенциальные и выходными триботехническими характеристиками фрикционных систем. Показана возможность оценки: значений объёмных температур в контактной области, динамики формирования аномальных режимов контактного взаимодействия (например, термического и (или) атермического видов схватываний поверхностей трения), неуправляемого движения (например, боксования, потери устойчивости). Количественное и качественное сопоставление оценок объёмных максимальных температур с трибоспектральными характеристиками процессов трения позволяет создать новые, не имеющие аналогов, алгоритмы динамического мониторинга натуральных фрикционных систем.

4 Обоснована эффективность использования методов *многовариантного физико-математического моделирования, трибоспектральной идентификации процессов трения и экспериментальной триботермодинамики* при совместном анализе параметров термодинамики и трибоспектров сил фрикционного взаимодействия модельного и натурального объектов. Разработана инструментальная база (алгоритмы и программное обеспечение) динамического мониторинга натуральных фрикционных систем, что позволило оценить: а) взаимовлияние динамических процессов, протекающих в механических и фрикционных подсисте-

мах, б) динамические условия потери устойчивости движения фрикционной системы, в) эволюционные изменения фрикционных характеристик и пр.

Теоретическая значимость работы

Установлена совокупность параметров динамического мониторинга фрикционных систем, что позволяет: а) учесть многообразие динамических и физических свойств систем трения; б) дополнить существующую систему знаний об узлах трения в области влияния динамических характеристик взаимодействующих друг с другом механических и фрикционных подсистем на функциональные свойства трибосистем как динамической связи, их объединяющей; в) объяснить многие, не рассматриваемые ранее явления в трибоконтакте; г) оценивать мощность необратимых, эволюционных преобразований в контактной области (например, развития износа в контактной области, изменения фрикционных характеристик контакта за счёт изменения свойств внешней среды и пр.); д) создать интеллектуальные системы управления функционированием фрикционных систем, отказы которых недопустимы. К таким системам относится подвижной состав железнодорожного транспорта.

Практическая ценность исследований

1 Разработана единая система мониторинга подсистемы «тяговая колёсная пара – рельс» по стабилизации коэффициента сцепления и предотвращения боксования колёсных пар. Сформулированы конструктивные требования к автоматизированным приводам подачи брикетов модификаторов трения в зону фрикционного взаимодействия колёс и рельсов [223, 178].

2 Разработан способ оценки триботехнических характеристик смазочных материалов, применяемых в тяжелонагруженной трибосистеме «гребень колеса – рельс» на основе анализа их трибоспектральных характеристик, что позволило прогнозировать ресурс смазочных материалов при разовом их нанесении [177, 192, 142].

3 Разработан способ повышения устойчивости и безопасности эксплуатации натурального специализированного подвижного состава на базе модельной оптимизации упруго-диссипативных и инерционных связей [141].

4 На основе стендовых и эксплуатационных исследований системы «Подвижной состав – верхнее строение пути» при различных значениях ширины рельсовой колеи (1520 и 1524 мм) и используемом подвижном составе установлена нецелесообразность возврата ширины рельсовой колеи 1524 мм [155].

5 Определено максимально допустимое расстояние между разгружающими модулями противоположных систем, устанавливаемых на немеханизированных сортировочных горках, что позволяет исключить критические состояния фрикционной системы «колесо – рельс» по условиям реализации термодинамики [129, 134, 140, 143].

6 Разработан способ снижения уровня акустического шума, возникающего при взаимодействии колёсных пар грузовых вагонов с тормозными шинами на механизированных сортировочных горках, до величин, регламентированных СНиП для железнодорожных станций, включающий модификатор поверхности трения и устройство для его нанесения.

7 Разработана методика динамического мониторинга дисковых тормозных механизмов, повышающая надёжность и эффективность транспортных систем [152, 243, 53];

8 Разработана методика динамического мониторинга подшипников привода бурильных машин [147];

9 Разработана методика динамического мониторинга резьбовых соединений тормозных магистралей подвижного состава [132, 139, 151];

10 Усовершенствованные основы динамического мониторинга мобильных трибосистем используются в учебном процессе при выполнении практических занятий на экспериментальных комплексах «подвижной состав – путь» по ряду дисциплин специальностей 151600 «Прикладная механика», 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» и вошли в состав учебных пособий и учебников: «Управление техническими системами»; «Транспортная триботехника», Т. 2 и 3; «Моделирование фрикционных систем»; «Теория наземных транспортно-технологических систем».

1 АНАЛИЗ РАБОТ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ И ДИАГНОСТИКЕ ТРИБОСИСТЕМ

Объектами динамического мониторинга транспортных систем (ТС) могут быть железнодорожный, автомобильный, воздушный и водный виды транспорта (рисунок 1.1). Отказ тормозных систем, потеря устойчивости, сход подвижного состава (ПС) с пути – эти и целый ряд др. состояний фрикционных систем (ФС) могут привести к гибели людей, техногенным катастрофам. В ряде ведущих стран (США, Германии, Англии и др.) на законодательном уровне уже решён вопрос обязательного мониторинга систем, надёжность которых влияет на условия жизнедеятельности человека и экологию.



Рисунок 1.1 – Структура исследования ТС

В ходе эксплуатации выбранного для динамического мониторинга ПС (железнодорожного, автомобильного) под действием случайных возмущений и помех изменяются состояния ПС, связанные с различными эволюционными преобразованиями в трибосистемах (накоплением усталостных трещин, развитием износа контактируемых пар и пр.). Эти изменения, как правило, могут приводить к потере устойчивости, отказам технических систем, снижению безопасности движения.

Под **мониторингом** понимается постоянный систематический сбор и обработка диагностической информации, наблюдение за каким-либо процессом или объектом как инструмент обратной связи для выявления его соответствия желаемому результату. Под **динамическим мониторингом** следует определить диагностирование и прогнозирование динамических характеристик какого-либо объекта, позволяющее решать задачи его исследования, оптимизации и управления. Основой динамического мониторинга ТС является идентификация условий эксплуатации различных ФС. Под **идентификацией** в данном случае понимается определение *оператора*, связывающего входные и выходные координаты нормальной и тангенциальной составляющих сил фрикционного взаимодействия.

Задача идентификации ТС не представляет трудности, если временные сигналы нормальной и тангенциальной составляющих сил фрикционного взаимодействия являются реализациями случайных стационарных процессов. Для прогнозирования состояний ФС, например, по критерию допустимого износа (вида изнашивания, наличия смазочного материала, его качества и т.д.), необходимо выявить параметры, которые объективно характеризуют состояние ФС в процессе изнашивания, и их можно было бы измерить (зафиксировать) непосредственно во время работы узла трения (УТ) без остановки и разборки машины.

С развитием инструментальных средств измерений появились методы динамического мониторинга фрикционных систем. Так, например, в [194] указано, что акустоэмиссионная дефектоскопия на стендах, проводимая в деповских условиях, не позволяет определить дрейф дефектов колёсных пар локомотивов, время достижения пороговых ограничений и степень их опасности. Малая, но быстро растущая трещина, зачастую оказывается более опасной, чем большой статический дефект. Для решения поставленной задачи в [194] предложен вариант дифференцированного датчика, позволяющего организовать съём и обработку информации в процессе движения локомотива. Разработка позволила приступить к созданию уникальной системы акустоэмиссионного мониторинга ходовых частей локомотивов в процессе движения железнодорожных составов.

В [224] динамическая структурная перестройка систем трения в ходе функционирования трибосистем раскрывается на основе авторегрессионных моделей виброакустического сигнала и эволюции корней характеристического полинома. Для этого колебания трибосистем разделяются на «быстрые» и «медленные». К первым относятся элементы механических подсистем, частотный диапазон которых ограничен 30–50 Гц. Ко вторым – колебательные смещения контактируемых поверхностей относительно точек равновесия динамической системы трения, задаваемой «медленными» движениями. Такие колебательные смещения регистрируются с частотой 50 кГц. Уравнения «быстрых» и «медленных» движений в нелинейной модели системы трения являются взаимосвязанными и формируют общее равновесие, получаемое исходя из минимума потенциальной энергии системы. Предложенная методика даёт информационную базу для построения систем динамической диагностики состояния трибосистем.

Регистрируемые сигналы виброакустической эмиссии являются наиболее информативными, эффективными и проработанными с теоретической точки зрения. *Спектральный метод идентификации* линейных объектов впервые был разработан Норбертом Винером [9], когда на его входе и выходе действовали случайные эргодические стационарные процессы. Теория случайных процессов и спектральные методы были развиты А.Я. Хинчиным [227], А.Н. Колмогоровым [86], Б.Р. Левиным [102], В.С. Пугачёвым [186]. До инженерного применения спектральные методы были доведены Дж. Бендатом [22–25]. Появились методы параметрической идентификации Юла – Уолкера, Берга, ковариационные методы, основанные на авторегрессии – скользящем среднем [29, 116].

Методы трибоспектральной идентификации [169, 149] (ТСИ) предусматривают использование в лабораторных условиях физических моделей натурных ФС, сбор информации и базы данных трибоспектральных (АЧХ, АФЧХ) и триботехнических (коэффициента трения, изменения величины коэффициента трения, интенсивности и вида изнашивания) характеристик состояний системы. Количество частотных диапазонов при октавном или долеоктавном анализе АЧХ, АФЧХ определяется заданным уровнем адекватности фиксируемых три-

боспектров контролируемому состоянию, точности идентификации протекающих процессов трения, уровнем корреляции трибоспектров параллельно фиксируемым триботехническим характеристикам, а также необходимой точности прогноза их изменения. В отличие от методов мониторинга, требующих отключения ФС из технологического процесса и определённого времени для получения информационного сигнала, методы, базирующиеся на теоретических основах ТСИ процессов трения и прогнозирования их изменения, относятся к *методам динамического мониторинга*, позволяющим исследовать, диагностировать состояние ФС и прогнозировать их изменение в процессе функционирования.

Физическая сущность процессов, в которых имеют место колебания, различна. Колебания ПС: железнодорожного, автомобильного, авиационного; колебания поверхностных слоёв фрикционного контакта (ФК); колебания тока в электрическом контуре; колебания молекул в металлах – это совершенно различные явления. Однако *основные законы* колебаний во всех случаях *подобны*.

В результате взаимного перемещения контактирующих поверхностей ФС при соответствующих нагрузочно-скоростных, динамических условиях и физико-механических свойствах контактирующих материалов во ФК возникают знакопеременные деформации и соответствующие им нормальные σ и тангенциальные τ напряжения, сопровождающиеся колебаниями, так называемых **активных микрообъёмов материалов** [251]. Каждый из активных микрообъёмов поверхности трения можно охарактеризовать его массой m_i , жёсткостью заделки C_i и собственной частотой $k_i = \sqrt{C_i/m_i}$. Активный микрообъём поверхности трения – это тонкий трибослой деформации материалов контактирующих тел, определяющий триботехнические характеристики пар трения. В первом приближении его можно представить **колебательным звеном** и аппроксимировать частотной передаточной функцией [27]

$$W_i[p] = \frac{k_i}{T_{2i}p^2 + T_{1i}p + 1},$$

где $p = \frac{\partial}{\partial t}$ – оператор дифференцирования по времени t ;

k – коэффициент усиления колебательного звена;

T_2 – период колебаний единичной шероховатости массой m_i ;

T_1 – период времени релаксации единичной шероховатости массой m_i .

В процессе трения значения T_1 и T_2 изменяются в широком диапазоне и зависят от *фактической площади касания* (ФПК) [138]. Современное представление о природе трения основано на изучении взаимодействия тонких поверхностных слоёв локальных микроплощадок ФПК [94, 96, 44, 82 и др.]. ФПК нельзя идентифицировать одной точкой равновесия – она меняется в сотни раз в зависимости от условий контактирования, физико-механических характеристик материалов первой и второй поверхностей трения (нормальных σ_1, σ_2 и тангенциальных τ_1, τ_2 напряжений) и их градиента ($\Delta\sigma_1, \Delta\tau_1, \Delta\sigma_2, \Delta\tau_2$), физико-механических характеристик вводимого во фрикционный контакт (ФК) третьего тела и их градиента ($\sigma_3, \tau_3, \Delta\sigma_3, \Delta\tau_3$), объёмных температур первого, второго и третьего материала и их градиентов ($\Theta_1, \Delta\Theta_1, \Theta_2, \Delta\Theta_2, \Theta_3, \Delta\Theta_3$), скорости относительного скольжения поверхностей трения V_c , контактного давления Q , коэффициента взаимного перекрытия и так далее. Нормальные и тангенциальные напряжения во ФК зависят от вариаций координат, времени, относительной скорости, максимальной поверхностной температуры и флуктуации *тепловых пиков* [169]. Указанные состояния нелинейно зависят от динамических характеристик механической системы (МС), макрогеометрии колеса и рельса, скоростей движения и относительного проскальзывания, внешней температуры, температур контактирующих материалов и их градиентов, параметров нормальных и касательных напряжений и других факторов. В процессе этого взаимодействия между соприкасающимися поверхностями трения при их взаимном перемещении формируется трибосреда [58, 60]. Свойства УТ оказывают влияние на работу всей МС в целом, а условия динамического взаимодействия УТ с трибосредой, формируемой в нём, отображаются в вибрационных координатах состояния [58]. Таким образом, процессы трения нелинейно зависят от большого количества внешних и внутренних факторов ФС, а также от динамических параметров МС [235].

При деформации активных микрообъёмов ФК происходит их изнашивание, разрушение и образование новых таким образом, чтобы потери энергии были минимальны [39]. Минимальные потери энергии возможны только в *установившемся режиме взаимодействия*, при отсутствии резонанса между собственными частотами колебаний активных микрообъёмов и одной из собственных частот колебаний в тангенциальном и нормальном направлениях механической системы [246, 251]. Микронеровности приобретают относительно стабильные геометрические очертания, на поверхностях трения образуется *равновесная шероховатость* [95]. Новая равновесная шероховатость всегда формируется по окончании переходных процессов трения, возникающих в результате изменения приведенной жёсткости или приведенного момента инерции одной из связей механической подсистемы [250].

Согласно формуле Егера [232] существует прямая пропорциональность между скоростью скольжения V_c и **температурой поверхностного слоя Θ** : $\Theta \Leftrightarrow \sqrt{V_c}$. Например, в [251] показано, что вследствие напряжённо-деформационного состояния поверхностей трения при температуре в 100...200 °С пластические деформации возрастают, а контактное давление Q уменьшается. При температуре ФК в 800...1000 °С объёмная температура основного материала будет незначительно отличаться от окружающей 30...60 °С. Так как время существования так называемой «температуры вспышки», или периодичность процессов нагрева и охлаждения (или наоборот), во ФК составляет 0,1...1,0 мс, то температурные колебания можно охарактеризовать как характеристики амплитуды и частоты [249, 251, 169].

Спектральный диапазон частот колебаний микронеровностей всегда шире диапазона частот колебаний, генерируемых механической системой. Поэтому практически получить математическую модель ТС с учётом всех факторов, влияющих на выходные параметры данной системы, трудно. При составлении уравнений движения нелинейных систем принимается во внимание ряд допущений и упрощений, связанных с реальными характеристиками систем и условиями эксплуатации [69]. Существующие математические модели ФС [234] мо-

делируют нелинейности УТ методами кусочно-линейной аппроксимации сил сухого трения. При этом не учитываются [138]: упруго-диссипативный характер фрикционных связей; адгезионные и деформационные процессы, протекающие во ФК; нелинейная взаимосвязь внешних и внутренних факторов; взаимовлияние динамических процессов, протекающих во ФК и в механической подсистеме. Применение наиболее изученной теории автоматического управления [27, 187], развитие вычислительной техники, информационных технологий, широкое внедрение систем цифровой обработки сигналов [200] позволяет разработать основы динамического мониторинга ТС. Применение алгоритмов теории автоматического управления ограничивается линейной задачей анализа. Так как наблюдаемые колебания ТС характеризуют динамику механической системы наземных транспортно-технологических систем и комплексов, то они могут представлять собой источник информации для выявления диагностических признаков и последующего прогнозирования и управления ФС.

Для повышения безотказности, ресурса и других показателей надёжности трибосистем следует использовать современные информационные технологии и *динамический мониторинг*, решающий следующий круг задач:

- 1) комплексных исследований модельной ТС;
- 2) диагностики текущего состояния ТС;
- 3) прогнозирования изменения состояний ТС;
- 4) управления ТС системами автоматического управления (САУ).

Первый этап динамического мониторинга наиболее трудоёмкий и ответственный. Допущенные на данном этапе ошибки могут привести к неадекватным физическим моделям и соответственно к ложным данным по диагностике и последующему прогнозированию натуральных ТС. На этом этапе решаются вопросы создания физической модели, определения основных параметров и возможных состояний ТС. Основой данного этапа являются методы ТСИ и математического планирования эксперимента. Инструментальной базой исследований являются современные компьютерные комплексы, включающие аналого-цифровые (АЦП), цифро-аналоговые (ЦАП) преобразователи и программное обеспечение. Исполь-

зование современных АЦП (частота дискретизации достигает 50 МГц) и компьютеров позволяет обеспечить практически любую точность тензометрических измерений состояний ТС, даже на атомарно-молекулярном уровне. Ограничение частотного диапазона регистрации трибоспектральных характеристик связано с частотными характеристиками используемых датчиков, АЦП, быстродействием и памятью компьютеров и выбранной исследователем точностью анализа. На этом этапе определяются триботехнические и трибоспектральные идентификационные характеристики, имеющие максимально высокий уровень корреляции с контролируемыми параметрами или состояниями натурной ТС. Количество идентификационных характеристик зависит от числа контролируемых факторов, их физической природы, принятого уровня вероятности диагностирования и прогнозирования и ряда других условий.

Второй этап динамического мониторинга заключается в неразрушающем контроле узлов, подузлов и в целом ТС, в сборе базы триботехнических и трибоспектральных характеристик, в анализе и статистической обработке однотипных исследований. Статистическая обработка исследований позволяет проверить полученные результаты на эргодичность, а анализ трибоспектральных характеристик – выявить идентификационные признаки эволюции динамических свойств трибосистемы.

Анализ баз данных, собранных в процессе исследований, и идентификационных признаков перехода динамических свойств трибосистемы из одного стационарного состояния в другое позволяет реализовать *третий этап динамического мониторинга* – краткосрочное или долгосрочное прогнозирование изменений динамических характеристик, т.е. наблюдении за эволюционным изменением их траекторий от запуска системы до текущего момента времени, прогноза траекторий будущего движения системы на заданном временном интервале с заданной степенью точности и оперативности.

На завершающем этапе, например, с целью предотвращения критических режимов функционирования (например, атермического или термического схватывания) или неуправляемого движения (боксования, юза, потери устойчивости и т.д.)

ТС осуществляется автоматизированное управление соответствующими приводами за счёт использования САУ, устройств оперативного реагирования на изменяющиеся условия работы, бортовых компьютеров или единого центра обеспечения безопасности движения с использованием спутниковых технологий ГЛОНАСС.

1.1 Вибродиагностика механических систем подвижного состава

На базе лаборатории вибродиагностики депо Горький-Московский Горьковской дороги с 2000 г. при техническом обслуживании и текущем ремонте применяется вибродиагностика колёсно-рельсовых блоков электропоездов путём предварительного вывешивания колёсных пар на домкратах с последующей регистрацией спектров измеренных вибросигналов буксовых узлов, подвески редуктора, узла вала малой шестерни, опорного подшипника редуктора, зубчатого зацепления и узлов моторно-якорных подшипников тяговых двигателей [204] (рисунок 1.2). В зависимости от состояния УТ программа автоматически формирует перечень мероприятий по дальнейшей эксплуатации или ремонту.



Рисунок 1.2 – Типовая структурная схема вибродиагностического комплекса, применяемого для диагностики колёсно-рельсовых блоков электропоездов

После утверждения в 2003 г. технологической инструкции № ЦЛПр-15/13 комплекс был включён в программу ресурсосбережения для внедрения на сети дорог в 42 депо РЖД в структуре ремонтного цикла электропоездов и электровазов ЧС4. Время диагностирования одного колёсно-рельсового блока составляет не более 5 минут, включая подготовительные операции, а одного 10-вагонного электропоезда – 80...90 минут, что существенно меньше по сравне-

нию с ранее применявшимися аналогами (например, по данным депо Иркутск Сортировочный, – в 1,5...2 раза).

Применение комплекса при проведении ТО и ТР позволило решить наиболее часто встречающуюся проблему при эксплуатации электропоездов – недостаток смазочного материала в подшипниковых узлах и редукторах. Её своевременное выявление и устранение в процессе ТО и ТР с проведением повторного диагностирования позволяет существенно снизить износ узлов и обеспечить продление их ресурса до выкатки. Реальная экономическая эффективность от внедрения комплекса, полученная по результатам эксплуатации, составляет примерно 60...70 % от первоначальных затрат на приобретение и ввод в действие. Срок его окупаемости не превышает 1,5...2 года.

Недостатками предложенной технологии диагностики колёсных блоков являются её выполнение в стационарных условиях при ТО и ТР, отсутствие диагностики колёсно-рельсовых блоков в реальном времени, невозможность выполнения прогноза явлений боксования тяговых колёсных пар при эксплуатации ПС.

1.2 Обеспечение безопасности движения ПС контролем его текущего состояния

Перед железнодорожным транспортом стоят задачи по повышению осевых нагрузок, скоростей движения ПС [70, 80, 107, 128]. Без надлежащего *мониторинга фрикционных подсистем* ПС это может привести к снижению безопасности движения [231]. Сложившееся положение дел с безопасностью на железных дорогах требует комплексного подхода к оценке влияющих факторов, обстоятельств, причин, приводящих к нарушениям безопасности движения, широкого использования новейших технологий и технических средств. На рубеже 1996 г. произошло сокращение числа сходов ПС с 113 до 50 и менее за счёт ужесточения требований к ПС и верхнему строению пути и благодаря внедрению технологии смазывания внутренних боковых граней рельсов для уменьшения износа колёс, а с 2001 по 2003 г. – значительное увеличение доли сходов ПС, главным образом за счёт порожних вагонов. Более 16 % всех сходов

порожних вагонов и 15 % гружёных вагонов происходит в прямых участках пути, свыше 10 % порожних вагонов теряют устойчивость в пологих кривых при сочетании различных неблагоприятных факторов: крутых уклонов, кривых малого радиуса, особенно *S*-образных, наличия в поезде от 50 до 80 вагонов и скоростях движения 50...80 км/ч. Выявлены основные проблемы сходов ПС: вкатывание колеса на головку рельса; выбросы бесстыкового пути; применение вагонов бункерного типа, прошедших деповской ремонт за 9...10 мес. до схода; неблагоприятное состояние дел с лубрикацией [188, 175] на дорогах. Это подтверждает необходимость применения высококачественных смазочных материалов, способных удерживаться на боковой поверхности рельсов и препятствовать вкатыванию гребня колеса на поверхность головки рельса, а также использования технологий их нанесения на боковую грань рельса.

Существующие устройства диагностики технического состояния ПС и верхнего строения пути и действующие нормативы на геометрические отступления при текущем содержании *не гарантируют обеспечения безопасности движения* [231]. Параметры дефектов и износов колёсных пар, ходовых частей, узлов сочленений кузова и тележек, автосцепных устройств и других узлов оценивались на основе расчётов с использованием *математических моделей*. Результаты расчётов при вероятностной оценке возможных отклонений параметров также не могут гарантировать полной безопасности эксплуатации ПС.

Для обеспечения безопасности движения на железных дорогах необходимо дополнительно к существующей системе оценки содержания пути и ПС применять *системы мониторинга* состояния пути и ПС в процессе эксплуатации, менеджмента и использования информационных технологий, прежде всего *спутниковых навигационных систем*, а также устройств [231], позволяющих контролировать уровень динамического взаимодействия и устойчивость от схода с рельсов. Предложен геометрически силовой метод оценки состояния пути и колёсных пар ПС, разработанный во ВНИИЖТе, на основе применения тензометрических колёсных пар и индикатора коротких неровностей рельсов. Его действие основано на прямом измерении вертикальных сил между колесом

и рельсом по длине окружности колеса с помощью специально оборудованных измерительных мостов. Система определяет вагоны, неблагоприятные по условиям устойчивости от схода с рельсов – виляния, боковой качки и галопирования, тип вагона, его массу и недопустимые смещения груза, угол набегания колеса на рельс и другие факторы, влияющие на безопасность движения.

Такой метод сложен, требует высокой степени помехозащищённости, защиты от внешних воздействий со стороны окружающей среды, наличия средств дистанционной передачи данных в центр обработки информации со всех видов ПС, оперативной её обработки и программного обеспечения, отслеживающего значения вертикальных сил, циркуляционно изменяющихся в зависимости от скорости вращения тяговых колёс.

Единство формирования динамической системы «подвижной состав – путь» со многими степенями свободы отражено в [80] для оценки динамических сил, возникающих при высоких скоростях движения ПС и ударном взаимодействии колёс и рельсов в их контакте вследствие геометрических несовершенств поверхностей катания, в том числе в зоне стыка рельсов, а также их устойчивости. Наиболее точный аналитический метод оценки уровня вибраций пути при прохождении поезда предложил А.Я. Коган [79] для широкого спектра частот от 16 до 32 000 Гц в 12-октавных полосах в децибельной шкале.

Однако указанные методы не учитывают взаимовлияния и взаимообусловленности факторов динамической подсистемы «подвижной состав – верхнее строение пути» и условий взаимодействия ФК «колесо – рельс». Указанное взаимовлияние можно реализовать только с применением методов ФММ.

1.3 Использование аналогового моделирования для анализа динамики системы «подвижной состав – путь»

В статье В.А. Пахомовой [174] при помощи аналого-вычислительной машины выполнялось построение отображения окружности вида $x^2 + y^2 = 1$ полиномом второй степени $Az^2 + Bz + C$ с использованием комплексных значений коэффициентов A , B и C в заданных интервалах изменения $-1 \leq x \leq 1$ функции

$y = \sqrt{1 - x^2}$. Было отмечено, что точность построения графиков не превышает 5 %, а метод графического моделирования функции комплексного переменного на аналого-вычислительной машине обладает быстротой исполнения, наглядностью и возможностью подбора коэффициентов в широких пределах.

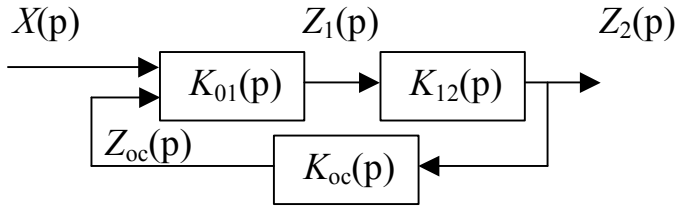


Рисунок 1.3 – Структурная схема механической системы

В статье М.П. Пахомова [173] излагается методика исследований колебаний ПС на примере электровоза ВЛ60 с двумя степенями свободы (рисунок 1.3) и его взаимодействия с рельсовым путём средствами

аналого-вычислительных машин и применением **передаточных функций** (ПФ) линейной динамической системы, как отношение преобразований Лапласа на её выходе $Z_2(p)$ ко входу $X(p)$

$$\begin{cases} Z_1(p)(p^2 + 2\delta p + k_1^2) - Z_2(p)(2\beta p + k_2^2) = \frac{X(p)}{m_1}, \\ Z_2(p)(p^2 + 2\mu p + k_3^2) - Z_1(p)(2\mu p + k_3^2) = 0, \end{cases}$$

где $k_1^2 = \frac{C_1 + C_2}{m_1}$; $k_2^2 = \frac{C_2}{m_1}$; $k_3^2 = \frac{C_2}{m_2}$; $2\delta = \frac{\alpha + \gamma}{m_1}$; $2\beta = \frac{\alpha}{m_1}$; $2\mu = \frac{\alpha}{m_2}$, m_1 – масса

тележки; m_2 – масса кузова; C_1 и C_2 – коэффициенты жёсткости рессорного и люлечного подвешиваний; α и γ – коэффициенты демпфирования.

ПФ для принятой схемы будет иметь вид:

$$K(p) = \frac{K_{01}(p) \cdot K_{12}(p)}{1 - K_{01}(p) \cdot K_{12}(p) \cdot K_{oc}(p)},$$

где $K(p) = \frac{Z_2(p)}{X(p)}$; $K_{01}(p) = \frac{Z_1(p)}{X(p)}$; $K_{12}(p) = \frac{Z_2(p)}{Z_1(p)}$; $K_{oc}(p)$ – ПФ звена об-

ратной связи.

Структурная схема (см. рисунок 1.3) является замкнутой и позволяет наглядно показать все связи колебательной системы, обратная связь которой осуществляется через элементы центральной ступени, и с помощью её ПФ можно определить влияние кузова на тележку, т.е.

$$Z_{oc}(p) = K_{oc}(p) \cdot Z_2(p), \quad \text{где } K_{oc}(p) = \alpha p + C_2.$$

Следовательно, наличие трения в центральной ступени увеличивает воздействие на тележку [173]. Обратная связь осуществляется через рессорное подвешивание, а $K_{oc}(p)$ системы позволяет оценить уровень воздействия локомотива на путь. В этом случае трение в буксовой ступени способствует возрастанию воздействия подвижной единицы на рельсовое основание [173, с. 58].

Использование ПФ и аналогового моделирования позволяет эффективно решать задачи оптимизации упруго-диссипативных связей, например в пакетах прикладных программ Simulink. Однако методы аналогового моделирования не применимы для решения задач динамического мониторинга ФС.

1.4 Физико-математическое моделирование транспортных систем

Физическое моделирование наиболее интенсивно развивается и эффективно применяется при исследовании аэродинамических характеристик объектов: устойчивости и управляемости, флаттера, шимми, реверса и др. Так, например, явление «флаттер» уже в 1930 годах стало препятствием на пути развития скоростной авиации. Академиком М.В. Келдышем были заложены основы методов численного расчёта и моделирования в аэродинамических трубах явления флаттера [77]. Он указывал, что *«в настоящее время неизвестен метод расчёта флаттера, который не был бы основан на тех или иных допущениях. Единственным критерием возможности применения того или иного метода может являться только сходимость его результатов с опытом. Следует дальше развивать теорию флаттера, базируясь на нестационарной теории аэродинамических сил для крыла конечного размаха. Когда такая теория будет разработана и экспериментально проверена, встанет вопрос о замене ею современного метода расчёта, базирующегося на гипотезе стационарности»*. М.В. Келдышем установлено, что модель динамически подобна крылу, если она геометрически подобна и подобны её инерционные и упругие характеристики в соотношениях (табл. 1.1), требуемых законами подобия механики.

Таблица 1.1 – Масштабы моделирования упругих крыльев по М.В. Келдышу

Параметр	Масштаб моделирования	Пересчёт на натуру
Геометрические размеры	$k_L = d/L_{нат}$, где $L_{нат}$ – размах моделируемого крыла; d – больший диаметр рабочего сечения воздушного потока трубы	$L_{нат} = L_{мод} / k_L$
Критическая скорость воздушного потока трубы, при которой начинаются вибрации модели крыла	$k_V = \sqrt{k_E} / k_L^2$ $k_V = 0,1 \dots 0,125$	$V_{кр.мод} = 20 \dots 50$ м/с $V_{кр.нат} = V_{кр.мод} / k_V$ $V_{кр.нат} = 720 \dots 1800$ км/ч ($k_V = 0,1$) $V_{кр.нат} = 570 \dots 1440$ км/ч ($k_V = 0,125$)
Жёсткость изгиба и кручения крыла	$k_E = k_L^4 k_V^2$	$EI_{нат} = EI_{мод} / k_E$ $GI_{п.кр.нат} = GI_{п.кр.мод} / k_E$
Погонный вес, сила	$k_G = k_L^2$	$G_{нат} = G_{мод} / k_L^2$
Вес сосредоточенного груза, вес всей модели	$k_Q = k_L^3$	$Q_{нат} = Q_{мод} / k_L^3$
Массовый момент инерции каждого сосредоточенного груза относительно оси жёсткости	$k_J = k_L^5$	$J_{нат} = J_{мод} / k_L^5$

Данное направление позволило значительно снизить вероятность авиакатастроф, связанных с явлениями аэродинамического характера, сократить время на определение оптимальных конструктивных характеристик объектов, значительно сэкономить денежные ресурсы.

В настоящее время исследование аэродинамических свойств реальных объектов на разномасштабных их моделях широко применяется в авиационной, космической промышленности, мостостроении, при проектировании высотных зданий, а также в автомобилестроении, особенно при создании высокоскоростных болидов. Методы физического моделирования эффективно используются в судостроении при исследовании гидродинамических характеристик судов. Для этого физические модели судов исследуют в специальных гидродинамических каналах.

Динамические процессы, протекающие на фрикционном контакте, являются более сложными и неоднозначными по сравнению с аэродинамическими и гидродинамическими, нелинейно зависят от значительно большего количества взаимосвязанных факторов. Линеаризация данных зависимостей ведёт к получению результатов, прямо противоположных реальным процессам. Применение методов суперпозиции исключено из-за существенно нелинейной зависимости процессов трения от внешних и внутренних факторов.

Значительный вклад в моделирование внесли Ю.А. Евдокимов, Э.Д. Браун [33], А.В. Чичинадзе [157], Ю.Н. Дроздов [54] и др. В указанных работах рассмотрены условия моделирования стационарных и нестационарных процессов трения без смазочных материалов, при гидродинамической и эластогидродинамической смазке, при абразивном изнашивании. Определены критерии и константы подобия процессов трения, приведенные в табл. 1.2.

Таблица 1.2 – Константы подобия процессов трения по А.В. Чичинадзе

Условия однозначности изучаемого процесса	Масштаб моделирования	Пересчёт на натуру
1	2	3
Геометрические	$C_l = L_o / L_m$	$L_o = C_l L_m$
Давление	$C_Q = 1$	$Q_o = Q_m$
Нагрузка	$C_P = C_l^2$	$P_o = C_l^2 P_m$
Скорость скольжения	$C_{Vc} = 1$	$Vc_o = Vc_m$

1	2	3
Время трения	$C_t = 1$	$t_o = t_m$
Путь трения	$C_{Smp} = 1$	$S_{mp\ o} = S_{mp\ m}$
Шероховатость поверхности	$C_h = 1$	$h_o = h_m$
Температура трения	$C_g = 1$	$\vartheta_o = \vartheta_m$
Коэффициент трения	$C_f = 1$	$f_o = f_m$

Последующие работы В.В. Шаповалова [235, 153, 246], П.Н. Щербака [251] посвящены вопросам, возникающим при разрешении противоречий физического моделирования, в частности масштаба силы. Решение этих противоречий реализовано путём введения дополнительной массы, размещённой в точках приложения возмущающей силы. Однако в указанных работах не учитывалось взаимное влияние динамических процессов, протекающих во фрикционных и механических подсистемах натурального объекта, не моделировались микро- и макрошероховатости, удельные нагрузки и скорости относительного скольжения контактирующих поверхностей трения. Это в ряде случаев приводило к существенному несовпадению результатов модельных и натуральных испытаний.

1.5 Методы анализа фрикционных систем на примере «колесо – рельс»

Выбор системы «подвижной состав – путь» и её фрикционной подсистемы «колесо – рельс» в качестве объекта для динамического мониторинга объясняется следующими положениями:

- 1) сотни тысяч колёсных пар эксплуатируются в системе АО РЖД и промышленных предприятий;
- 2) данные узлы трения работают в режиме интенсивных динамических нагрузок, уровень контактных давлений превышает уровень пластического деформирования материалов колёс и рельсов;
- 3) рабочие поверхности колёс и рельсов подвержены воздействию атмосферных осадков и температуры окружающей среды;

4) ФК колеса с рельсом является сложной динамически нагруженной трибо-системой, а требования к показателям их взаимодействия во фрикционной *I* (контакт колеса тягового ПС с рельсом) и антифрикционной *II* (контакт гребня колеса с рельсом) зонах контактирования (рисунок 1.4) противоречивы [150, 107];

5) взаимодействие колёсных пар **1** и рельсов **2** во многом определяет надёжность, безопасность эксплуатации и технико-экономические показатели.

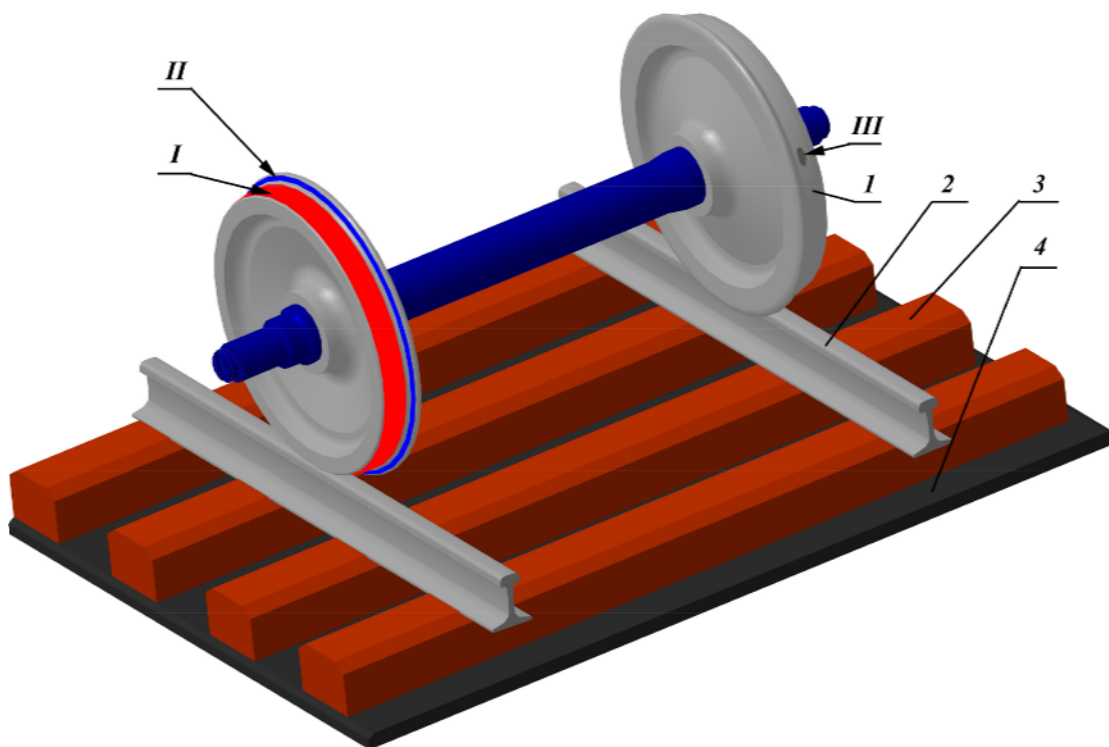


Рисунок 1.4 – Трибосистема «колесо – рельс»:

I – колёсная пара; *2* – рельсы; *3* – шпалы; *4* – балластная призма;

I – фрикционная (тяговая) поверхность колёсной пары; *II* – антифрикционная поверхность колёсной пары; *III* – возможное образование односторонних (двухсторонних) ползунов

Согласно ГОСТ 27674-88 [48] **коэффициент трения** – отношение силы трения двух тел к нормальной силе, прижимающей тела друг к другу. **Коэффициент сцепления** – отношение наибольшей силы трения покоя двух тел к нормальной относительно поверхностей трения силе, прижимающей тела друг к другу.

Таким образом, различие между указанными коэффициентами состоит в том, что коэффициент сцепления определяет, какая часть нормальной силы, приложенной между телами, может быть реализована в виде касательного уси-

лия, создающего тяговый или тормозной момент [114]. При рассмотрении тяговых характеристик локомотивов используют понятие *коэффициента сцепления в режиме тяги* – как отношение реализуемой при данном режиме силы тяги без боксования колёсных пар к статической нагрузке колёсных пар на рельсы [197].

Коэффициент сцепления зависит от фрикционных свойств колёс и рельсов [108] и структурно-реологических свойств поверхностных загрязнений [72, 71, 109]. Источником поверхностных загрязнений являются механическое и коррозионное изнашивание колёсных пар и рельсов, загрязнения окружающей среды, смазочные материалы, попадающие на поверхности трения, и т.д.

Предельные силы сцепления тягового ПС изменяются в широких пределах и зависят от состояния поверхностей трения, параметров окружающей среды, нормальных и касательных нагрузок и др. факторов. Динамические нагрузки от колебаний тягового привода и локомотива имеют случайный характер [179]. Увеличение силы тяги ограничивается пределом сцепления колеса с рельсом, превышение которого приводит к *боксованию* (или – к юзу в режиме торможения), негативными сторонами которого являются:

- избыточное скольжение колёсных пар приводит к их повышенному износу;
- потеря сцепления колёс с рельсами приводит к резкому снижению эффективной силы тяги и неоправданному перерасходу энергии на вращение боксующих колёсных пар;
- боксование сопровождается дополнительными (часто – предельными) динамическими нагрузками в элементах тягового привода, что увеличивает их износ и сокращает ресурс.

Режим боксования возникает при превышении тягового момента на колёсной паре максимального момента сил сцепления колёсной пары с рельсами. По данным эксплуатационных испытаний [21, 38], при боксовании магистральных локомотивов потери энергии составляют примерно 60 %, а продолжительность боксования составляет 15...18 % общего времени их работы в тяговом режиме.

Боксованию колёсных пар предшествует возрастание динамических составляющих скорости скольжения, моментов сцепления, температуры поверх-

ности трения. Сохраняется *проблема получения оперативного отклика системы на управляющее воздействие*, так как реакция УТ на управляющие воздействия должна произойти за доли секунды. Эффективность борьбы с боксованием зависит от оперативности его обнаружения и принятия мероприятий по его устранению. Решение этой задачи позволит экономить энергетические ресурсы и снизить затраты на ремонт ПС и пути.

Диссипативные сопротивления не всегда оказывают на механическую систему демпфирующие воздействия и могут возбуждать нелинейные колебания. Простейшим примером такого «отрицательного демпфирования» является сопротивление, пропорциональное скорости: $F(V) = F_0 - k \frac{dS}{dt}$. Такие сопротивления порождают так называемые «автоколебания», характерные для ФС, в том числе и для контакта колеса с рельсом тягового ПС. Силы трения в контакте колёсных пар с рельсами приводят к самовозбуждению автоколебаний при относительном проскальзывании колёсных пар, соответствующему падающему участку ($\varphi_{ск} > \varphi_{кр}$) характеристики сцепления, и обеспечивают их затухание на восходящем участке ($\varphi_{ск} < \varphi_{кр}$) [21, 40], где $\varphi_{кр}$ – критическая угловая скорость скольжения при максимальном моменте сцепления [90, 106]. Условия возникновения автоколебаний существенно зависят от динамических характеристик самой механической подсистемы. Если они возникают вблизи равновесного состояния системы, то исследование её устойчивости можно свести к решению линейной задачи, воспользовавшись теоремой А.М. Ляпунова [27]. Если же требуется определить амплитуды колебаний, то приходится иметь дело с нелинейной постановкой задачи. При боксовании колёсных пар относительно рельсов [92] реализуются фрикционные автоколебания [36] колёсных пар.

Оптимизация динамики ТС невозможна без решения задачи *прогноза изменения коэффициента сцепления* как по величине, так и по стабильности текущих значений переменных состояний. Конечная цель – управление значениями коэффициента сцепления во времени, приводящее к *динамически устойчивому состоянию* ТС.

В настоящее время распространение получила система повышения коэффициента сцепления путём ввода песка в контакт колеса с рельсом. Из-за низкой стоимости песок является основным материалом, применяемым для повышения сцепления в контакте колеса и рельса. Более чем столетняя история применения песка в целях повышения сцепления сопровождалась всесторонним изучением различных аспектов этой проблемы. Хотя песок и повышает сцепление колёс локомотивов с рельсами, максимальный коэффициент сцепления не превышает 0,4. К тому же он сильно засоряет балласт и шпалы и имеет отрицательную фрикционную характеристику, в результате возникает «визг колёс», связанный с абразивным видом изнашивания и развитием волнообразного износа рельсов с короткими вертикальными неровностями.

Нестабильность характеристик контакта колеса с рельсом обуславливает сложность управления тяговыми приводами локомотивов. Снижение текущего значения коэффициента сцепления колеса с рельсом отрицательно сказывается на тяговых и тормозных [220] характеристиках локомотива. Увеличение коэффициента сцепления до 0,4 и более ведёт к резкому снижению его стабильности, а разброс его значений достигает $\pm 50\%$ относительно среднего и изменяется в зависимости от величины скорости скольжения [72]. Поэтому по условиям сцепления колёс локомотива с рельсами сила тяги имеет вероятностную оценку. Для устранения этих недостатков нужны новые разработки в области эффективных средств контроля (например, нагружающей балки с тензодатчиками [171]) и регулирования трения (например, применением поверхностно-активных веществ [170], по отношению к выходу источника тока короткозамкнутой электрической цепи колёсных пар со скользящими контактами с тяговыми электродвигателями [172] и др.) в системе «колесо – рельс».

Для решения этого вопроса на кафедре «Транспортные машины и триботехника» Ростовского государственного университета путей сообщения разработаны *модификаторы трения нового поколения* [168], протестированные при проведении лабораторных [253] (рисунок 1.5) и эксплуатационных [242] испытаний.

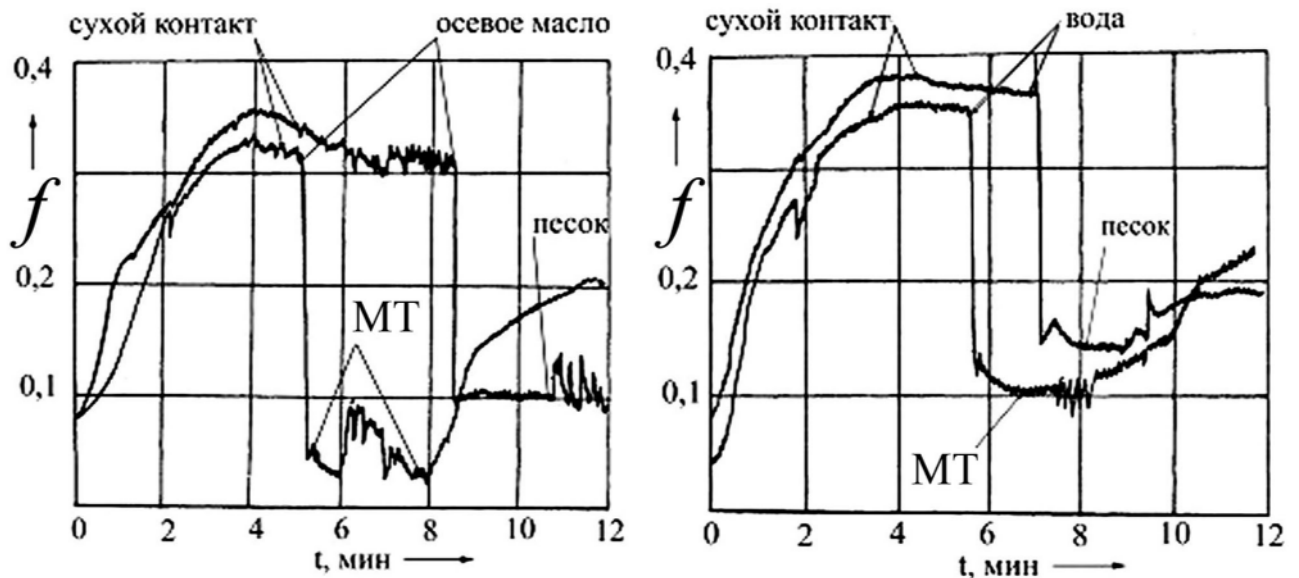


Рисунок 1.5 – Зависимости коэффициента трения в условиях попадания воды и масла при модифицировании поверхностей трения песком и пористым модификатором трения (МТ)

Действие МТ основано на повышении механической и молекулярной составляющих коэффициента трения. Повышение механической составляющей достигается за счёт введения в состав МТ специального абразива, частицы которого имеют определённую форму и высокий предел прочности на срез [168]. Увеличение молекулярной составляющей коэффициента трения достигается за счёт механической очистки поверхности трения, введением в состав МТ газообразователей и фрикционных присадок. Аналитическими исследованиями установлена структура МТ, включающая связующие компоненты (10–20 %), наполнители (от 40 до 80 %), добавки функционального назначения (до 15 %) и газообразователь [168]. Оптимальные условия взаимодействия колёсных пар и рельсов реализуются при повышенных значениях коэффициента сцепления тягового ПС [168] и минимальных коэффициентах трения гребней колёсных пар с рельсами [160, 175, 240, 241].

1.5.1 Принципы построения математических моделей тягового подвижного состава

Несмотря на большое распространение и важность рассматриваемого класса мобильных систем, до настоящего времени полного анализа нелинейных

систем не выполнено – рассмотрены лишь частные задачи [103, 78, 85] динамических связей, представленных координатами состояния [127].

Наиболее распространён трёхфазный асинхронный тяговый привод локомотивов большой мощности, состоящий из полностью подрессоренной подсистемы с полым карданным валом или неподрессоренной подсистемы с опорно-осевым подшипником [6]. Локомотивы высокой мощности реализуются на базе непосредственного тягового привода (без редуктора) с возбуждением от постоянных магнитов. Такой привод выполняется в следующих модификациях: неподрессоренный, частично подрессоренный и полностью подрессоренный [6]. Механическая прочность компонентов тягового привода определяется вибрациями, возбуждаемыми силами, действующими в контакте «колесо – рельс». Причиной этих вибраций являются: дефекты геометрии пути, динамическое воздействие токов короткого замыкания на силы сцепления, незатухающих колебаний сил сцепления при высоких значениях проскальзывания и так далее.

Согласно упрощённой тяговой характеристике локомотива (коэффициент сцепления зависит от разности окружной скорости колеса и скорости его поступательного движения) рабочую точку представим на падающей части характеристики сцепления (рисунок 1.6, *а*), соответствующей избытку тяговой мощности и значительным величинам скорости относительного проскальзывания. Этот процесс имеет незатухающий характер, связанный с *отрицательным демпфированием* [158]. Колёса одной оси колеблются в противофазе, в оси возникают напряжения скручивающего момента, зависящего от максимума коэффициента сцепления, отрицательного наклона характеристики сцепления и наличия остаточного демпфирования со стороны вращающегося привода [6].

На рисунке 1.6, *б* приведены результаты расчётов величин скручивающего момента на оси колёсной пары локомотива с опорно-осевым тяговым приводом [6] при самовозбуждающихся частотах противофазных колебаний 65 Гц. Низкие величины момента M_{RSW} для локомотива с опорно-центровым тяговым приводом (рисунок 1.6, *в*) обусловлены вертикальными связями колёсной пары и тягового привода, демпфированием тягового привода и конструкцией пути.

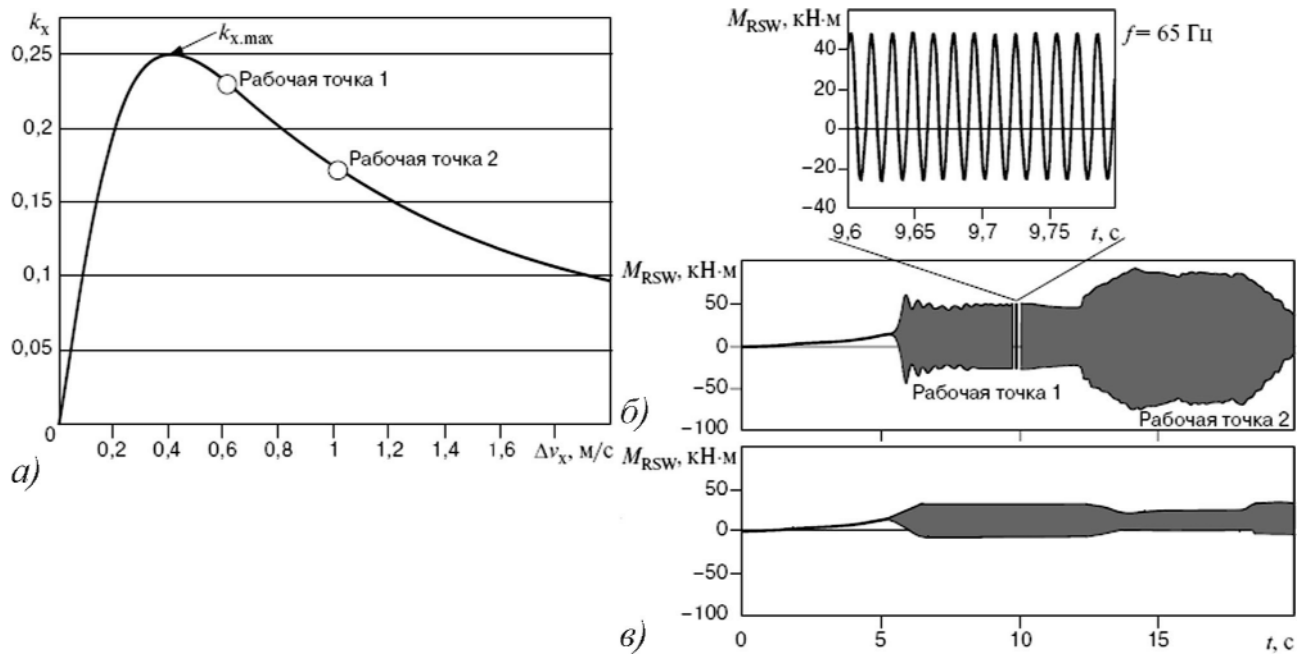


Рисунок 1.6 – Характеристики скручивающих моментов оси колёсной пары для локомотивов: *а* – характеристика сцепления, используемая для моделирования вибраций; *б* – опорно-осевым; *в* – опорно-центровым, k_x – коэффициент сцепления; Δv_x – скорость проскальзывания колеса относительно рельса

Несмотря на положительные результаты сравнений двух типов тягового привода [6], они *не отражают вариаций* координат системы одновременно в двух ортогональных направлениях фрикционного взаимодействия тяговых колёсных пар и рельсов.

1.5.2 Комплекс контроля и прогнозирования коэффициента сцепления колеса с рельсом в режимах тяги и торможения

Эффективность систем предотвращения боксования определяется быстротой действия систем его обнаружения и принятием мероприятий по его устранению. Известны системы недопущения боксования тяговых колёсных пар при реализации максимальных тяговых сил по условиям сцепления [90, 91, 166].

Динамические режимы работы тягового привода локомотивов характеризуются положением равновесной точки *а* [159] (рисунок 1.7) в окрестности стационарного режима (M_*, φ_*), отражающей взаимное расположение тягового момента M_T и момента сцепления M_c характеристики сцепления колеса с рельсом.

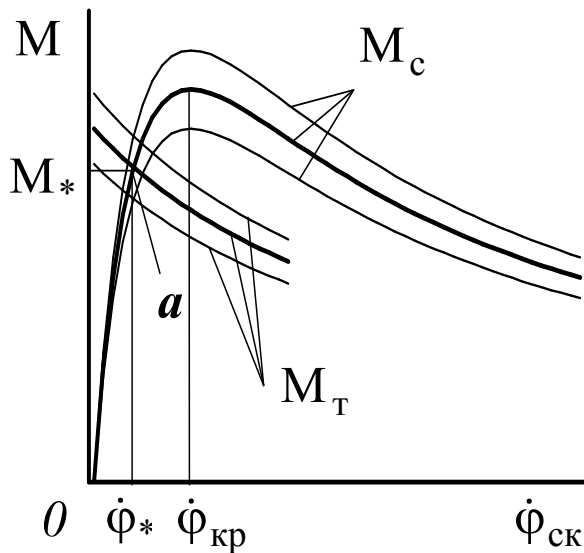


Рисунок 1.7 – Тяговые характеристики ПС

Тяговый момент на колёсной паре M_m имеет динамическую добавку колебаний крутильной системы привода $M_T = M_{T0} \pm \Delta M(t)$. Момент сцепления M_c определяется выражением

$$M_c(t) = R_k [P_0 \pm \Delta P(t)] \psi_0 k(\dot{\phi}_{ск}),$$

где Ψ_0 – максимальный, $k(\dot{\phi}_{ск}) = \psi / \psi_0$ – относительный и Ψ – мгновенный коэффициент сцепления; R_k – радиус колёсной пары, м; P_0 – статическая нагрузка колёсной пары на рельсы, Н; $\Delta P(t)$ – динамическая добавка, обусловленная колебаниями экипажа, Н.

Величина динамических флуктуаций тягового момента M_T и момента сцепления M_c зависит от составляющих ΔP и ΔM и фазовых соотношений между ними. Если равновесная точка **a** возвращается на восходящий участок кривой M_c , то режим тяги устойчив. Если указанная равновесная точка смещается на падающий участок кривой M_c , то устойчивая реализация тяги нарушена, начинается боксование [90].

Расчётная схема тягового привода [166] представлена на рисунке 1.8.

На колёсную пару воздействуют: вертикальная динамическая нагрузка привода J_k , тяговый момент $M_T = u M_a$ и момент сцепления M_c . Восходящий и падающий участки характеристики сцепления $M_c(\dot{\phi}_{ск})$ в [90] схематично представляются прямыми отрезками. Тяговый момент $M_T = M^*$ не имеет динамической составляющей, его характеристика – горизонтальная прямая (рисунок 1.9). Точка **a** является устойчивой, а точка **b** является неустойчивой. При $\dot{\phi}_{кр} > \dot{\phi}_{*1}$ в тяговых приводах возникают *фрикционные автоколебания*. На этом основаны системы раннего обнаружения боксования [162].

Вращение колёсной пары под действием тягового момента M_T и момента сцепления M_c описывается уравнением

$$J_k \dot{\phi}_k = M_t - M_c = -\alpha \phi_k - \lambda M_*,$$

где α – эквивалентное демпфирование нелинейной системы, если её движение близко к гармоническому и выполняется условие энергетического баланса; $\lambda = \Delta P / P_0$ – значение пик-фактора нагрузки от колёсной пары на рельсы.

Методом комплексных амплитуд [209] получено выражение угловой скорости колёсной пары

$$\dot{\phi}_{ka} = \frac{\lambda_0 M_*}{\sqrt{J_k^2 \omega^2 + \alpha^2}} \quad \text{для заданной}$$

крутизны восходящего участка характеристики сцепления и амплитуды вынужденных колебаний

и изменении пик-фактора нагрузки $\lambda(t) = \lambda_0 \sin \omega t$ [90].

Полученное значение угловой скорости колёсной пары используется для определения эквивалентного

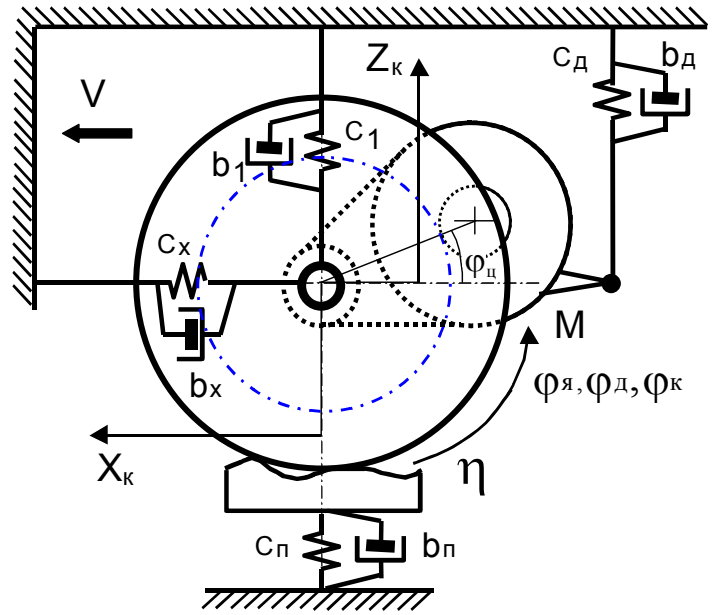


Рисунок 1.8 – Расчётная схема опорно-осевого тягового привода электровозов:

$\dot{\phi}_я, \dot{\phi}_д, \dot{\phi}_к$ – угловые колебания привода; z_k – вертикальные колебания колёсной пары; x_k – горизонтальные смещения колёсно-моторного блока; η – геометрические неровности пути

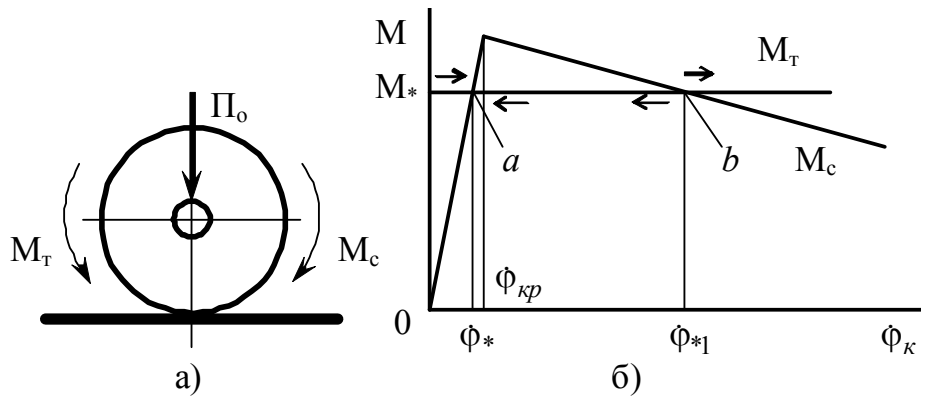


Рисунок 1.9 – Динамическая модель колёсной пары

демпфирования $\alpha_э = \sqrt{\left(\frac{\lambda M_*}{\dot{\phi}_{ka}}\right)^2 - J_k^2 \omega^2}$. По величине эквивалентного демпфиро-

вания можно судить о характере процесса реализации тяги [90].

По сравнению с [162] устройство способно адаптироваться к условиям эксплуатации за счёт медленного изменения колебаний привода под воздействием скорости движения, износа ходовой части локомотива, сезонности; высокой достоверности раннего обнаружения переходных режимов и режимов боксования. Однако следует отметить *ряд недостатков*:

- в [90] указывается, что в результате нестабильной характеристики сцепления в окрестности переходного участка тяговой характеристики локомотива невозможно заранее предсказать «срыв» к боксованию;

- в математической модели комплекса контроля и прогнозирования сцепления колеса с рельсом характеристики тягового момента и сцепления считаются отрезками прямой – на практике же указанные характеристики нелинейно зависят от состояния ФК колеса с рельсом;

- изменение среднего тягового момента M_* на практике происходит не горизонтально, как указано в [166, 90], а зависит от скорости скольжения колёсной пары φ_k и в зависимости от физико-механических и динамических характеристик ФК может попасть в любую точку восходящей тяговой характеристики ($\varphi_{ск} < \varphi_{кр}$);

- в качестве первичного источника вибрации выступает вибродатчик, установленный на буксе колёсной пары, регистрирующий только вертикальные колебания колёсной пары, что существенно ограничивает информативность изменений тягового режима локомотива и не исключает боксования.

Для повышения достоверности прогноза необходимо иметь как минимум второй информационный канал по тангенциальной составляющей фрикционного взаимодействия колеса с рельсом – изменение момента тягового редуктора, в котором отображается момент сопротивления движению.

1.5.3 Идентификация точек равновесия системы «колесо – рельс»

Динамику ФС в режиме предварительного смещения часто рассматривают на основе *бифуркации*, построения её фазового портрета [84] в фазовой плоскости $\{X = X_2, Y = \dot{X}_2\}$, где X_2 – упругие деформации в направлении, противоположном скорости относительного скольжения. Предположим, что дина-

мические свойства рассматриваемой ФС не имеют структурных изменений во всём пространстве состояния. В фазовом пространстве существует ограниченное число типовых фазовых траекторий. Если при непрерывном варьировании параметров дифференциального уравнения существует точка в параметрическом пространстве, в которой изменяется тип фазовой траектории, то эта точка есть точка бифуркации системы (рисунок 1.10).

1 Внешняя тангенциальная сила U_2 влияет на стационарные состояния трибосистемы. Единственная точка равновесия **A** на рисунке 1.10, *a*, к которой стягиваются все фазовые траектории при $U_2 = U_2^{(1)}$, находится в пределах предварительного смещения. К ней стягиваются траектории всего фазового пространства (рисунок 1.10, *б*) – это режим устойчивого движения.

2 При $U_2 = U_2^{(2)}$ фазовый портрет трансформируется в три точки равновесия (рисунок 1.10, *в*), две из которых **1** и **3** являются устойчивыми, но имеют ограниченные области притяжения, разделённые седлообразной сепаратрисой **2** (режим срыва зацепления – боксование), точка **1** находится в пределах области предварительного смещения, а точка **3** – фрикционных автоколебаний.

3 При $U_2 = U_2^{(3)}$ асимптотически устойчивая точка равновесия находится за пределами области предварительного смещения. К ней стягиваются траектории всего фазового пространства (рисунок 1.10, *г*). За пределами области предварительного смещения имеет место относительное скольжение контактируемых поверхностей. Величина перемещения колеса относительно рельса на участке относительного скольжения для выделенной фазовой траектории соответствует отрезку, выделенному жирной линией **4–5**. Эта траектория проходит через точку $X = 0$, $Y = 0$ и соответствует нулевым начальным условиям. В точке **5** скорость $Y = 0$ – динамическая система рассматриваемой ФС вновь перешла в режим предварительного смещения. При неизменных внешних силах цикл выхода из предварительного смещения к относительному скольжению вновь повторяется, и в системе устанавливаются хорошо изученные фрикционные автоколебания (рисунок 1.11, *a*), зависящие от жёсткости связей колёсной пары в горизонтальной плоскости c_{12} и круговой жёсткости привода c_{21} .

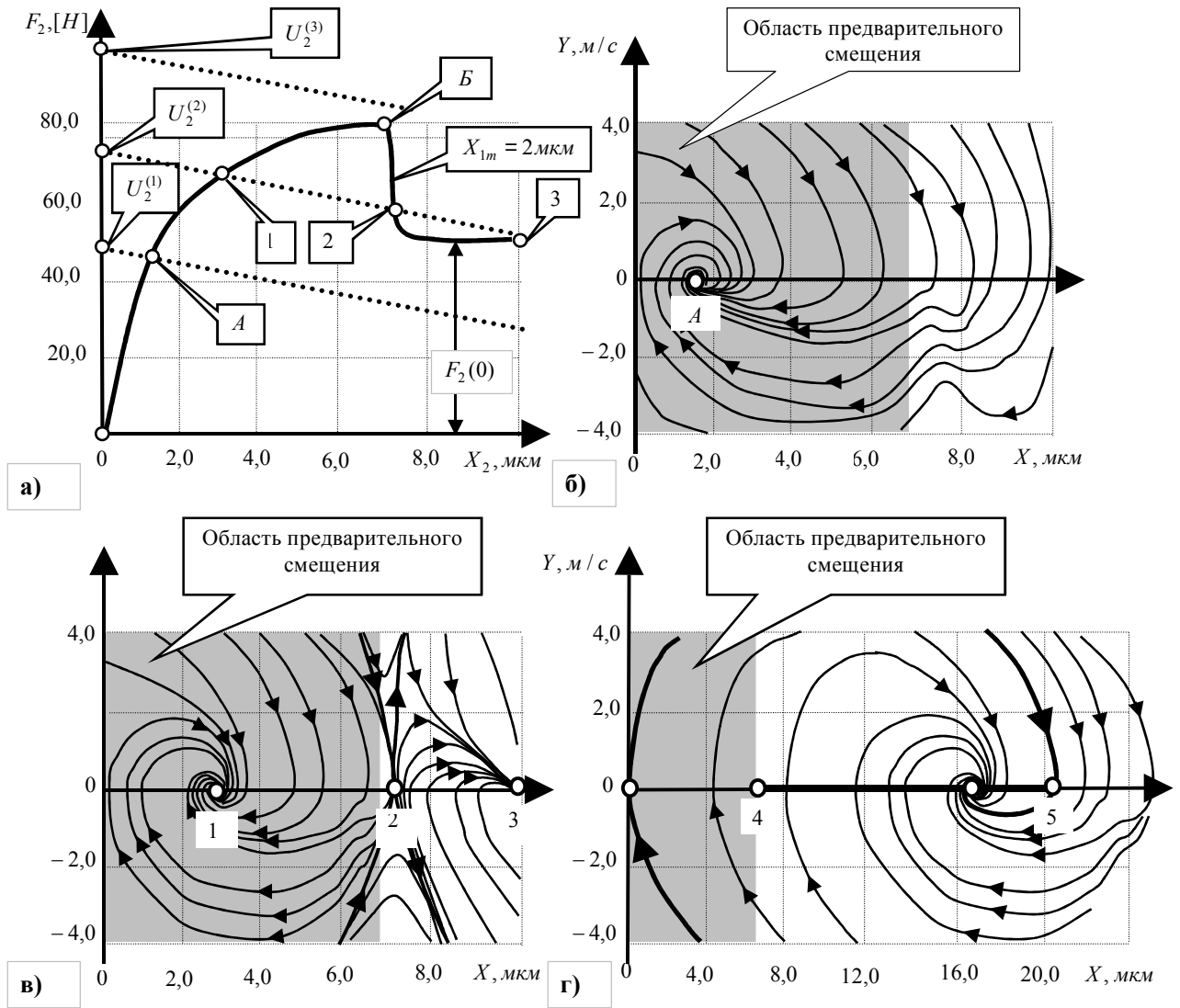


Рисунок 1.10 – Графическая интерпретация формирования точек равновесия: *а* – при предварительном смещении a_2 и варьировании внешних тангенциальных сил F_2 ; *б* – фазовый портрет при внешней силе неуправляемого силового шума $U_2^{(1)}$, направленная в сторону деформаций x_2 ; *в* – соответствующий фазовый портрет при $U_2^{(2)}$; *г* – соответствующий фазовый портрет при $U_2^{(3)}$

Если $c_{12} = c_{21} = 0$, то прямые, определяющие точки равновесия ФС, являются параллельными оси абсцисс. По мере увеличения тангенциальной силы F_2 существует одна (при $U_2^{(1)}$), две (при $U_2^{(2)}$) или ни одной точки равновесия (при $U_2^{(3)}$). Для случая $U_2^{(3)}$ на рисунке 1.11, б приведён фазовый портрет системы, жирной линией которого является фазовая траектория (притягивающее многообразие, то есть *аттрактор*), к которой стягиваются все фазовые траектории

системы. Он соответствует установлению стационарного скольжения со скоростью $[U_2^{(3)} - F_2(0)]/\beta_{22}$, где β_{22} – эквивалентный коэффициент демпфирования колёсной пары в тангенциальном направлении, а значение предельной силы $F_2(0)$ указано на рисунке 1.10, *а*. Вся энергия, подводимая к колёсной паре в этом режиме, расходуется на необратимые преобразования в системе, вызывающие интенсивный износ и *тепловыделение* во ФК «колесо – рельс».

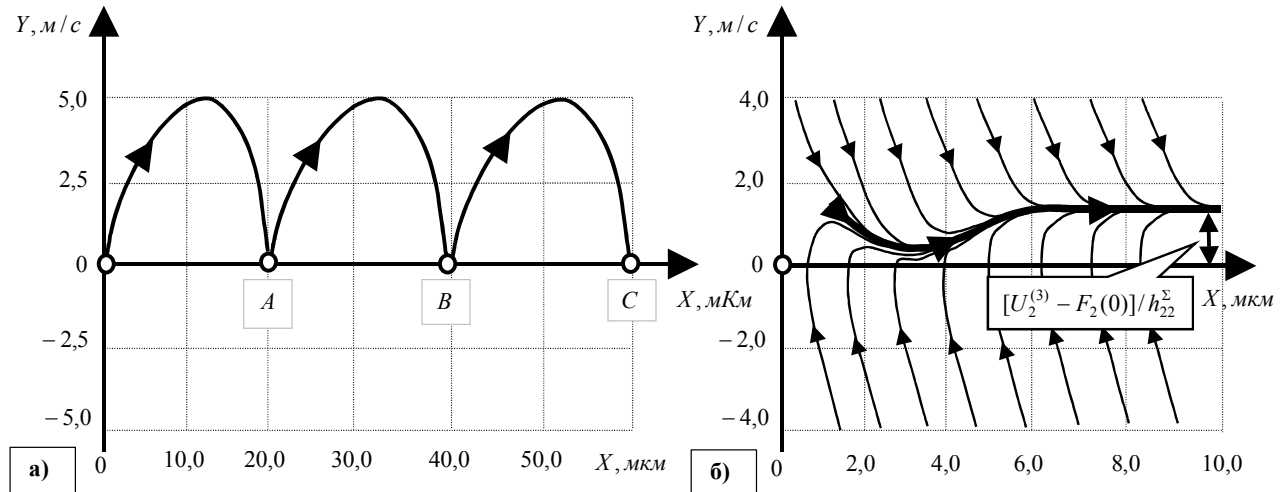


Рисунок 1.11 – Фазовые портреты трибосистемы: *а* – в режиме фрикционных автоколебаний; *б* – боксования тягового колеса по рельсу

На существование всех указанных выше режимов принципиальное влияние оказывает состояние фрикционного контакта «колесо – рельс». Условия стационарного движения локомотива без боксования зависят не только от состояния фрикционной пары «колесо – рельс», внешних условий, но и от параметров динамической системы со стороны подвижного состава и пути.

1.6 Теоретические положения динамического мониторинга

В 1699 г. Амонтон [44, 94, 95] в качестве функции, связывающей упруго-диссипативные процессы, происходящие во ФК, предложил соотношение

$$f = F/N, \quad (1.1)$$

где F и N – средние значения сил трения и нормального давления.

В выражении (1.1) динамика фрикционного взаимодействия макро- и микрошероховатостей контактирующих поверхностей трения исключалась из рассмотрения [11], однако вполне соответствовала уровню развития механических

систем XVII века. Принимая во внимание современный уровень развития механических систем XXI века, их нагрузочно-скоростные характеристики, повышенные требования безопасности эксплуатации, уровень развития вычислительной техники, компьютерных и информационных технологий, необходимо учитывать динамику фрикционного взаимодействия контактирующих пар трения на уровне макро- и микрошероховатостей и её взаимосвязь с динамикой механической системы, что определяет выходные триботехнические характеристики ФС.

В процессе адгезионного взаимодействия и взаимного деформирования контактирующих макро- и микрошероховатостей формируется объёмное силовое взаимодействие поверхностей трения. В зависимости от сочетания условий контактирования, свойств материалов, из которых изготовлены пары трения, факторов внешнего воздействия выходные трибохарактеристики ФС могут изменяться от нуля до бесконечности. Например, для одних и тех же пар трения, средних значений контактных нагрузок и скоростей скольжения (качения) коэффициент трения стремится к нулю (эффект Толстого – Пуша) [43], а при активизации формирования адгезионных связей и динамических процессов, протекающих во ФС, – стремится в бесконечность (атермическое или термическое схватывание, эффект заклинивания в клиновых ФС). Данные состояния ФС, имеющие позитивные (снижение энергозатрат при подбивке балласта, резании металлов или грунтов и т. д.) или негативные (раскручивание болтовых соединений, фрикционные автоколебания и т.д.) последствия, целесообразно устранить или использовать с максимальной эффективностью.

Для регистрации и мониторинга технического состояния фрикционных подсистем мобильного транспорта необходимы соответствующая *измерительная аппаратура и информационная модель*, позволяющая регистрировать частотные характеристики. В качестве такой информационной модели может использоваться **метод комплексных амплитуд** [209], устанавливающий физическую связь между величинами, характеризующими колебательный процесс.

Суть метода заключается в несколько ином представлении дифференциальных уравнений, а именно как введение *изображений Фурье* в выражения

дифференцирования по времени. Но для физики колебаний введение комплексных параметров имеет особый смысл. *Введение комплексных величин позволяет просто, точно и коротко характеризовать колебательные свойства системы в установившемся, переходном и неуставившемся режимах с точки зрения вынужденных колебаний.* Основ-

ной метода является понятие динамической жёсткости системы $\bar{K}$ как суммы трёх жёсткостей (рисунок 1.12): динамической жёсткости массы $-m\omega^2$, динамической жёсткости трения $i\omega\beta$ и жёсткости пружины C

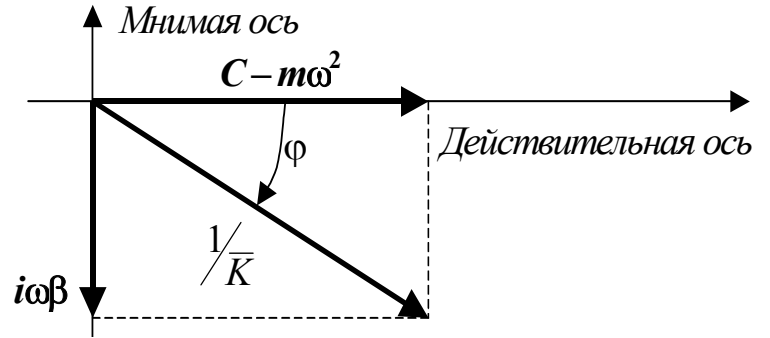


Рисунок 1.12 – Представление динамической жёсткости системы на фазовой плоскости

$$\bar{K} = -m\omega^2 + i\omega\beta + C = K_0 e^{i\phi};$$

$$K_0 = \sqrt{(C - m\omega^2)^2 + (\beta\omega)^2}; \quad \phi = \arctg \frac{\beta\omega}{C - m\omega^2}, \quad (1.2)$$

где ω – частота колебаний; K_0 – амплитудное значение динамической жёсткости; ϕ – сдвиг фаз между выходной и входной координатами системы.

Если за переменную величину, характеризующую колебательный процесс, взять не смещение, а *скорость*, то связь между комплексной амплитудой скорости смещения $\bar{\dot{Y}}$ и амплитудой силы внешнего воздействия F_0 выразится через другую комплексную величину, называемую **комплексным коэффициентом трения $\bar{H}$** (или механическим импедансом) [209, с. 68]:

$$\bar{\dot{Y}} \cdot \bar{H} = F_0. \quad (1.3)$$

Связь между комплексным коэффициентом трения и динамической жёсткостью системы выражается подстановкой $\bar{\dot{Y}} = i\omega \bar{Y}$ в (1.3): $i\omega \bar{Y} \cdot \bar{H} = F_0$, откуда *комплексный коэффициент трения $\bar{H} = \bar{K}/i\omega$ равен динамической жёсткости, делённой на комплексную частоту $i\omega$, которая соответствует затухающему колебанию: действительная часть комплексной частоты равна коэффициенту затухания, мнимая часть – частоте гармонического затухающего колебания.*

Данный подход учитывает динамические характеристики конкретных механических систем и упруго-диссипативную природу процессов трения, позволяет учитывать динамику формирования адгезионных связей и взаимного деформирования контактирующих макро- и микрошероховатостей поверхностей трения. Впоследствии понятие *комплексного коэффициента трения* рассматривались В.Л. Заковоротным [63], В.В. Шаповаловым [246].

При изучении колебаний часто непериодическое воздействие представляют в виде *интеграла Фурье* для любого ограниченного по величине воздействия и временного интервала $[t_1; t_2]$ в виде совокупности бесконечного числа гармонических колебаний с бесконечно малыми амплитудами [209]. Представляя непериодическую силу и колебания спектрами, уже не разделяют колебания на вынужденные и собственные. Смещение $y(t)$ в виде интеграла Фурье представляет весь неустановившийся (переходный) процесс целиком и будет вполне точным, если до момента t_1 система была в покое. При любых процессах в системе соотношение между спектрами различных величин такое же, как между их комплексными амплитудами (1.2) при вынужденных гармонических колебаниях, или же аналогично соотношению между их статическими значениями [209]. Все эти выводы применяются для таких процессов, о которых известно, что при $t \rightarrow \infty$ они обращаются в нуль. Применение спектров, комплексных амплитуд и частотных характеристик позволяет значительно упростить аппарат анализа и синтеза колебательных процессов в динамической системе трения.

Наиболее сложно и трудоёмко определяется устойчивость таких ТС, как транспортные системы (ТС) [139]. Это обусловлено жёсткими требованиями, предъявляемыми к мобильным системам с точки зрения их надёжности и безопасности, зависящих от надёжности, долговечности и эффективности таких УТ, как тормозные системы, гасители колебаний, от состояния колёс и дорожного покрытия, от качества проектирования, сборки и условий эксплуатации систем и т. д. Под влиянием общей вибрации ПС во ФС могут возникать динамические нагрузки, приводящие МС к потере стабильности, устойчивости, что сказывается на снижении их надёжности и безопасности движения. На стадии проекти-

рования надёжность закладывается, например, при проведении теоретических *расчётов* МС на *устойчивость*. От качества сборки фрикционных связей и условий их эксплуатации диагностика фрикционных связей возможна за счёт *мониторинга внутреннего состояния*.

С точки зрения механики МС представляет собой систему из физических тел и связей между ними [112]. Конструктивные связи между отдельными частями МС направляют их движение, ограничивают или исключают вообще их относительную подвижность. Жёсткие геометрические связи накладывают условия на координаты точек тела и делятся на стационарные и нестационарные. Кинематические связи накладывают условия на скорости точек масс, составляющих ПС и путь, и делятся на голономные и неголономные. По форме силовой характеристики «сила – перемещение» упругие связи бывают линейные, кусочно-линейные с уменьшающейся или возрастающей жёсткостью и нелинейные, «жёсткие» и «мягкие». Величины частот колебаний механической подсистемы в первую очередь определяют динамические качества: габаритную безопасность, плавность хода, устойчивость в движении, а также величины сил, от которых зависит прочность элементов ПС и пути.

Анализ подсистемы «колесо – рельс» обусловлен сложной трёхкоординатной динамикой, связанной с движением ПС по неровностям железнодорожного пути и с неровностями на поверхности катания, изменением условий окружающей среды, наличием фрикционных связей и физико-химическими процессами, протекающими во ФС. При этом выходные триботехнические характеристики УТ зависят от основных и второстепенных физических величин, которых насчитывается более пятидесяти. При исследовании амплитуд собственных и вынужденных колебаний механической системы ПС без трения и их устойчивости математическое моделирование мобильных ТС всегда осуществляется введением *ряда допущений*, которые позволяют её максимально упростить без потери интересующей информации и протекающих в ней процессов. Например, при моделирования современными вычислительными системами, такими как «Универсальный механизм» [119], можно одновременно оценить

только до 6 сочетаний физических параметров системы (720 дифференциальных уравнений), а остальные физические величины либо не учитываются, либо закладываются как постоянные величины. Это значительно снижает достоверность исследования фрикционных подсистем и общую надёжность ПС.

С использованием метода комплексных амплитуд [209] анализ квазилинейных динамических систем большой размерности [236] осуществляется в матричной форме представления дифференциальных уравнений

$$M\ddot{\bar{z}} + B\dot{\bar{z}} + C\bar{z} = B^\eta \dot{\bar{\eta}} + C^\eta \bar{\eta}, \quad (1.4)$$

где M – инерционная матрица; B – матрица скоростных коэффициентов; C – матрица жёсткости; B^η , C^η – матрицы преобразования вектора внешнего возмущения; η – вектор внешнего воздействия на механическую систему, $\bar{z}$ – обобщённый вектор состояния $\bar{z}^T = \{z_i, y_i, \theta_i, \phi_i, \psi_i\}$, z_i – вертикальные перемещения ПС; y_i – амплитуды бокового отбоя; θ_i – углы боковой (поперечной) качки; ϕ_i – углы галопирования (продольной качки); ψ_i – углы виляния.

Количественная связь между выходом $z(t)$ и входом $\eta(t)$ системы выражается *характеристическим уравнением* посредством дифференциальных операторов $A(p)$ и $B(p)$ [187, с. 47], выполняемых над неизвестными функциями $z(t)$ и $\eta(t)$ – образом в уравнениях *математической модели* (1.4) [187, с. 266]:

$$\begin{aligned} (a_0 p^n + a_1 p^{n-1} + \dots + a_{n-1} p + a_n) \cdot z(t) &= (b_0 p^m + b_1 p^{m-1} + \dots + b_{m-1} p + b_m) \cdot \eta(t - \tau); \\ A(p) \cdot z(t) &= B(p) \cdot \eta(t - \tau), \end{aligned}$$

где a_i и b_j – постоянные коэффициенты, p – оператор дифференцирования по времени t ; τ – задержка во времени, с.

Предположим, что на вход системы поступает гармоническое возмущение вида $\eta(t) = e^{i\omega t}$, где i – мнимая единица, ω – частота гармонического возмущения, t – время. Искомое решение механической системы, описываемой дифференциальными уравнениями (1.4), можно оценить по характеристическим полиномам степени $2n$ [42, с. 26], для чего выполним преобразование

$$z_i = Z_i e^{st}; \quad y_i = Y_i e^{st}; \quad \theta_i = \Theta_i e^{st}; \quad \phi_i = \Phi_i e^{st}; \quad \psi_i = \Psi_i e^{st}, \quad (1.5)$$

где Z_i , Y_i , Θ_i , Φ_i , Ψ_i – постоянные величины; s – искомые корни уравнения.

Сократив каждое уравнение на $e^{st} \neq 0$ для начальных условий движения системы (при $t = 0$) и приведя подобные члены, получим систему однородных алгебраических уравнений относительно неизвестных постоянных величин (1.5). Тогда **ПФ** определяется использованием преобразования Лапласа через коэффициенты дифференциального уравнения

$$W(s) = \frac{Z(s)}{H(s)} = \frac{b_0 s^m + b_1 s^{m-1} + \dots + b_{m-1} s + b_m}{a_0 s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_{n-1} s + a_n}, \quad (1.6)$$

где s – комплексная переменная, характеризующая изображение оригинала, $s = \alpha + i\omega$; $Z(s)$ – интегральное преобразование Лапласа $z(t)$ на выходе системы; $H(s)$ – преобразование Лапласа $\eta(t)$ на входе.

Фрикционные подсистемы ПС не подчиняются требованиям стационарных и эргодических систем, так как зависят от многочисленных факторов динамической среды УТ и динамических свойств самой механической подсистемы ПС. Математическое описание *нестационарной линеаризованной динамической системы* выражается дифференциальными уравнениями с переменными коэффициентами [187, с. 48], или при помощи операторного уравнения [187, с. 277], полученного Л. Заде в 1954 г.

$$\begin{aligned} A(p, t) \cdot z(t) &= B(p, t) \cdot \eta(t - \tau) \\ \sum_{v=0}^n a_v(t) p^v z(t) &= \sum_{v=0}^m b_v(t) p^v \eta(t - \tau). \end{aligned} \quad (1.7)$$

Применению подхода (1.6), используемого для стационарных систем, мешает переменность коэффициентов, так как для этого случая справедлива зависимость свёртки в комплексной плоскости [187, с. 275]

$$L\{z(t)\eta(t)\} = \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} Z(q)H(s-q)dq. \quad (1.8)$$

Применяя (1.8) к (1.7), находим интегральное уравнение свёртки в комплексной плоскости

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} \sum_{v=1}^n [A_v(s-q)q^v] z(q) dq = H(s),$$

где $z(q)$ – неизвестная функция.

Применение Лапласа к дифференциальному уравнению с переменными коэффициентами преобразует последнее в интегральное уравнение первого рода относительно изображения выходного сигнала $Z(s)$. Метод В.В. Солодовникова [207] свёртки расчёта и проектирования нестационарных систем развит в [31] и нашёл практическое применение в задачах анализа и синтеза класса систем с переменными параметрами.

Умножим обе части (1.7) на $e^{-s\tau}$ и проинтегрируем на интервале $(-\infty, +\infty)$:

$$\sum_{v=0}^n a_v(t) \frac{d^v}{dt^v} \int_{-\infty}^{\infty} z(t) e^{s\tau} d\tau = \sum_{v=0}^m b_v(t) \frac{d^v}{dt^v} \int_{-\infty}^{\infty} \eta(t - \tau) e^{s\tau} d\tau.$$

Используя интеграл Коши $z(t) = \int_0^t h(t, \tau) \eta(\tau) d\tau$, получим

$$\sum_{v=0}^n a_v(t) \frac{d^v}{dt^v} \int_{-\infty}^{\infty} h(t, \tau) e^{-s(t-\tau)} e^{st} d\tau = \sum_{v=0}^m b_v(t) \frac{d^v}{dt^v} e^{st},$$

где $h(t, \tau)$ – импульсная (весовая) функция системы; s – её изображение, или

$$\sum_{v=0}^n a_v(t) \frac{d^v}{dt^v} [W(s, t) e^{st}] = \sum_{v=0}^m b_v(t) \frac{d^v}{dt^v} e^{st}, \quad (1.9)$$

где $W(s, t)$ – *параметрическая ПФ* с переменными параметрами как интегральное преобразование Лапласа по переменной τ , введена американским учёным Л. Заде [187, с. 275; 424]

$$W(s, t) = \int_0^t h(t, \tau) e^{-s(t-\tau)} d\tau. \quad (1.10)$$

Кроме того, для анализа нестационарных ФС могут использоваться [13]:

– *нормальная (обобщённая) ПФ* [34; 187, с. 276, с. 423] как интегральное преобразование Лапласа по переменной t

$$V(s, \tau) = \int_{\tau}^{\infty} h(t, \tau) e^{-s(t-\tau)} dt.$$

Если система является стационарной, то весовая функция $h(t, \tau)$ зависит от разности переменных t и τ , т.е. $h(t - \tau)$, и тогда получим ПФ *Заде* для ограниченного периода времени τ как системы с замороженными коэффициентами [56]

$$V(s, \tau) = W(s) = \int_0^{\infty} h(t - \tau) e^{-s(t-\tau)} d(t - \tau);$$

– *сопряжённая ПФ* как интегральное преобразование по переменной τ [187, с. 424]

$$H(s, t) = \int_0^t h(t, \tau) e^{-s(t-\tau)} d\tau;$$

– *бичастотная ПФ* как двумерное интегральное преобразование [187, с. 276; 425]

$$\begin{aligned} \Gamma(s, p) &= \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} h(t, \tau) e^{-s\tau} d\tau e^{-pt} dt = \int_0^{\infty} e^{-s\tau} \left(e^{-p\tau} e^{p\tau} \right) d\tau \int_0^{\infty} h(t, \tau) e^{-pt} dt = \\ &= \int_0^{\infty} e^{-s\tau} e^{-p\tau} d\tau \int_{\tau}^{\infty} h(t, \tau) e^{-p(t-\tau)} dt = \\ &= \int_0^{\infty} d\tau \int_{\tau}^{\infty} h(t, \tau) e^{-s\tau} e^{-pt} dt = \int_0^{\infty} dt \int_0^t h(t, \tau) e^{-st} e^{-p\tau} d\tau = \\ &= \int_0^{\infty} \left(\int_{\tau}^{\infty} h(t, \tau) e^{-s(t-\tau)} dt \right) e^{-(p+s)\tau} d\tau = \int_0^{\infty} V(s, \tau) e^{-(p+s)\tau} d\tau. \end{aligned}$$

Таким образом, для нахождения параметрической ПФ (1.10) необходимо решить линейное параметрическое дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами. Найти точное решение уравнения (1.9) не представляется возможным. Для нахождения (1.10) используют в основном **метод последовательных приближений** [124, 125, 205, 206].

Если дифференциальные уравнения (1.4) связывают входные $\eta(t)$ и выходные $z(t)$ координаты системы, ПФ (1.6) связывает изображения Лапласа тех же координат, имеет место ограниченное число точек разрыва первого рода, выполняется условие сходимости переходного процесса и при $t < 0$ координаты системы равны нулю, то система уравнений (1.4) может представлена с использованием частотной ПФ $W(i\omega)$ или **комплексного коэффициента передачи** (ККП) [236]

$$S_z(\omega) = |W(i\omega)|^2 \cdot S_\eta(\omega), \quad (1.11)$$

где $|W(i\omega)|$ – модуль частотной ПФ, или АЧХ математической модели.

ККП является комплексной функцией частоты ω [101] и выражает зависимость выходной спектральной функции $S_z(\omega)$ от входной $S_\eta(\omega)$ [27, с. 176...183], [187, с. 52...54; с. 56...58; с. 275...278; с. 422...437], [200, с. 90...91; с. 93...94], [13], [169], [239], [148], [149], вещественная часть которого отражает упруго-инерционные, а мнимая – диссипативные свойства [169, 13, 239, 243]

$$W(i\omega) = \frac{S_{z\eta}(i\omega)}{|S_\eta(\omega)|^2} = \frac{S_z(\omega) \cdot S_\eta(-\omega)}{|S_\eta(\omega)|^2} = A(\omega) e^{i\phi(\omega)} = P(\omega) + iQ(\omega), \quad (1.12)$$

где $A(\omega)$ – амплитудочастотная характеристика (модуль вектора ККП), характеризующая коэффициент пропускания исследуемой системой амплитуд различной частоты), $A(\omega) = \frac{1}{\bar{K}(i\omega)} = |W(i\omega)| = \sqrt{P^2(\omega) + Q^2(\omega)}$;

$\bar{K}(i\omega)$ – динамическая жёсткость системы;

$\phi(\omega)$ – фазочастотная характеристика (фаза вектора ККП), характеризующая сдвиг во времени выходных координат системы на различных частотах по отношению ко входным), $\phi(\omega) = \arctg(Q(\omega)/P(\omega))$;

$P(\omega)$ – вещественная частотная характеристика (ВЧХ), зависимость действительной части ККП от частоты и характеризует консервативную (упруго-инерционную) составляющую процесса трения

$$P(\omega) = \operatorname{Re}\{W(i\omega)\} = A(\omega) \cdot \cos[\phi(\omega)];$$

$Q(\omega)$ – мнимая частотная характеристика (МЧХ), зависимость мнимой части ККП от частоты и характеризует диссипативные свойства трибосистемы $Q(\omega) = \operatorname{Im}\{W(i\omega)\} = A(\omega) \cdot \sin[\phi(\omega)]$.

В соответствии с равенством Парсеваля дисперсия и среднеквадратичное отклонение ККП (1.12) определяются выражениями [236]

$$D_W = 2 \int_0^{\infty} |W(\omega)| d\omega; \quad \sigma_W = \sqrt{D_W},$$

что позволяет использовать апробированный на практике октавный или доле-октавный анализ [210] для идентификации процессов трения в УТ.

В данном случае соотношение (1.12) необходимо вычислять в диапазоне частот гармонического воздействия $\omega \in [0, \Omega]$, где Ω – верхняя частота спектральных оценок, определяемая из условия, что дальнейшее увеличение значения Ω существенно не повлияет на результаты оценки дисперсии ККП. Если амплитудочастотная характеристика системы имеет явно выраженные резонансы, то каждый резонанс должен войти в рассматриваемый диапазон частот $[0, \Omega]$ [236, с. 133]. Начальную информацию о диапазоне частот спектрального оценивания можно получить на основе *вычисления парциальных частот* МС.

Верхняя граница частотного диапазона Ω при спектральном оценивании ФС ограничивается возможностями регистрируемой аппаратуры и первичными преобразователями механических колебаний в электрический сигнал. Чем выше регистрируемый частотный диапазон колебаний ТС, тем точнее можно установить динамику формирования фрикционных связей трибосистемы, точнее выполнить краткосрочный или долгосрочный прогноз.

Достоверность результатов математического моделирования зависит от выбора структурной модели, её параметров и точности формулировки внешнего возмущения $\eta(t)$. Спектральная плотность возмущающего спектра $S_{\eta}(\omega)$ должна отражать свойства неровности пути как в области низких, так и высоких частот. Выражение (1.11) более точно описывает поведение механической системы в частотной области, нежели решение системы дифференциальных уравнений по методу Коши, так как полученные АЧХ динамических коэффициентов модели отражают основные резонансные частоты.

Понятие *устойчивости механических систем* связано со способностью их возвращения в равновесное состояние после прекращения внешнего воздействия, вызывающего в системе переходные процессы [27]. Система будет устой-

чивой, если с течением времени при $t \rightarrow \infty$ переходная составляющая смещения z будет стремиться к нулю. Если в результате исследования на устойчивость окажется, что при определённых условиях решение будет устойчивым, то система сама изберёт режим невозмущённого движения.

Недостатком большинства критериев устойчивости [13]: Ляпунова [187], Рауса – Гурвица, Михайлова, Найквиста и др. [27] – для *линеаризованных систем* является необходимость определения линеаризованной модели системы, описания внутреннего состояния системы, определения корней матриц состояния. Так как при линеаризации возможна потеря достоверной информации о диссипативных свойствах системы, то использование указанных критериев устойчивости для систем непрерывного сбора и обработки информации, прогнозирования динамического состояния имеет ограниченные рамки применения [149].

Несмотря на указанные выше недостатки, теоретические разработки Михайлова и Найквиста в области устойчивости динамических систем наиболее достоверно отражают изменение линеаризованных матриц жёсткости и демпфирования [58], охватывают весь частотный диапазон механической системы, на котором возможен резонанс, либо режим фрикционных автоколебаний (так называемого отрицательного трения).

Гарри (Харри) Найквист (1889–1976 гг.) предложил использовать годограф разомкнутой системы управления (или любой другой динамической системы) для оценки устойчивости замкнутой этой же системы. Как было сказано ранее, динамические характеристики механической подсистемы взаимосвязаны с динамическими характеристиками фрикционных подсистем. Следовательно, ФК в ТС является тем обратным звеном из теории автоматического управления [27], который и образует замкнутую структуру той или иной ФС.

Достоинством критерия устойчивости Найквиста является возможность анализа устойчивости *экспериментально снятых* частотных характеристик [27]. Это оказывается особенно ценным в том случае, когда ввиду сложности исследуемой системы трудно получить исходные дифференциальные уравнения всей системы или её подсистем.

При варьировании частоты ω от нуля до частоты Найквиста ω_N изменяются значения $A(\omega)$ и $\varphi(\omega)$ в выражении (1.12), а на фазовой плоскости отображается годограф амплитудо-фазочастотной характеристики (АФЧХ). По графикам АФЧХ можно определить две характеристики (рисунок 1.13), позволяющие САУ оперативно реагировать на изменяющиеся условия взаимодействия [27, 187]: запас устойчивости по амплитуде (ЗУА – ограничение по инерционной составляющей, $L = 20 \cdot \lg \frac{1}{|W(i\omega_c)|}$, дБ) и запас устойчивости по фазе μ_1 (ЗУФ – ограничение по диссипативной составляющей). Для реальных ТС ЗУА – $L \geq 20$ дБ, а ЗУФ – $\mu_1 \geq 60^\circ$.

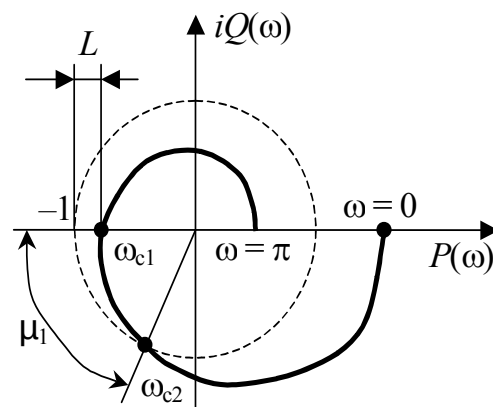


Рисунок 1.13 – Иллюстрация запасов устойчивости по амплитуде и фазе

Наиболее эффективными методами исследования ТС являются **методы трибоспектральной идентификации (ТСИ)** процессов трения [169, 13, 148, 149, 133, 134, 139, 143 и т.д.], решающие обратную задачу: на основе наблюдения за координатами состояния заданной ТС оценить состояние ФК. В отличие от коэффициента трения (1.1), от существующих подходов при определении устойчивости нелинейных систем [58, 60, 84], вместо релейных характеристик, условно моделирующих фрикционные звенья [27, 187] при определении их устойчивости, используются параметры *комплексного коэффициента трения* (1.3) [209, 63, 169, 13], статистически и достоверно отражающего свойства реального ФК, находящегося во ТС. Параллельно с фиксацией выходных триботехнических характеристик осуществляется «неразрушающий контроль» ТС и её подсистем путём регистрации ККП ФК (1.12) и анализа его АФЧХ [27, 187, 200] в требуемом частотном диапазоне, определяемом максимальной величиной одной из парциальных частот, параметрами макро- и микрошероховатостей поверхностей трущихся тел, аппаратно-программным обеспечением и классом решаемых задач. Каждый частотный интервал охватывает те или иные собственные частоты механической подсистемы, те или иные частотные диапазоны внешнего (например, вынужденных

колебаний) или внутреннего (например, динамику формирования локальных очагов атермического или термического схватывания контактирующих материалов) динамического воздействия. Учитывая неограниченный частотный диапазон трибоспектров и используя 1/24-октавный спектральный анализ АФЧХ, получаем множество информационных каналов, обеспечивающих заданный *уровень достоверности исследования ТС* и вероятности прогноза изменения их трибопараметров [139].

Эффективным способом оптимизации выходных триботехнических характеристик ТС на стадии их проектирования, стендовых и лабораторных исследований, решения задач по набору базы данных для реализации динамического мониторинга указанной системы являются *методы натурного эксперимента*, базирующиеся на физико-математическом моделировании [154, 169, 235, 244, 245] (ФММ) с уточнением отдельных режимов, состояний системы в эксплуатационных условиях или путём разномасштабного моделирования. Эквивалентность динамических характеристик натурной ТС и её физической модели должна обеспечиваться *равенством собственных частот и форм колебаний* и комплексным подходом, включающим построение эквивалентной динамической модели, её корректное упрощение, создание математической модели МС с последующим введением в неё физической модели ФК, обеспечивающей идентичность характеристик изнашивания поверхностей трения. Процесс трения необходимо рассматривать как динамическую связь, формируемую под влиянием механической подсистемы и подсистемы ФК через УТ. Эта динамическая связь существует всегда: при устойчивой стационарной траектории или неустойчивой, когда во ТС развиваются автоколебания. *Изменению координат состояния соответствуют вариации параметров динамической связи, которые связаны с состоянием ФК.*

1.7 Выводы и постановка задач научных исследований

1 Оптимум коэффициента сцепления устанавливается максимальной и стабильной величиной силы тяги без боксования колёсных пар. Эксплуатационная величина коэффициента сцепления определяется состоянием и физико-механическими свойствами разделяющего слоя. Устранение отрицательного

действия загрязнителей осуществляется введением в контактную зону специальных веществ с заданной величиной трения – *модификаторов трения*.

2 Введение в контактную зону гребней колёсных пар с рельсами смазочных материалов способствует снижению поперечных сил Крипа в контакте колёс и рельсов, контактного давления, интенсивности изнашивания контактирующих поверхностей и расходу тяговой энергии.

3 Существующие методы динамического мониторинга колёсных пар локомотивов ориентированы в основном на методы виброакустики, косвенно оценивающие динамику фрикционной системы «колесо – рельс».

4 Введение комплексных величин в информационную модель триботермодинамики ФС позволяет просто, точно и коротко характеризовать колебательные свойства системы в установившемся, переходном и неустойчивом режимах с точки зрения вынужденных колебаний.

5 Оценить закономерности формирования сил контактного взаимодействия ТС «колесо – рельс» в реальном времени можно по значениям силовых функций сближения в нормальном и тангенциальном направлениях введением динамической жёсткости системы (1.2) или ККП (1.12), однозначно характеризующих триботехнические свойства и триботермодинамику ФК.

6 Триботехнические свойства ФК и его триботермодинамика определяются микронеровностями поверхностей ФК, которые можно охарактеризовать массой активного объёма и жёсткости заделки, а при наличии третьего тела (смазочных материалов, поверхностных загрязнений или модификаторов трения) – эквивалентным коэффициентом демпфирования.

7 Задача обеспечения надёжности и эффективности ТС является комплексной, включающей наблюдение координат состояния ФК и *выбор некоторых характеристик*, однозначно определяющих функционирование системы, соотношение между диссипативными и упруго-инерционными свойствами ФС на всех частотах фрикционного взаимодействия.

Для достижения поставленной во введении цели исследований теоретические и экспериментальные исследования ТС разделены на три последовательных блока (рисунок 1.14) для решения следующих задач:



Рисунок 1.14 – Структурная схема исследований

– теоретического характера:

- 1) разработать многовариантные физико-математические модели трибосистем с открытыми узлами трения, обеспечивающие подобие динамических характеристик механических систем и условий динамического взаимодействия фрикционного контакта;
- 2) развить теорию динамического мониторинга открытых узлов трения путём представления коэффициента трения в виде комплексной функции, учитывающей упруго-диссипативные свойства фрикционных связей, а также взаимовлияние динамических процессов, протекающих в механической системе и во фрикционном контакте;
- 3) разработать косвенные оценки устойчивости фрикционных систем, динамического их состояния в наиболее информативных частотных диапазонах;

– прикладного характера:

- 4) оптимизировать упруго-диссипативные и инерционные связи специализированного подвижного состава на базе методов физико-математического модели-

рования и трибоспектральной идентификации процессов трения (на примере мотовоза погрузочно-транспортного грузового, серийно выпускаемого на Тихорецком машиностроительном заводе им. В.В. Воровского);

5) сформировать базу данных трибоспектральных характеристик, параметры которых имеют уровень корреляции порядка $0,7 \dots 0,9$ с соответствующими параметрами натуральных трибосистем, что позволяет осуществлять их динамический мониторинг в эксплуатации;

6) выполнить комплексные исследования термомеханических характеристик поверхностей трения, которые могут приводить к термическому и (или) атермическому схватыванию, что позволяет осуществить динамический мониторинг натуральных трибосистем, исключить аномальные режимы контактирования;

7) провести проверку и апробацию полученных теоретических и экспериментальных результатов научных исследований при эксплуатации трибосистем железнодорожного транспорта.

2 ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ТРИБОСПЕКТРАЛЬНОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ ФРИКЦИОННЫХ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Вопросы динамического мониторинга ТС рассмотрим на примере взаимодействия железнодорожного ПС и пути, в частности его подсистемы «колесо – рельс». При деформации фрикционных элементов тяговых приводов ПС возникают «гистерезисные» потери энергии, обусловленные взаимосвязью внутренних сил и траекторий движения упругих элементов ПС, которые образуют силы, обеспечивающие поступательное движение во внешней системе координат [88]. Внешняя система координат включает силы сопротивления движению и силы, формируемые в контакте тягового колеса ПС с рельсом.

УТ, определяющий контакт колеса с рельсом, является тем элементом, в котором преобразуется достаточно большая мощность электромеханического преобразователя в мощность, обеспечивающую поступательное движение тягового подвижного состава (ТПС).

Рассмотрим нестационарную динамическую систему, траектории движения которой являются возмущёнными в результате действия не связанных с координатами состояния внешних сил. Это могут быть силы, действующие со стороны пути и вызванные прохождением стыковых неровностей, волнистостью поверхностей колеса и рельса, ползунами на колёсных парах, развиваемыми дефектами колеса и пр. Нелинейность внешних сил обусловлена возникновением электромагнитных перегрузок в тяговом приводе локомотива при реализации различных условий сцепления колеса с рельсом. Нелинейность динамической связи контакта колеса с рельсом вызывается отрывом тяговых колёс от рельса под действием изменяющихся во времени динамических нагрузок.

Главное внимание уделяется раскрытию динамической связи в контакте колеса с рельсом ПС на основе экспериментально-теоретических и статистических методов обработки информации, поступающих с первичных преобразователей механического движения трибосистемы в электрический сигнал. Идентификация динамической связи основана на современных представлениях об экспериментальной динамике с использованием мобильного компьютера, уста-

новленного на базовом ПС. Количество идентификационных параметров на входах и выходах элементов трибосистемы ограничено заданной величиной вероятности прогнозирования состояний. Ввиду нелинейной природы процессов трения для обработки идентификационных параметров трибосистемы используются методы математической статистики. Статистические модели более точны, так как основаны на анализе физических процессов, происходящих в трибосистеме, с учётом взаимосвязи всех физических величин, характеризующих их текущее состояние. Они не требуют грубых допущений, как в математических моделях, и позволяют учитывать большое количество факторов, воздействующих на фрикционную подсистему. Недостатком указанных моделей является плохая обозримость, трудность поиска оптимальных решений, что влечёт за собой долговременный путь идентификации характеристик исследуемой системы для снижения ошибки эксперимента.

Перед раскрытием свойств рассматриваемых динамических связей необходимо получить общее уравнение динамики, отражающее внутреннюю динамику ПС. Эта математическая модель должна учитывать особенности динамической системы и не должна быть чрезвычайно сложной.

2.1 Динамическая модель тягового подвижного состава

Тяговый подвижной состав представляет достаточно сложную динамическую систему. На базе фундаментальных основ динамики ФС, разработанных проф. В.Л. Заковоротным [58, 60], в работе раскрывается динамическая связь в контакте колеса с рельсом магистрального электровоза 2ЭС5К «Ермак» на основе экспериментально-теоретических и статистических методов обработки информации с учётом взаимного влияния динамики тягового привода, механической подсистемы и ФК. Для раскрытия основных свойств динамической системы трения введём в рассмотрение динамическую систему тягового ПС, учитывающую колебательные смещения отдельных её элементов в двух ортогональных направлениях, нормальном и тангенциальном к поверхности движения.

В математической модели (рисунок 2.1) ограничимся системой, имеющей одну ведущую колёсную пару [149]. Изгибными колебаниями колёсной пары будем пренебрегать. Последующее уточнение модели осуществляется экспериментальными методами на основе методов физико-математического моделирования и математического планирования эксперимента.

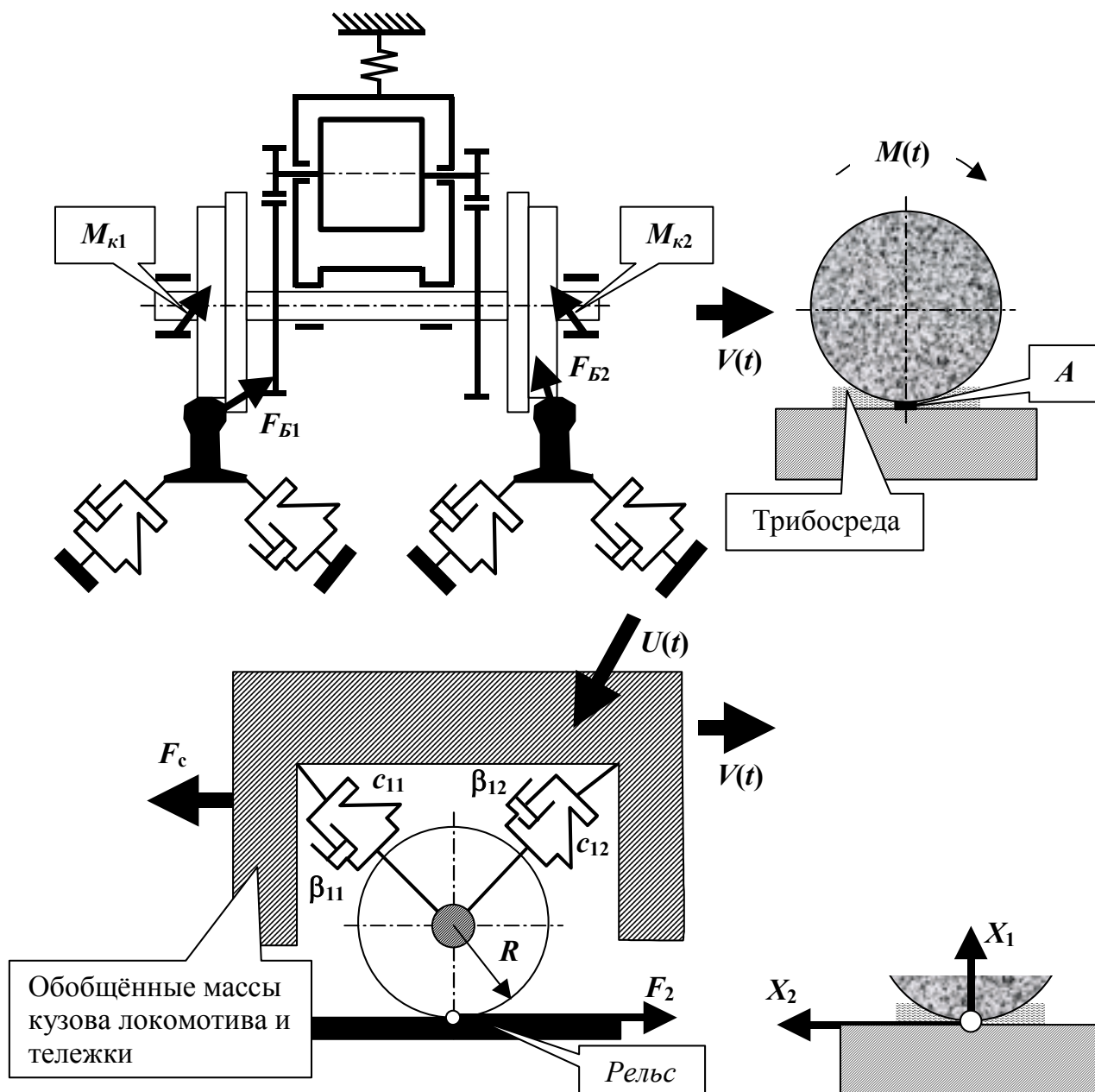


Рисунок 2.1 – Схема динамической подсистемы тягового ПС, взаимодействующего с фрикционным узлом «колесо – рельс»

Приведенная базовая модель тягового ПС опирается на следующие допущения, определяющие ограничения на области её применимости.

1 Контакт колеса с рельсом является однотоочечным, а сопротивление движению, обусловленное контактом гребня колеса с боковой поверхностью рельса, отсутствует или представляется в виде функции сопротивления, зависящей от скорости $V(t)$.

2 Колебаниями, перпендикулярными плоскости X_1X_2 , и поперечными силами Крива будем пренебрегать.

3 Примем, что боковые усилия, действующие на колёсную пару, равны, т.е. $F_{B1} = F_{B2}$. Этому состоянию подвижного состава соответствует его движение в прямолинейном или криволинейном участках пути, соответствующих нулевому непогашенному ускорению, $a_{nn} = 0$. Непогашенное ускорение возникает при движении ПС в криволинейных участках пути со скоростью, отличающейся от расчётной, определяемой возвышением наружного рельса: если оно положительно, то гребни колёсных пар ПС контактируют с внешним рельсом пути при движении со скоростью, превышающей расчётную, а если отрицательно, то с внутренним рельсом пути со скоростью меньше расчётной.

4 Не учитывается аэродинамическое сопротивление ПС F_c , пропорциональное скорости движения.

5 Дополнительные сопротивления движению считаются либо постоянными, либо заданными в виде функции времени:

- момент $M(t)$, формируемый в тяговом двигателе, пропорционален току якоря I и зависит от напряжения якоря U ;

- моментами трения в подшипниковых узлах привода будем пренебрегать как величинами малыми по отношению к моменту, развиваемому в контакте «колесо – рельс»;

- момент сопротивления M_k формируется в контакте колеса с рельсом и зависит от динамической характеристики УТ в контакте «колесо – рельс»;

- момент двигателя $M(t)$, наряду с моментами сопротивления M_k , определяет движение ПС;

- на обобщённую массу кузова тягового ПС действуют произвольные внешние силы $U(t)$ со стороны пути при его движении. Внешние силы опреде-

ляются крутящим моментом, формируемым в двигателе, силами гравитации и инерционными силами, действующими со стороны локомотива. Они обеспечивают реализацию тяговой характеристики локомотива, срыв сцепления колеса при увеличении величины скольжения колеса по рельсу;

– тангенциальная сила F_2 в контакте колеса с рельсом формирует момент $M(t)$, обеспечивающий движение тягового ПС в режиме предварительного смещения. Эта сила уравнивает все силы, первичным источником которых является двигатель. Характеристика F_2 является немонотонной с падающим участком после некоторой предельной величины смещения деформаций колеса относительно рельса в подвижной системе координат. При предельных значениях смещения происходит срыв сцепления колеса с рельсом и сила F_2 резко снижается. В этом случае при неизменном моменте двигателя увеличивается частота вращения колеса, а тяговая сила уменьшается. Это *режим боксования*.

6 Момент $M(t)$, обеспечивающий вращение колёсных пар и движение локомотива, отличается от момента, приложенного к эквивалентному валу, на величину передаточного отношения редуктора. В принятой схематизации будем считать момент, формируемый в контакте «колесо – рельс», непосредственно приложенным к ротору тягового двигателя;

Контакт колеса с рельсом осуществляется в точке A и определяет движение тягового ПС $V(t)$, в том числе устойчивость фазовой траектории движения $\{X, \dot{X} = V(t)\}^T$ в направлении колебаний локомотива, а также динамическую характеристику контакта колёсных пар и рельсов в режиме трения качения с проскальзыванием, свойства которой будут рассмотрены ниже. Динамические свойства контакта характеризуются формируемой трибологической средой и определяются смещениями колёсной пары в вертикальном X_1 и горизонтальном X_2 направлениях фрикционного взаимодействия. Переход контактного режима колеса с рельсом от режима предварительного смещения к относительному скольжению (режим боксования) приводит к значительным смещениям в горизонтальной плоскости фрикционного взаимодействия X_2 и соответственно к потере управляемости траекторий движения.

Таким образом, момент сопротивления определяется трением, возникающим в динамических связях в узлах сопряжения колеса с рельсом, то есть определяется динамическими характеристиками УТ. Трение является исключительно диссипативным процессом, а динамическая связь, формируемая УТ, несёт достаточно полную информацию о его упруго-диссипативных свойствах. Эти свойства различны, так как при варьировании равновесия системы меняются динамические характеристики трибоконтакта. Динамическая система склонна к внутренней эволюции, изменяющей параметры динамической характеристики процесса трения. Внешними проявлениями этой эволюции являются износ контактируемых пар и установление равновесной шероховатости, формирование диссипативных структур трибосреды, влияющих на траектории исполнительных движений системы.

Для определения главных особенностей динамической системы при движении ПС по прямолинейному участку пути рассмотрим привод КП [149] в случае полной симметрии последних, состоящий из двух маховиков с моментами инерции J_0 и J_1 , объединённых упруго-диссипативной связью с параметрами c_0 и β_0 (рисунок 2.2). Крутильная система *приведена к эквивалентному валу*, параметры которого определяются принципом идентичности собственных частот и форм колебаний [6]. Используется принцип Релея в процессе приведения механической системы локомотива, то есть характер деформаций в системе при динамических процессах сохраняется таким же, как и при статических нагрузках. В этом случае параметры c_0 и β_0 остаются неизменными в статике и динамике, в том числе при разгоне и торможении.

Следуя логике рассмотрения динамических систем трения, необходимо анализировать деформации ротора подшипникового узла относительно статора через трибосреду. Однако в рассматриваемом частотном диапазоне эти деформации на несколько порядков меньше, чем деформации колеса вместе со ступицей по отношению к кузову ПС. Тем не менее, момент сопротивления M_k , формируемый в подшипниковом узле, зависит от скорости относительного скольжения и сближения контактируемых поверхностей. Сближение контакти-

руемых поверхностей определяется внешними силами по отношению к рассматриваемому узлу. Жёсткость привода вращения колёсной пары на порядок превышает жёсткость элементов колёсной пары для того, чтобы в динамических режимах с учётом изменяющегося макрорельефа рельсов не нарушался контакт колеса с рельсом. Для этого рассматриваются три подсистемы.

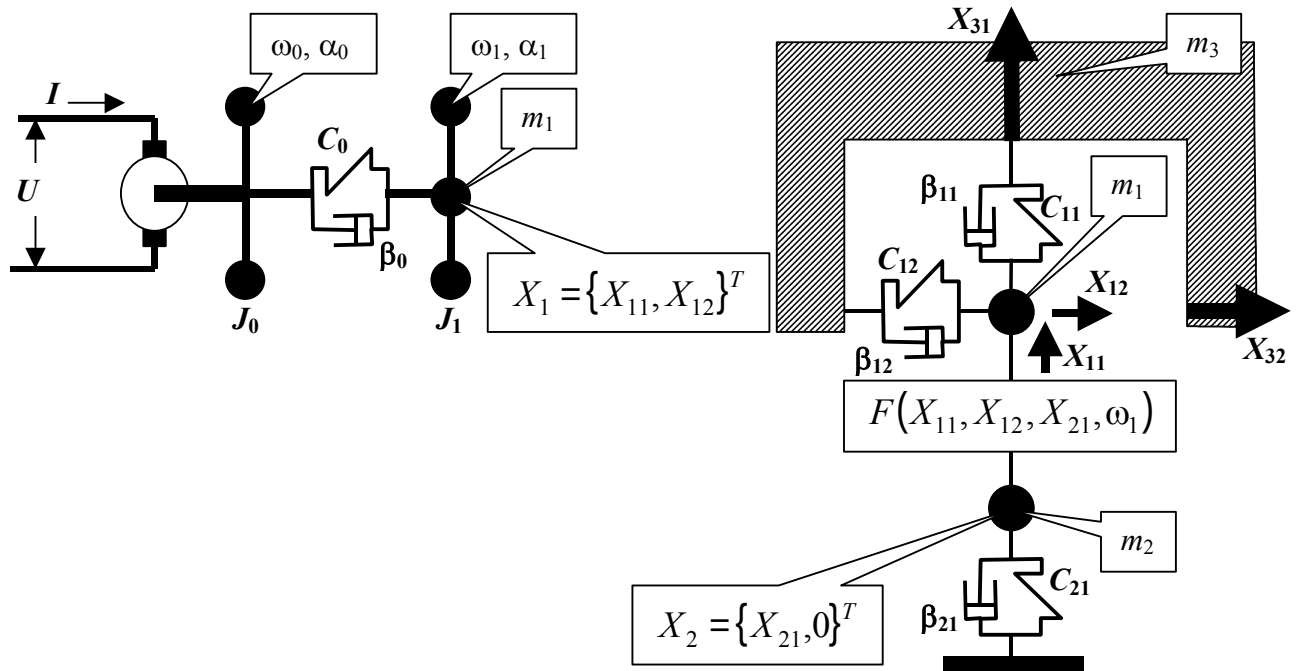


Рисунок 2.2 – Динамическая модель подсистемы «приведенная масса кузова локомотива – колёсная пара – верхнее строение пути»

1 Колёсную пару массой m_1 и моментом инерции J_1 , представим единым целым с тяговым приводом с моментом инерции ротора двигателя J_0 , присоединённым к моторной тележке локомотива с помощью ортогонально расположенных упруго-диссипативных элементов с суммарными значениями коэффициентов жёсткости c_{11} , c_{12} и коэффициентов вязкого сопротивления β_{11} , β_{12} .

2 Колёсная пара через фрикционную связь $F(X_1, X_2, \omega_1)$ взаимодействует с рельсом, имеющим приведённую массу m_2 , коэффициент вязкого трения β_{21} и жёсткость c_{21} , совершает упругие колебания в плоскости « X_1 – X_2 » и формирует момент сопротивления M_k , формируемый в подшипниковом узле.

3 В свою очередь, приведенная масса кузова локомотива к массе моторной тележки m_3 также совершает движение своего центра масс в плоскости « X_1 – X_2 ».

Если ФК отсутствует, то все три подсистемы, в которых динамические связи в подшипниковых узлах не принимаются во внимание, являются автономными. Они объединяются в единую динамическую систему именно с помощью связей, формируемых во ФК «колесо – рельс». При формировании дифференциальных уравнений ограничимся случаем, когда кинематические возмущения со стороны пути отсутствуют и рельсошпальная решётка вместе с балластом имеют неизменные характеристики, то есть m_2 , β_{21} и c_{21} постоянны.

Составим матричные уравнения динамики тягового ПС на основе обобщённых принципов механики и выражения (1.1) с учётом того, что деформациями рельса в тангенциальном направлении можно пренебречь.

$$\begin{cases} T_{\text{ЭМ}} T_{\text{Э}} \frac{d^2 \omega_0}{dt^2} + T_{\text{ЭМ}} \frac{d\omega_0}{dt} + \omega_0 = \omega_{0,0} - c_k R \left[F_2 + T_{\text{Э}} \frac{dF_2}{dt} \right]; \\ M\ddot{X} + H\dot{X} + CX = F(X, \dot{X}) + F^*(t), \end{cases} \quad (2.1)$$

где $T_{\text{ЭМ}} = \frac{R_{\text{Я}}(J_0 + J_1)}{c_e c_M}$ – электромеханическая постоянная времени, имеющая размерность [с] ($R_{\text{Я}}$ – активное сопротивление цепи якоря, $(J_0 + J_1)$ – суммарное значение моментов инерции колеса и якоря двигателя, $c_e c_M$ – параметры двигателя);

$T_{\text{Э}} = R_{\text{Я}}/L_{\text{Я}}$ – электрическая постоянная времени двигателя, имеющая размерность [с] ($L_{\text{Я}}$ – индуктивность электрической цепи якоря);

$\omega_{0,0} = \frac{U_{\text{Я}}}{c_e} = \frac{C_{\alpha}}{M} = \frac{c_e c_M}{M}$ – установившаяся частота вращения двигателя на холостом ходу, соответствующая напряжению якоря двигателя $U_{\text{Я}}$ и тяговому моменту M , при моменте сопротивления $M_c = c_k R \left[F_2 + T_{\text{Э}} \frac{dF_2}{dt} \right] + c_k M_{0,2} = 0$ ($M_{0,2}$ – момент сопротивления, не связанный с силами контактного взаимодействия «колесо – рельс»), имеющая размерность [рад/с];

$c_k = \frac{R_{\text{Я}}}{c_e c_M}$ – коэффициент приведения момента сопротивления к частоте вращения ротора, имеющий размерность [рад/(кг·мм·с)];

ω_0 – текущая частота вращения ротора тягового двигателя;

$X = \{X_{11}, X_{12}, X_{21}, X_{31}, X_{32}\}^T$ – вектор состояния системы, упругих линейных деформаций подсистем (линейные упругие деформации измеряются в [мм]);

$$F(X, \dot{X}) = \begin{bmatrix} F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1), \\ F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1), \\ -F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1), \\ -U_1, \\ -U_2 \end{bmatrix} \quad \text{– функция, раскрывающая зависимость}$$

сил контактного взаимодействия колёс с рельсами от координат состояния: F_1 – нелинейная динамическая сила, зависящая от величины сближения колеса и рельса X_{11} и от скорости скольжения $V(t)$; F_2 – нелинейная динамическая сила, зависящая от скорости относительного скольжения $V(t)$, свойств ФК и внешних условий в контакте «колесо – рельс», а также внешние динамические силы: U_1 – неуправляемого силового шума, направленная навстречу деформациям X_{11} ФК; U_2 – неуправляемого силового шума, направленная в сторону деформаций X_{12} ;

$F^*(t)$ – силы, не объяснимые в координатах состояния системы (неуправляемый силовой шум, возмущающий стационарные движения системы);

$U(t)$ – вектор управления, который формирует требуемые траектории движения системы в координатах состояния, т. е. $U(t) = U[X(t)]$;

$M_K = F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1) \cdot R$ – момент сопротивления вращения крутильной цепной системы, который складывается из момента $M(\alpha_1)$, обеспечивающего движение локомотива, и момента $M(\alpha_2)$, определяемого внешними силами различной природы (например, силами, определяемыми потенциальной энергией при движении ПС под откос);

R – радиус тягового колеса локомотива в [мм];

α_1 – угол поворота колеса, обусловленный его вращением относительно оси колеса;

α_2 – угол поворота колеса, связанный с упругими деформациями колеса относительно рельса, является нелинейной функцией времени.

$(\omega_1, \alpha_1) = \left(\frac{d\alpha_1}{dt}, \alpha_1 \right)$ – фазовая траектория угловых перемещении якоря сер-

водвигателя и колеса (α_1 имеет размерность $[рад]$, ω_1 измеряется в $[рад/с]$);

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \text{ – матрица обобщённых масс в } [кг \cdot с^2/мм];$$

$$H = \begin{bmatrix} \beta_{11} & 0 & 0 & -\beta_{11} & 0 \\ 0 & \beta_{12} & 0 & 0 & -\beta_{12} \\ 0 & 0 & \beta_{21} & 0 & 0 \\ -\beta_{11} & 0 & 0 & \beta_{11} & 0 \\ 0 & -\beta_{12} & 0 & 0 & \beta_{12} \end{bmatrix} \text{ – матрица диссипации в } [кг \cdot с/мм];$$

$$C = \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 & -c_{11} & 0 \\ 0 & c_{12} & 0 & 0 & -c_{12} \\ 0 & 0 & c_{21} & 0 & 0 \\ -c_{11} & 0 & 0 & c_{11} & 0 \\ 0 & -c_{12} & 0 & 0 & c_{12} \end{bmatrix} \text{ – матрица жёсткости в } [кг/мм].$$

Динамическая связь, формируемая во ФК колеса локомотива и рельса под влиянием нелинейных силовых функций $F(X, \dot{X})$, может быть охарактеризована зависимостью сил контактного взаимодействия от координат относительных перемещений контактируемых поверхностей. Исследованию такой динамической связи посвящено множество работ [57, 62, 65, 12, 35, 37, 45, 93, 98]. В указанных работах выявлены некоторые свойства данной связи:

1) при медленном сближении контактируемых поверхностей возрастают значения нормальной и тангенциальной составляющих сил фрикционного взаимодействия. Эти функции можно назвать *функциями сближения* [58, с. 177...262]. В данном случае «*контактная жёсткость*» [211] определяется зависимостью нормальной составляющей от смещений контактируемых поверхностей в том же направлении. Постоянному сближению поверхностей соответствуют постоянные значения нормальной и тангенциальной составляю-

щих сил контактного взаимодействия. Отношение этих сил представляет собой постоянное значение *коэффициента трения*, зависящее от контактного давления. От контактного давления зависит сближение поверхностей трения. Свойства переходной зоны от одного контактируемого тела к другому зависят от шероховатостей контактирующих поверхностей и свойств среды, формируемой в этой области (например, наличия смазочного материала, загрязнителей, атмосферных осадков и т.п.) [95];

2) изменения динамических составляющих нормальной составляющей силы фрикционного взаимодействия вызывают различные реакции тангенциальных составляющих. Всегда существует *фазовый сдвиг* τ между тангенциальной и нормальной составляющими сил контактного взаимодействия, обусловленный упруго-диссипативными свойствами поверхностей трения [59, 60, 63, 189].

В стационарном состоянии скорость изменения фрикционных связей $V = \text{const}$, а главное свойство динамической связи может быть раскрыто на основе введения *функций сближения контактируемых поверхностей*

$$F_1 = F_1\{\Delta(t)\}; \quad F_2 = F_2\{\Delta(t - \tau)\},$$

где t – время, τ – аргумент запаздывания во времени, $\Delta(t)$ – вектор координат относительного сближения контактируемых поверхностей, т.е. $\Delta = \{X_1, X_2\}$.

В этом случае для заданной стационарной точки Δ^* можно вычислить стационарные параметры УТ:

$$\text{- коэффициент трения, } f(\Delta^*) = \frac{F_2(\Delta^*)}{F_1(\Delta^*)};$$

$$\text{- контактную жёсткость УТ, } C_\kappa(\Delta^*) = \frac{F_1(\Delta^*)}{\Delta_1};$$

$$\text{- нормальную динамическую жёсткость ФК, } C_1(\Delta^*) = \frac{\partial F_1(\Delta^*)}{\partial \Delta_1};$$

$$\text{- тангенциальную динамическую жёсткость, } C_2(\Delta^*) = \frac{\partial F_2(\Delta^*)}{\partial \Delta_1},$$

где Δ^* – координаты относительного сближения контактируемых поверхностей в стационарной точке; Δ_1 – сближение в нормальной плоскости.

Для установившейся реакции системы $F^*(t)$ на постоянное управляющее воздействия $U(t)$ получим следующую систему дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} T_{ЭМ} T_{Э} \frac{d^2 \omega_0}{dt^2} + T_{ЭМ} \frac{d\omega_0}{dt} + \omega_0 &= \omega_{0,0} - c_k R \left[F_2 + T_{Э} \frac{dF_2}{dt} \right]; \\ m_1 \ddot{X}_{11} + \beta_{11} (\dot{X}_{11} - \dot{X}_{31}) + c_{11} (X_{11} - X_{31}) &= F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1); \\ m_1 \ddot{X}_{12} + \beta_{12} (\dot{X}_{12} - \dot{X}_{32}) + c_{12} (X_{12} - X_{32}) &= F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1); \\ m_2 \ddot{X}_{21} + \beta_{21} \dot{X}_{21} + c_{21} X_{21} &= -F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1); \\ m_3 \ddot{X}_{31} - \beta_{11} (\dot{X}_{11} - \dot{X}_{31}) - c_{11} (X_{11} - X_{31}) &= -U_1; \\ m_3 \ddot{X}_{32} - \beta_{12} (\dot{X}_{12} - \dot{X}_{32}) - c_{12} (X_{12} - X_{32}) &= -U_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Отметим следующие наиболее важные свойства системы (2.2), которая представляет базовую динамическую систему тягового ПС, связанную с динамическими характеристиками процесса трения колеса с рельсом.

1 Первое уравнение определяет динамику привода колеса.

2 Последующие уравнения характеризуют упругие деформации элементов внутренней структуры тягового ПС.

3 В принятой схематизации изгибная жёсткость тягового редуктора в данном случае не принимается во внимание по двум причинам. Во-первых, она вызывает малые крутильные упругие смещения колеса относительно подшипникового узла, которые практически не влияют на траекторию вращения колеса. Траектория вращения колеса определяется формируемым в двигателе тяговым моментом и моментом сопротивления движению, образующимся в контакте колеса с рельсом. Во-вторых, частотный состав вынужденных крутильных колебаний на порядок превышает все собственные частоты колебаний рассматриваемой системы.

4 Стационарная траектория рассматриваемой динамической системы

$$X_{\Sigma}^* = \{X_{11}^*, X_{12}^*, X_{21}^*, X_{31}^*, X_{32}^*, \omega_0^*\}^T$$

образуется в результате формирования установившегося движения, обусловленного, с одной стороны, управлением, то есть напряжением якоря тягового

двигателя U , а с другой – внешними силовыми характеристиками. Эта траектория характеризует притягивающее многообразие, то есть *аттрактор*.

5 Так как нелинейные связи, определяемые динамической характеристикой ФК

$$F = \{F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1), F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1), -F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)\}^T,$$

являются существенно нелинейными, то область притяжения аттрактора может быть ограниченной.

6 Внешние силы $U = \{-U_1, -U_2\}^T$ определяются двумя составляющими: $U_1 = U_{11} + U_{12}(t)$, $U_2 = U_{21} + U_{22}(t)$. Первые характеризуют неизменные во времени силы: U_{11} – силы гравитации, U_{21} – силы сопротивления движению; вторые составляющие зависят от траектории движения и рельефа поверхности и обусловлены формированием динамических сил. При установившемся стационарном движении с постоянной скоростью по прямой на систему действуют только силы гравитации и сопротивления, а также постоянный момент тягового двигателя. Этим силам соответствуют в подвижной системе координат постоянные значения всех координат состояния, которые являются точками равновесия. Однако они могут быть неустойчивыми. Тогда в вариациях относительно этих точек за счёт нелинейных связей могут формироваться различные многообразия, также являющиеся устойчивыми. Указанные многообразия оказывают принципиальное влияние на выходные характеристики трибосопряжения. Возможность их наблюдения и реконструкции по наблюдаемым вибрационным последовательностям позволяет диагностировать состояние трибоузла «колесо – рельс», в частности прогнозировать срыв сцепления (режим боксования) [122]. Внешние силы могут возмущать стационарные состояния системы. В режиме предварительного смещения U_1 определяет асимптотически устойчивую точку равновесия X_1^* ; если $U_2 < U_{2max}$, где U_{2max} – сила тяги, соответствующая срыву сцепления колеса с рельсом, то точка X_2^* также будет асимптотически устойчивой, однако имеющей ограниченную область притяжения.

7 Обобщённые массы (элементы матрицы M) и жёсткости (элементы матрицы C) существенно отличаются друг от друга. Для возможности сравнения

параметров системы и построения иерархии систем дифференциальных уравнений, их необходимо привести к одной размерности. Эти параметры приведём к размерностям времени, воспользовавшись асимптотическими свойствами системы [181] и ранжированием инерционных коэффициентов (2.2) по степени их убывания. По мере сближения контактируемых поверхностей с разделительной средой значения инерционных коэффициентов уменьшаются [60]. Для этого разделим второе и пятое уравнение на c_{11} , третье и шестое – на c_{12} , а четвёртое – на c_{21} и введём новые константы времени переходных процессов в системе

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{11}^2 \ddot{X}_{11} + 2\xi_{11} T_{11} \dot{X}_{11} + X_{11} = \frac{F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{c_{11}} + 2\xi_{11} T_{11} \dot{X}_{31} + X_{31}; \\ T_{12}^2 \ddot{X}_{12} + 2\xi_{12} T_{12} \dot{X}_{12} + X_{12} = \frac{F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{c_{12}} + 2\xi_{12} T_{12} \dot{X}_{32} + X_{32}; \\ T_{21}^2 \ddot{X}_{21} + 2\xi_{21} T_{21} \dot{X}_{21} + X_{21} = -\frac{F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{c_{21}}; \\ T_{31}^2 \ddot{X}_{31} + 2\xi_{31} T_{31} \dot{X}_{31} + X_{31} = \frac{-U_1}{c_{11}} + 2\xi_{31} T_{31} \dot{X}_{11} + X_{11}; \\ T_{32}^2 \ddot{X}_{32} + 2\xi_{32} T_{32} \dot{X}_{32} + X_{32} = \frac{-U_2}{c_{12}} + 2\xi_{32} T_{32} \dot{X}_{12} + X_{12}. \end{array} \right. \quad (2.3)$$

Используя численные данные [90], получим следующие матричные соотношения упругих, диссипативных и инерционных элементов:

$$T_0^2 = \begin{bmatrix} T_{11}^2 = \frac{m_1}{c_{11}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & T_{12}^2 = \frac{m_1}{c_{12}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & T_{21}^2 = \frac{m_2}{c_{21}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & T_{31}^2 = \frac{m_3}{c_{11}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & T_{32}^2 = \frac{m_3}{c_{12}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,05 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,0165 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3 \cdot 10^{-5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1,73 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,027 \end{bmatrix} \cdot 10^{-2};$$

$$2\xi T_0 = \begin{bmatrix} 2\xi_{11}T_{11} & 0 & 0 & -2\xi_{11}T_{11} & 0 \\ 0 & 2\xi_{12}T_{12} & 0 & 0 & -2\xi_{12}T_{12} \\ 0 & 0 & 2\xi_{21}T_{21} & 0 & 0 \\ -2\xi_{31}T_{31} & 0 & 0 & 2\xi_{31}T_{31} & 0 \\ 0 & -2\xi_{32}T_{32} & 0 & 0 & 2\xi_{32}T_{32} \end{bmatrix};$$

$$C_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

коэффициенты затухания в матрице $2\xi T$ соответственно равны

$$\xi_{11} = \frac{\beta_{11}}{2\sqrt{m_1 c_{11}}} = 0,0062; \quad \xi_{12} = \frac{\beta_{12}}{2\sqrt{m_1 c_{12}}} = 0,014; \quad \xi_{21} = \frac{\beta_{21}}{2\sqrt{m_2 c_{21}}} = 0,228;$$

$$\xi_{31} = \frac{\beta_{11}}{2\sqrt{m_3 c_{11}}} = 0,048; \quad \xi_{32} = \frac{\beta_{12}}{2\sqrt{m_3 c_{12}}} = 0,0106;$$

$$\tilde{F} = \begin{bmatrix} F_1 / c_{11} \\ F_2 / c_{12} \\ F_1 / c_{21} \\ -U_1 / c_{11} \\ -U_2 / c_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{F}_1^{(1)} \\ \tilde{F}_2^{(1)} \\ \tilde{F}_1^{(2)} \\ -\tilde{U}_1 \\ -\tilde{U}_2 \end{bmatrix} - \text{функция сил контактного взаимодействия и внешних}$$

сил, приведённая к смещениям в [мм];

Тогда вместо (2.1) необходимо рассматривать систему уравнений в виде

$$\begin{cases} T_{\Sigma M} T_{\Sigma} \frac{d^2 \omega_0}{dt^2} = \omega_{0,0} - T_{\Sigma M} \frac{d\omega_0}{dt} - \omega_0 - c_k R \left[F_2 + T_{\Sigma} \frac{dF_2}{dt} \right]; \\ T_0^2 \frac{d^2 X}{dt^2} = \tilde{F} - 2\xi T_0 \frac{dX}{dt} - C_0 X. \end{cases} \quad (2.4)$$

Для подсистемы привода тяговых колёс при заданных функциях изменения установившейся частоты вращения двигателя на холостом ходу определим значение частоты вращения колеса ω_0 на основе перехода к безразмерному времени τ заменой $\tau = t / \sqrt{T_{\Sigma M} T_{\Sigma}}$ в первом дифференциальном уравнении (2.4)

$$\frac{d^2 \omega_0}{d\tau^2} = \omega_{0,0}(\tau) - \frac{1}{\sqrt{T_{\mathcal{O}}/T_{\mathcal{EM}}}} \frac{d\omega_0}{d\tau} - \omega_0(\tau) - c_k R \left[\frac{F_2}{\sqrt{T_{\mathcal{EM}}T_{\mathcal{O}}}} + \frac{1}{\sqrt{T_{\mathcal{EM}}/T_{\mathcal{O}}}} \frac{dF_2}{d\tau} \right].$$

Для характеристики взаимодействия КП с рельсами в условиях трения качения с проскальзыванием в систему уравнений (2.3) введём безразмерное время $t = T_0 \cdot \tau$ [181, 66], характеризующее время запаздывания тангенциальных колебаний X_2 КП относительно вертикальных смещений X_1 с последующим уменьшением постоянных времени интегрирования T_i на величину T_{11} .

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d^2 X_{11}}{d\tau^2} &= \frac{1}{T_{11}} \left[\frac{F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{c_{11}} + 2\xi_{11} \left(\frac{dX_{31}}{d\tau} - \frac{dX_{11}}{d\tau} \right) + X_{31} - X_{11} \right]; \\ \varepsilon_{12} \frac{d^2 X_{12}}{d\tau^2} &= \frac{F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{T_{11} \cdot c_{12}} + 2\xi_{12} \sqrt{\varepsilon_{12}} \left(\frac{dX_{32}}{d\tau} - \frac{dX_{12}}{d\tau} \right) + X_{32} - X_{12}; \\ \varepsilon_{21} \frac{d^2 X_{21}}{d\tau^2} &= \frac{-F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)}{T_{11} \cdot c_{21}} - 2\xi_{21} \sqrt{\varepsilon_{21}} \frac{dX_{21}}{d\tau} - X_{21}; \\ \varepsilon_{31} \frac{d^2 X_{31}}{d\tau^2} &= \frac{-U_1}{T_{11} \cdot c_{11}} + 2\xi_{31} \sqrt{\varepsilon_{31}} \left(\frac{dX_{11}}{d\tau} - \frac{dX_{31}}{d\tau} \right) + X_{11} - X_{31}; \\ \varepsilon_{32} \frac{d^2 X_{32}}{d\tau^2} &= \frac{-U_2}{T_{11} \cdot c_{12}} + 2\xi_{32} \sqrt{\varepsilon_{32}} \left(\frac{dX_{12}}{d\tau} - \frac{dX_{32}}{d\tau} \right) + X_{12} - X_{32}. \end{aligned} \right. \quad (2.5)$$

Так как первое дифференциальное уравнение (2.5) автономно и величины

$$\varepsilon_{12} = \left(\frac{T_{12}}{T_{11}} \right)^2 = 0,016; \quad \varepsilon_{21} = \left(\frac{T_{21}}{T_{11}} \right)^2 = 0,0003; \quad \varepsilon_{32} = \left(\frac{T_{32}}{T_{11}} \right)^2 = 0,03$$

являются малыми параметрами, а $\varepsilon_{31} = \left(\frac{T_{31}}{T_{11}} \right)^2 = 1,65$ – значительным параметром, и $T_i \ll \sqrt{T_{\mathcal{EM}}T_{\mathcal{O}}}$,

$\xi_i < 1$, то систему уравнений (2.5) преобразуем так, что в ней вектор $X^{(1)} = \{X_{12}, X_{21}, X_{32}\}$ – «быстрые» движения, а $X^{(2)} = \{X_{31}\}$ – «медленные»

$$\left\{ \begin{aligned} \varepsilon \frac{dX^{(1)}}{dt} &= g(X^{(1)}, X^{(2)}, U^{(1)}, U^{(2)}); \\ \frac{dX^{(2)}}{dt} &= \psi(X^{(1)}, X^{(2)}, U^{(1)}, U^{(2)}), \end{aligned} \right.$$

где g, ψ – новые нелинейные функции.

Так как ε_{12} является малым параметром, то смещение X_{12} в тангенциальном направлении не вызывает силовых реакций в нормальной плоскости $F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)$. Решения с малыми параметрами определяют «быстрые» управляемые движения трибосистемы, а четвёртое дифференциальное уравнение кузова локомотива – «медленное».

Если внешнее управляемое силовое воздействие постоянно и динамическая характеристика трибосопряжения колеса и рельса не зависит от малых вариаций координат системы, то в системе «медленных» движений (2.5) величину горизонтальных сил фрикционного взаимодействия возможно определить из уравнений квазистатики, т.к. $\varepsilon_{12} \rightarrow 0$; $\varepsilon_{21} \rightarrow 0$ и $\varepsilon_{32} \rightarrow 0$

$$\left. \begin{aligned} 0 &= -c_{11}(X_{11}^* - X_{31}^*) + F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1) + U_1; \\ 0 &= -c_{12}(X_{12}^* - X_{32}^*) + F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1) + U_2; \\ 0 &= -c_{21}X_{21}^* - F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1). \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Уравнения «медленных» движений задают стационарные траектории $X_i^*(\tau)$, которые на малых временных отрезках можно рассматривать как точки равновесия, относительно которых анализируется в вариациях система «быстрых» движений, т.е. одна и та же система в зависимости от режима может обладать различными свойствами [65]. Если определены траектории $X_i^*(\tau)$, то в их окрестностях необходимо рассматривать свойства «быстрых» движений.

8 Силы контактного взаимодействия можно считать формируемыми в точке ФК колеса и рельса. Они определяют силы, приложенные к центру масс колеса, вызывающие упругие линейные деформации в плоскости « X_1 – X_2 ». Тангенциальные составляющие сил взаимодействия непосредственно формируют момент, действующий на крутильную подсистему. Нормальная же составляющая сил контактного взаимодействия приложена к центру масс, и поэтому она не формирует крутящего момента. Однако она влияет на сближения поверхностей в подшипниковом узле, поэтому изменяет момент сопротивления M_K .

Постоянная точка равновесия ФС в пространстве состояния относится к случаю, когда внешнее воздействие $U(t)$ постоянно, а установившаяся реакция

системы $F^*(t)$ на вектор управления эквивалентна выражению $F^*(t) \equiv 0$. Система имеет единственную стационарную траекторию $X_1 = X_1^*$, $X_2 = X_2^*$ движения, определяемую установившейся реакцией $F^*(t)$. Для изучения устойчивости этой точки равновесия необходимо написать уравнение в *вариациях координат* $x_i(t)$ относительно X_i^* [27]. Заменяя во втором уравнении (2.1) $X_i(t) = X_i^* + x_i(t)$, получим динамическую модель [99]:

$$M\ddot{x} + H\dot{x} + Cx = \varphi(X^*, x, \dot{x}) + U(t),$$

где $\varphi(X^*, \dot{X}^*, x, \dot{x}) = F\left(X^* + x, \frac{d(X^* + x)}{dt}\right) - F\left(X^*, \frac{dX^*}{dt}\right)$ – нелинейная вектор-функция динамической характеристики процесса трения в вариациях относительно выбранной траектории $X^*(t)$, удовлетворяет условию $\varphi(X^*, \dot{X}^*, 0, 0) \equiv 0$.

Устойчивость стационарной траектории X^* определяется свойствами механической системы согласно уравнению

$$M\ddot{x} + \left[H - \frac{\partial \varphi(X^*, x)}{\partial \dot{x}} \right] \dot{x} + \left[C - \frac{\partial \varphi(X^*, x)}{\partial x} \right] x = 0, \quad (2.7)$$

где $\frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}}$ и $\frac{\partial \varphi}{\partial x}$ – матрицы динамической диссипации и жёсткости трибосопряжения в окрестности стационарной траектории X^* .

1 Стационарные траектории X_i^* системы (2.7) относятся к «медленным» движениям, являются асимптотически устойчивыми [65] и обеспечивают движение тягового ПС. Так как в пределах импульсной реакции системы (2.7) X_i^* остаются неизменными и параметры динамической системы не меняются вдоль траектории, то матрицы динамической жёсткости $\left[C - \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right]$ и диссипации $\left[H - \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}} \right]$ трибосопряжений имеют постоянные коэффициенты. Те же матрицы без процесса трения являются симметричными и положительно определёнными, так как исходные системы без трения имеют позиционные и диссипативные силы, обладающие потенциальными свойствами. В результате влияния сил кон-

тактного взаимодействия: $\varphi(X^*, 0, 0) = 0$; матрицы динамической жёсткости и диссипации трибосопряжений зависят от времени и не являются симметричными и могут быть отрицательно определёнными.

2 Матрицу диссипации $\left[H - \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}} \right]$ можно представить в виде суммы симметричной и кососимметричной матриц [230]. При положительности симметричной составляющей матрицы диссипации силы фрикционного взаимодействия способствуют асимптотической устойчивости точек равновесия. Кососимметричная составляющая матрицы диссипации характеризует *гироскопические силы* по определению Томсона и Тетта [7].

3 Матрицу жёсткости $\left[C - \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right]$ также можно представить в виде симметричной и кососимметричной матриц. При положительной определённости симметричной составляющей матрицы жёсткости силы фрикционного взаимодействия направлены в сторону точки равновесия и способствуют *устойчивости точки равновесия*. Циркуляционные силы определяют значения кососимметричной составляющей матрицы жёсткости. Определённое соотношение потенциальных и циркуляционных сил может приводить к циклическим движениям контактируемых тел с увеличивающейся амплитудой. Наблюдается потеря устойчивости точки равновесия.

4 Тогда вместо (2.6) рассматривается дифференциальное уравнение

$$m_z \ddot{z} + [\beta_z^{(c)} + \beta_z^{(k)}] \dot{z} + [c_z^{(c)} + c_z^{(k)}] z = 0, \quad (2.8)$$

где $\beta_z^{(c)}$, $c_z^{(c)}$ – симметричная часть матриц уравнения в вариациях; $\beta_z^{(k)}$, $c_z^{(k)}$ – кососимметричная часть матриц.

Симметричная составляющая матрицы жёсткости $c_z^{(c)}$ характеризует потенциальные силы, направленные в сторону равновесия системы. Кососимметричная матрица $c_z^{(k)}$ – циркуляционные силы [65] в окрестности точки равновесия (совершают работу по замкнутому контуру), поэтому при смещении z в вертикальном направлении формируются силы $-c_{11}^{(k)} z_1 = F_1^{(k)}$ по направлению

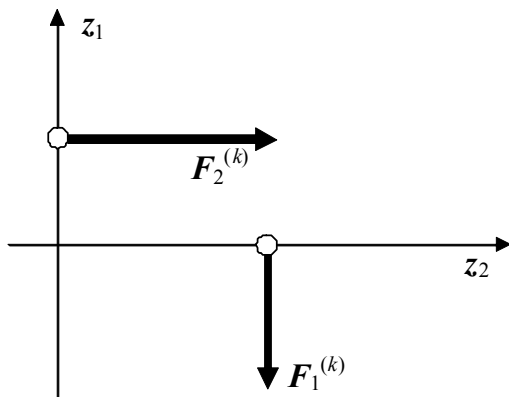


Рисунок 2.3 – Формирование позиционных сил вихревого типа с помощью кососимметричных матриц жёсткости

z_2 и наоборот, при смещении z в горизонтальном направлении формируются силы $c_{12}^{(k)} z_2 = F_2^{(k)}$ по направлению z_1 (рисунок 2.3).

Циркуляционные силы совместно с потенциальными принципиально влияют на устойчивость стационарной траектории динамической связи [58, 65].

Траектории $X_i^*(\tau)$ не являются устойчивыми – тогда в окрестности точек $X_i^*(\tau)$ формируются стационарные притягивающие многообразия «быстрых» движений: за счёт функции смещения формируется изменение точки равновесия в пространстве «медленных» движений, что влияет на выходные трибохарактеристики УТ «колесо – рельс»; при боксовании колёсных пар формируются орбитально-асимптотические устойчивые циклы; реализуются странные аттракторы (детерминированный хаос) по перемещениям с учётом эволюционных изменений трибосреды на участках падающей характеристики сцепления [58].

За счёт динамической связи, формируемой во ФК, изменяется матрица скоростных коэффициентов β_z , которая является несимметричной. Симметричная составляющая матрицы скоростных коэффициентов $\beta_z^{(c)}$ может преобразовываться из положительно определённой в отрицательно определённую, а точка равновесия трибосистемы становится неустойчивой. Что касается кососимметричной составляющей матрицы $\beta_z^{(k)}$, то она, как показано Томсоном и Тэттом [7], характеризует формирование гироскопических сил.

Таким образом, динамическая система тягового ПС характеризуется сложными взаимосвязанными стационарными состояниями «быстрых» и «медленных» движений, которые непосредственно влияют на его выходные характеристики. Циркуляционные силы в динамической системе трения всегда формируются естественным образом и определяют один из механизмов поте-

Таким образом, динамическая система тягового ПС характеризуется сложными взаимосвязанными стационарными состояниями «быстрых» и «медленных» движений, которые непосредственно влияют на его выходные характеристики. Циркуляционные силы в динамической системе трения всегда формируются естественным образом и определяют один из механизмов поте-

ри устойчивости. Второй механизм связан с существованием запаздывающих аргументов, потенциально влияющих на преобразование матрицы скоростных коэффициентов в отрицательно определённую [149]. При анализе устойчивости ФС, например при одноточечном взаимодействии колёс и рельсов, используют критерии устойчивости линеаризованных систем [27, 187].

9 Все рассматриваемые подсистемы являются автономными при условии, если не принимать во внимание зависимость сил контактного взаимодействия колеса и рельса от координат состояния системы, а также изменение крутящего момента M_K от сближения поверхностей в подшипниковом узле. Поэтому именно динамические системы трения характеризуют тот фактор, который объединяет все автономные подсистемы в единую динамическую систему, что принципиально изменяет динамические свойства управляемой системы. Если не принимать во внимание связи, формируемые в УТ, то матрицы диссипации H и жёсткости C в системе (2.1), являясь не отрицательно определёнными, имеют некоторые главные миноры, равные нулю. Это естественно, так как связи, формируемые в контакте «колесо – рельс», кроме объединения автономных подсистем в единую динамическую систему, дополнительно ограничивают траектории движения тягового ПС. Однако при заданных силах, формируемых в тяговом двигателе, превышающих силы сопротивления, действующие на систему во внешних координатах, траектории движения ограничиваются только инерционными силами, приложенными к корпусу локомотива.

10 Теперь рассмотрим стационарную траекторию во ФС, характеризующихся вращением контактируемых поверхностей с периодом T . Образование T – периодической стационарной траектории – обусловлено многими причинами. Прежде всего, свойства трибосреды, распределённые по периметру колеса, не являются неизменными хотя бы потому, что несовершенны макрогеометрические характеристики колеса локомотива. В связи с этим стационарная траектория $X^*(t) = X^{(0,1)} + X^{(0,2)}(t)$ может быть представлена в виде некоторой постоянной составляющей $X^{(0,1)} = \text{const}$ и периодически меняющейся с периодом T ,

определяемым постоянной частотой вращения колеса $X^{(0,2)}(t) = X^{(0,2)}(t + kT)$. Если точка равновесия является неустойчивой и в системе формируется устойчивый предельный цикл, то рассматривается уравнение в вариациях относительно этого устойчивого многообразия в пространстве состояния системы [13], то есть $\dot{Y} = A(t) \cdot Y$ после замены переменных в (2.7) согласно следующему правилу $y_1 = \dot{x}_1$; $y_2 = \dot{x}_2$; $y_3 = x_1$ и $y_4 = x_2$. Для анализа устойчивости в этих случаях необходимо воспользоваться теорией Флоке [50]. Согласно этой теории, если определена стандартная фундаментальная матрица $[H(t)]$ решений, то есть удовлетворяющая условию $[\dot{H}(t)] = [A(t)][H(t)]$ ($[H(0)] = 1$), то общее решение $\psi(t, x)$ этой системы можно представить в виде

$$\psi(t, x) = [P(t)] \exp t[R] x,$$

где $[R]$ – матрица постоянных коэффициентов.

Фундаментальная матрица системы $[H(t)] = [P(t)] \exp t[R]$ при $t = T$ удовлетворяет условию $[H(T)] \exp T[R]$ и называется матрицей монодромии, а её собственные числа называются мультипликаторами системы, которые обозначим ρ_i ($i = 1, 2, \dots, 2N$). Матрицу монодромии определяет оператор сдвига вдоль найденного общего решения на величину постоянного сдвига T . Вычисление мультипликаторов [30, 43] системы осуществляется, например, с помощью определителей Хилла или на основе анализа отображения Пуанкаре. Мультипликаторы удовлетворяют системе $\det[H(T) - \rho_i I] = 0$. Согласно теории Флоке, система будет устойчивой по Ляпунову, если все мультипликаторы системы $\rho_i \leq 1$, и асимптотически устойчивой, если $\rho_i < 1$, т. е. $\lim_{t \rightarrow \infty} x(t) = 0$.

11 Рассмотрим случай траектории X^* , являющейся *непериодической функцией времени* [60]. Этот режим соответствует критическому взаимодействию тягового колеса локомотива с рельсом, когда колеса локомотива находятся в состоянии боксования. Например, $U(t)$ есть некоторая функция времени, которой соответствует стационарная траектория X^* . Если в системе учитывать эволюционные преобразования параметров динамической характеристики про-

цесса трения, то $\frac{\partial \varphi}{\partial x}$ и $\frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}}$ также являются функциями времени. Считается, что определение устойчивости системы с переменными параметрами в общем случае – трудная и до сих пор не решённая задача. Поэтому в технических приложениях эти изменения считаются настолько медленными, что в смещающейся точке равновесия или изменяющихся параметрах их можно считать постоянными, то есть *систему рассматривать «замороженной» в смысле Л. Заде [56]* и, следовательно, анализировать её как систему с постоянными параметрами.

Проведя анализ динамической системы «колесо – рельс», устанавливаем, что для обеспечения её устойчивости должно выполняться требование, связанное со смещением корней характеристического полинома с квазипостоянными коэффициентами влево относительно мнимой оси. Иначе возможны критические состояния системы «колесо – рельс» – боксование, юз или сход подвижного состава. Для решения задач диагностики и динамического мониторинга трибосистемы «колесо – рельс» можно воспользоваться методами *амплитудно-фазочастотных характеристик (АФЧХ) Найквиста [27, 187, 200]*.

2.2 Идентификация основных параметров и связей, формируемых в контакте «колесо – рельс»

По мере увеличения скорости проскальзывания колеса относительно рельса изменяются силы, действующие на колесо в тангенциальном направлении. Эту зависимость принято называть характеристикой сцепления (рисунок 2.4, б). В диапазоне изменений скорости проскальзывания колеса относительно рельса **A–B** градиент сил тяги по скорости скольжения положителен, число формируемых фрикционных связей превалирует над количеством разорванных – наблюдается устойчивый режим тяги. При максимальном коэффициенте сцепления, в точке **B**, градиент тягового усилия равен нулю – количество формируемых и разрываемых фрикционных связей колеблется около неустойчивого положения равновесия. Незначительное изменение условий окружающей среды может изменить указанный градиент в область отрицательных значений – режимов развития автоколебаний и боксования [149].

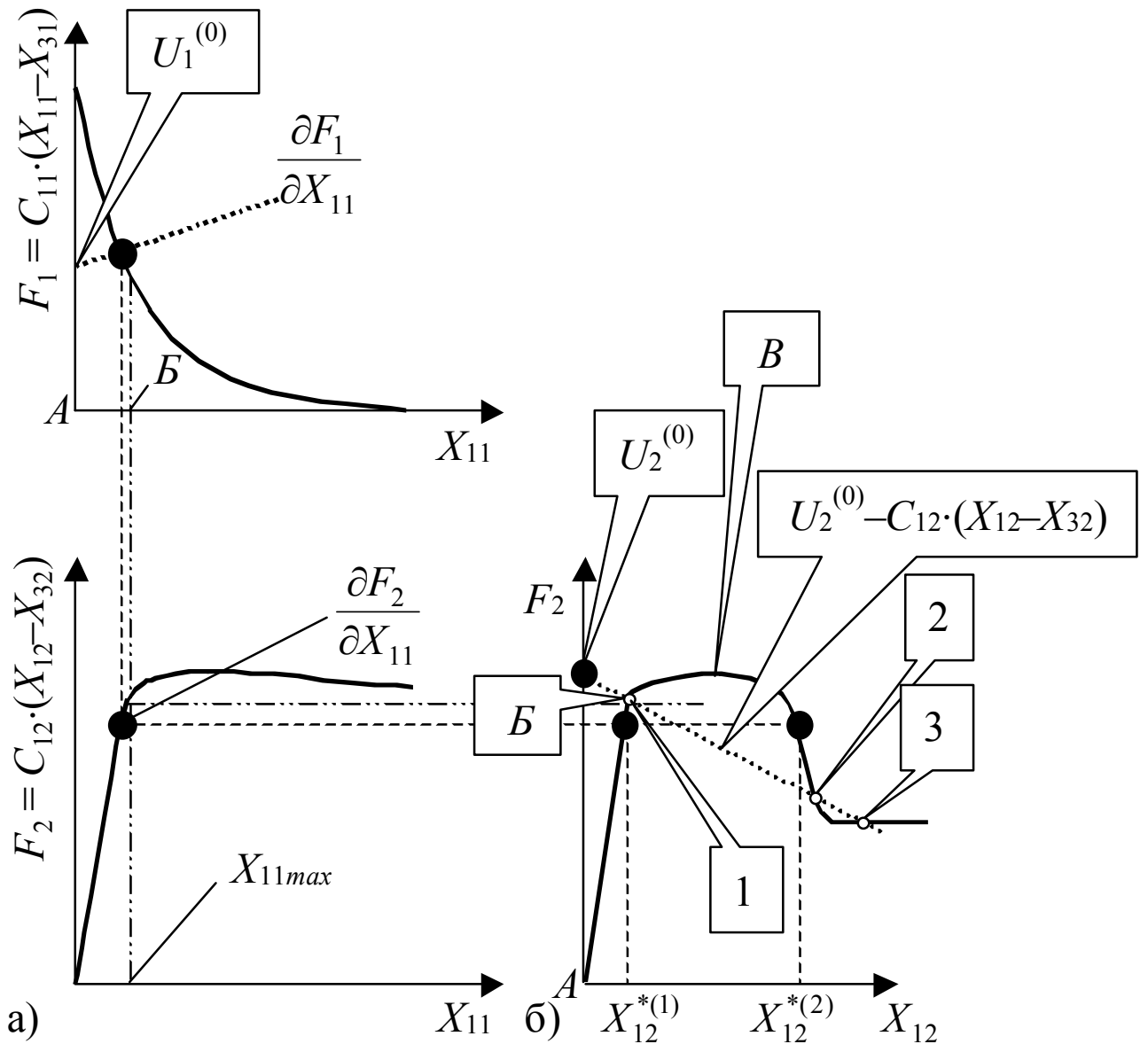


Рисунок 2.4 – Зависимость нелинейных функций F_1 и F_2 от функции сближения колеса и рельса X_{11} (а) и функции F_2 от тангенциального смещения X_{12} (б)

Деформации X_{11} и X_{12} в системе «колесо – рельс» в (2.1) рассматриваются в подвижной системе координат, движение которой определяется частотой вращения колеса $\omega_{0,0}$. Фрикционная связь «колесо – рельс» образуется под влиянием силы нормального давления $F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)$, зависящей от сближения колеса и рельса X_{11} , и силы трения $F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)$. Обе силы определяются угловой скоростью вращения колеса ω_1 без проскальзывания. В пределах предварительного смещения ($V \approx 0$) вертикальное сближение X_{11} не влияет на силовую функцию сближения F_1 (рисунок 2.4, а). Это условие показано на рисунке 2.4, б штрихпунктирной линией. Сила трения F_2 определяет момент сопротив-

ления движению, снижающий тяговый момент двигателя ПС. Внешние силы представим вектором $U = \{U_1, U_2\}^T$, представляющим собой неуправляемый шум, возмущающий стационарные движения системы и зависящий от сил гравитации, сил переносного движения и свойств трибосреды, формируемой в контакте «колесо – рельс». Внешние силы являются «медленной» функцией времени. В случае асимптотической устойчивости системы в вариациях, т.е. $\lim_{t \rightarrow \infty} X(t) = 0$ независимо от начальных условий после переходных процессов все траектории $X(t)$ стремятся к траектории равновесия $X^*(t)$, происходит эффект забывания начальных условий.

Приведём пример, основанный на измерении одиночного сигнала вибрационных колебаний тележки в нормальном направлении к ФК при медленном возрастании тягового усилия в процессе начала движения. Стационарная траектория X_{12}^* в этом случае изменяется по мере увеличения тягового усилия (см. рисунок 2.4, б). Если рассматривать нарастание внешней силы в квазистатике, то ФК вырабатывает силовую реакцию через механизмы упругих деформаций колеса относительно рельса X_{12} и проскальзывания, проявляющегося в разности скорости поступательного движения и линейной скорости колеса. Примем скорость скольжения постоянной для нормального режима работы пары трения «колесо – рельс», поэтому в точке равновесия $V_0 = (\dot{X}_{12} - V(t)) = 0$. В противном случае вариации $\dot{X}_{12}$ должны вызывать изменение функции сближения. Тогда в тяговом режиме локомотива УТ «колесо – рельс» функционирует в режиме предварительного смещения, которому соответствует смещение точки равновесия от точки **A** к точке **B**. При неизменных условиях трибосистема «колесо – рельс» имеет по крайней мере две точки равновесия (на рисунке 2.4 это $X_{12}^{*(1)}$ и $X_{12}^{*(2)}$). Одна из них – $X_{12}^{*(2)}$ – неустойчива и характеризует границу сфер влияния двух стационарных состояний: система имеет притягивающую точку равновесия в области предварительного смещения; система движется с некоторой скоростью относительного скольжения. Существование точки равновесия в пределах предварительного смещения зависит от внешней тангенциальной си-

лы U_2 , жёсткости C_{12} и вида функции $F_2(X_{11}^*, X_{12}^*, X_{21}^*)$. Таким образом, мы получаем три точки равновесия: точка **2** на рисунке 2.4 также характеризует границу сфер влияния двух точек равновесия, но при большей величине проскальзывания, чем при неизменных условиях трибосистемы; точка **3** соответствует предельному скольжению $X_{12} = \infty$, что соответствует наступлению режима относительного движения, при котором X_{12} неограниченно возрастает. Трибосистема теряет устойчивость – наступает режим *боксования*.

В случае существования нескольких точек равновесия одна или несколько точек обязательно являются неустойчивыми и характеризуют сферы влияния различных стационарных состояний системы, в том числе асимптотически устойчивых. В окрестностях различных точек равновесия принципиально меняются динамические свойства трибосопряжения, параметры динамической характеристики и математическое описание динамики ТС. Изменение стационарных траекторий $X_i^*(t)$ в точках *A*, *B* и *B* (см. рисунок 2.4, б) под влиянием внешних воздействий U_1 и U_2 влечёт изменение соотношений между функциями сближения X_{11} и X_{12} , а также структуры рассматриваемых матриц (обобщённых масс M , коэффициентов демпфирования H и жёсткости C механической подсистемы (2.7), а также динамической жёсткости $c_z^{(c)}$ и $c_z^{(k)}$ и диссипации $\beta_z^{(c)}$ подсистемы ФК (2.8)).

Функция сближения $F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)$ определяет переходную область контакта колёс с рельсами является существенно нелинейной и зависит от частот и амплитуд периодических сближений, контактной жёсткости в нормальном направлении к точке равновесия $\partial F_1 / \partial X_{11}$, контактной жёсткости в тангенциальном направлении к точке равновесия $\partial F_2 / \partial X_{11}$ и коэффициента сцепления колеса с рельсом $\partial F_2 / \partial X_{12} = \psi$.

Для нормальной X_{11} и тангенциальной X_{12} составляющих фрикционного взаимодействия на основе системы дифференциальных уравнений (2.2) и характеристического полинома получим решение системы в операторной форме $\Delta(p) \cdot X(t) = F(t) + U(t)$ [27, с. 103], где p – оператор дифференцирования:

$$\begin{cases} X_{11}(t) = \frac{[m_3 p^2 + \beta_{11} p + c_{11}] \cdot F_1(t) - [\beta_{11} p + c_{11}] \cdot U_1(t)}{[m_1 p^2 + \beta_{11} p + c_{11}] \cdot [m_3 p^2 + \beta_{11} p + c_{11}] - [-\beta_{11} p - c_{11}]^2}; \\ X_{12}(t) = \frac{[m_3 p^2 + \beta_{12} p + c_{12}] \cdot F_2(t) - [\beta_{12} p + c_{12}] \cdot U_2(t)}{[m_1 p^2 + \beta_{12} p + c_{12}] \cdot [m_3 p^2 + \beta_{12} p + c_{12}] - [-\beta_{12} p - c_{12}]^2} \end{cases} \quad (2.9)$$

Несмотря на полученное линейное решение системы (2.9), изменение функций сближения в нормальном X_{11} и тангенциальном X_{12} направлениях фрикционного взаимодействия носит нелинейный характер вследствие нелинейностей функций $F_1(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)$ и $F_2(X_{11}, X_{12}, X_{21}, \omega_1)$, зависящих от угловой скорости вращения колеса ω_1 без проскальзывания, а также неуправляемого шума $U = \{U_1, U_2\}^T$, возмущающего стационарные движения системы. Если координаты $X(t)$ являются не зашумлёнными дополнительными случайными воздействиями, то характеристический полином АР модели определяет характеристику динамической системы.

Параметры, входящие в линеаризованное уравнение в вариациях, зависят от точек равновесия и свойств нелинейных связей, характеризующих ФК. Изменяющиеся параметры динамических связей соответствующим образом отображаются в характеристической матрице $\Delta(s)$, которую получим с использованием преобразования Лапласа [187] к системе уравнений (2.7)

$$\Delta s = \begin{bmatrix} T_{\mathcal{M}} T_{\mathcal{D}} s^2 + T_{\mathcal{M}} s + 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 s^2 + \beta_{11} s + c_{11} & 0 & 0 & -\beta_{11} s - c_{11} & 0 \\ 0 & 0 & m_1 s^2 + \beta_{12} s + c_{12} & 0 & 0 & -\beta_{12} s - c_{12} \\ 0 & 0 & 0 & m_2 s^2 + \beta_{21} s + c_{21} & 0 & 0 \\ 0 & -\beta_{11} s - c_{11} & 0 & 0 & m_3 s^2 + \beta_{11} s + c_{11} & 0 \\ 0 & 0 & -\beta_{12} s - c_{12} & 0 & 0 & m_3 s^2 + \beta_{12} s + c_{12} \end{bmatrix} = 0,$$

где s — комплексная переменная, характеризующая изображение сигнала во временной области,

или характеристическом полиноме степени $2n$

$$\Delta(s) = [T_{\mathcal{M}} T_{\mathcal{D}} s^2 + T_{\mathcal{M}} s + 1] \cdot [m_2 s^2 + \beta_{21} s + c_{21}] \times \left\{ \begin{aligned} & [m_1 s^2 + \beta_{11} s + c_{11}] \cdot [m_3 s^2 + \beta_{11} s + c_{11}] \times \\ & \times \left\{ [m_1 s^2 + \beta_{12} s + c_{12}] \cdot [m_3 s^2 + \beta_{12} s + c_{12}] - [-\beta_{12} s - c_{12}]^2 \right\} + \\ & + [-\beta_{11} s - c_{11}]^2 \cdot \left\{ [-\beta_{12} s - c_{12}]^2 - [m_3 s^2 + \beta_{12} s + c_{12}] \right\} \end{aligned} \right\}.$$

Коэффициенты $a_i(\tau)$ и корни s характеристического полинома $\Delta(s)$ в этом случае будут функциями состояния ФК и внешних сил или временного сдвига τ

$$\Delta(s, \tau) = a_0(\tau)s^{12} + a_1(\tau)s^{11} + \dots + a_{11}(\tau)s + a_{12}(\tau) = 0.$$

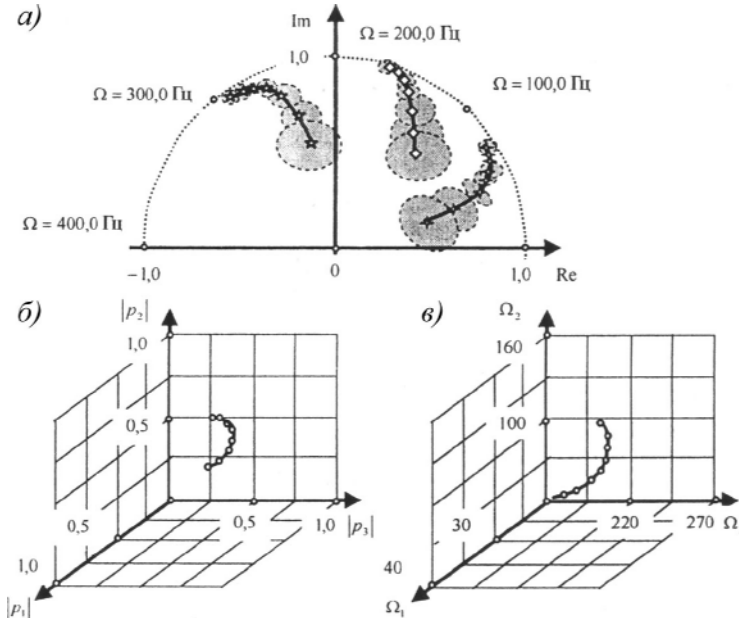


Рисунок 2.5 – Корни характеристического полинома в комплексной плоскости:

a – диаграмма их эволюции; *б* – диаграмма модулей корней; *в* – диаграмма частот

На рисунке 2.5 представлены траектории трёх корней s характеристического полинома в комплексной плоскости, соответствующие ветви медленного нарастания тягового усилия до значения, близкого к точке **В** срыва сцепления (см. рисунок 2.4). Корни смещаются в низкочастотную область, приближаясь к началу координат, удаляясь от единичной окружности и область их 95 %-й вероятности увеличивается (показаны затемнёнными эллипсами). Ана-

лиз эволюции корней характеристического полинома позволяет разработать классификатор состояния ФК и наметить пути его мониторинга [58].

Собственную частоту ФК можно определить по АЧХ характеристического полинома (рисунок 2.6, *a*), величину степени демпфирования ξ – по смещению корней характеристического полинома на комплексной плоскости (рисунок 2.6, *б*).

Для оценки нелинейной характеристики угла поворота колеса, связанного с упругими деформациями колеса относительно рельса X_{11} , пренебрегая незначительными диссипативными характеристиками по сравнению с упругими (см. рисунок 2.2), преобразуем первое дифференциальное уравнение (2.2) к виду

$$J_1 \ddot{\alpha}_1 = M(\alpha_2) - C_0 \cdot (\alpha_1 + \alpha_2).$$

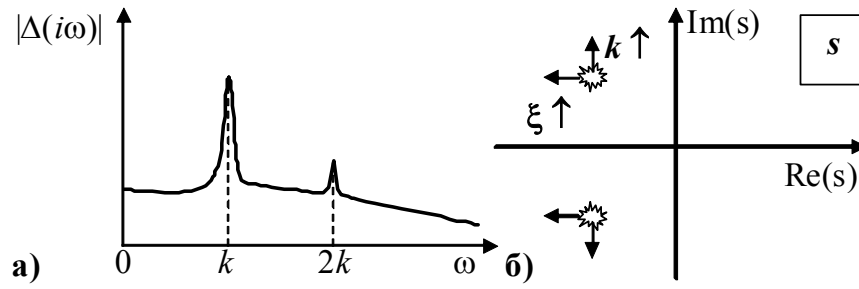


Рисунок 2.6 – Зависимость АЧХ трибосистемы «колесо – рельс» по анализу характеристического полинома для определения собственной частоты ФК (а); степени демпфирования ξ по его корням (б)

Предположим, что угол поворота колеса α_1 является постоянной величиной, тогда дифференциальное уравнение примет следующий вид

$$0 = M(\alpha_2) - C_0 \cdot (\alpha_1 + \alpha_2);$$

$$M(\alpha_2) = C_0 \cdot (\alpha_1 + \alpha_2).$$

Для определения круговой частоты колебаний колеса найдём частную производную от α_2 :

$$J_1 \ddot{\alpha}_2 = \frac{\partial M(\alpha_2)}{\partial \alpha_2} \alpha_2 - C_0 \alpha_2; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{\frac{\partial M(\alpha_2)}{\partial \alpha_2} - C_0}{J_1}}.$$

На графике АЧХ характеристического полинома $\Delta(p)$ на частоте ω_0 , соответствующей углу поворота колеса, связанному с упругими деформациями колеса относительно рельса, будет явно выделяющийся резонансный пик (рисунок 2.7, а). При изменении α_1 будет изменяться величина α_2 и частота ω_0 (рисунок 2.7, б).

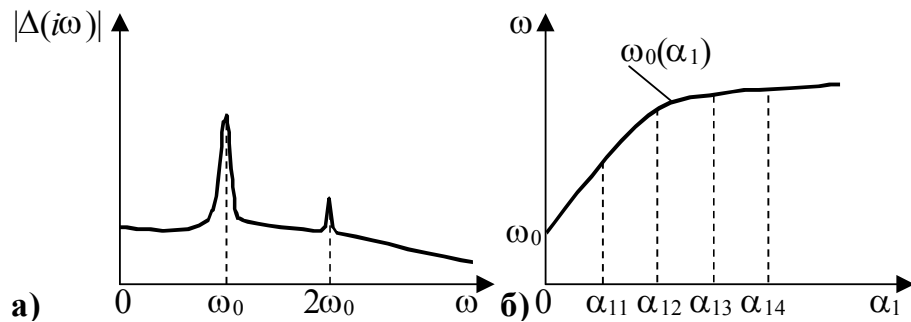


Рисунок 2.7 – Зависимости характеристического полинома как функции угла поворота колеса α_1 , связанного с упругими деформациями X_{11} колеса относительно рельса, (а) и резонансной частоты ω_0 от угла поворота колеса α_1 (б)

Так как все характеристики в последнем выражении постоянны, кроме $\partial M(\alpha_2)/\partial \alpha_2$, то можно судить о величине нелинейной характеристики, связанной с упругими деформациями колеса относительно рельса (рисунок 2.8) через нелинейную функцию момента трения

$$M(\alpha_1, \dot{\alpha}_2) = \frac{\partial M(\alpha_2)}{\partial \alpha_2} \alpha_2 + \frac{\partial M(\alpha_2)}{\partial \dot{\alpha}_2} \dot{\alpha}_2,$$

где $\frac{\partial M(\alpha_2)}{\partial \alpha_2} \alpha_2$ – величина, характеризующая консервативную составляющую

сил фрикционного взаимодействия как градиент функции момента трения;

$\frac{\partial M(\alpha_2)}{\partial \dot{\alpha}_2} \dot{\alpha}_2$ – величина диссипативной составляющей ТС.

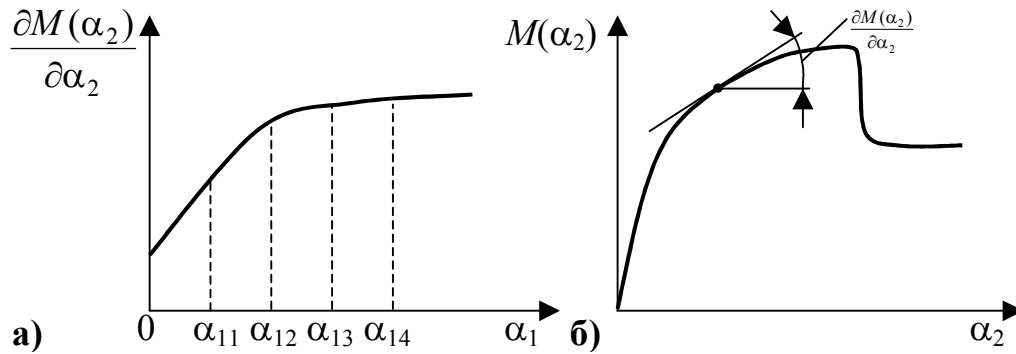


Рисунок 2.8 – Консервативная (а) и диссипативная (б) составляющие функции момента трения колёсной пары тягового ПС

Таким образом, для решения задач мониторинга ФС широко используются принципы построения информационного пространства на основе авторегрессионных моделей вибрационных последовательностей (например, Юла – Уолкера, Берга и др.). При таком подходе **на основе эволюционных преобразований корней характеристического полинома на комплексной плоскости строятся информационные модели изменяющихся свойств ФК** [132] (например, работы М. Марчака [117]).

Однако используемые авторегрессионные спектральные оценки, параметрические функции передачи (1.10) недостаточно отображают диссипативные потери анализируемых систем. Для раскрытия динамической модели фрикционных связей, формируемых во ФК, введено понятие *частотной передаточной*

функции координат состояния. В этом случае ККП [149, 217, 132, 4, 14, 219] ТС (1.12) связывает спектральные функции сил нормальной $X_{11}(\mathbf{p})$ и тангенциальной $X_{12}(\mathbf{p})$ составляющих фрикционного взаимодействия

$$W(i\omega) = \frac{S_{X_{12}}(i\omega) \cdot S_{X_{11}}(-i\omega)}{S_{X_{11}}(i\omega) \cdot S_{X_{11}}(-i\omega)} = \frac{S_{X_{12}}(i\omega) \cdot S_{X_{11}}(-i\omega)}{|S_{X_{11}}(i\omega)|^2} = \frac{S_{X_{12}X_{11}}(i\omega)}{S_{X_{11}X_{11}}(\omega)}, \quad (2.10)$$

где $S_{X_{12}X_{11}}(i\omega)$ – взаимная спектральная функция тангенциального и нормального силового взаимодействия, учитывающая свойства трибосреды ФК и внешние условия, воздействующие на систему; $S_{X_{11}X_{11}}(\omega)$ – автоспектральная функция нормального силового воздействия на ФК с учётом неуправляемого силового шума, возмущающего стационарные движения системы.

Таким образом, трибоспектральные характеристики рассматриваются как некоторое свойство трибосистемы, определяющее отклонение её состояния от стационарной траектории движения [64, 84, 250]. Состояние трибосистемы оценивается силовыми координатами: силами, нормальными к контактирующей поверхности ΔX_{11} , силами в направлении скорости относительного скольжения ΔX_{12} , коэффициентом связи между ними (коэффициентом трения по Кулону (1.1) или комплексным коэффициентом трения [169], ККП $W(i\omega)$ [187], определяющим пространственную ориентацию сил контактного взаимодействия как в целом, так и на определённых частотных диапазонах).

Так как спектральная функция в общем случае является комплексной и обладает комплексно-сопряжённой симметрией $S_{X_{11}X_{12}}(i\omega) = S_{X_{12}X_{11}}(-i\omega)$, то значения взаимного спектра на каждой частоте не превышают среднего геометрического значения спектров процессов ΔX_{11} и ΔX_{12} на этой частоте, т.е.

$$|S_{X_{12}X_{11}}(i\omega)|^2 \leq S_{X_{12}X_{12}}(\omega) \cdot S_{X_{11}X_{11}}(\omega). \quad (2.11)$$

Эрмитова матрица

$$\begin{bmatrix} S_{X_{12}X_{12}}(\omega) & S_{X_{12}X_{11}}(i\omega) \\ S_{X_{11}X_{12}}(i\omega) & S_{X_{11}X_{11}}(\omega) \end{bmatrix}$$

называется *матрицей когерентности*. Согласно свойству (2.11), эта 2×2 -матрица должна иметь неотрицательный детерминант для всех частот. Квадрат модуля когерентности между составляющими колебаний равен единице в том частотном диапазоне в границах некоторых фиксированных фазовых соотношений, где существует единственный источник шума

$$C_{X_{12}X_{11}} = \frac{|S_{X_{12}X_{11}}(i\omega)|^2}{S_{X_{12}X_{12}}(\omega) \cdot S_{X_{11}X_{11}}(\omega)}.$$

В противном случае он уменьшается в зависимости от параметров, входящих в (2.10). Это уменьшение, определяемое наличием множества аддитивных источников шума, зависит от динамических характеристик упруго-диссипативной системы «ПС – путь» и процесса трения как динамической связи. Для одного и того же ПС, имеющего неизменные упруго-диссипативные и динамические характеристики процесса трения, увеличение количества аддитивных (в данном случае имеющих различную физическую природу) силовых источников, не связанных с координатами состояния, обуславливает существенную неопределённость динамической системы.

Использование комплексного коэффициента передачи (2.10) позволяет исключить этап линеаризации и тем самым повысить информативность получаемых АФЧХ [139], так как в них *сохраняется и не искажается* физическая информация о: соотношении упругих, диссипативных и инерционных составляющих; фазовых изменениях тангенциальной относительно нормальной составляющих фрикционного взаимодействия; диссипативных потерях и триботермодинамике исследуемой системы.

Как было сказано ранее, в критерии устойчивости Найквиста имеются две оценки стабильности системы [27]: ЗУА (ограничение по инерционной составляющей) и ЗУФ (ограничение по диссипативной составляющей) *линеаризованной модели*. Так как при вычислении ККП трибосистемы (2.10) на комплексной плоскости отображаются её нелинейные свойства, т.е. его упругие, диссипативные и инерционные составляющие фрикционного взаимодействия, то очевидно,

что физическая сущность этих составляющих как в АФЧХ по выражению (2.10), так и в линеаризованном представлении (1.6) не изменяется [139]. Следовательно, критерий Найквиста можно применить и для анализа устойчивости нелинейных динамических связей во ФС.

Вопросам устойчивости по амплитуде и фазе посвящено много литературных источников, в которых предлагается тем или иным способом ограничивать запретную область для инерционных и диссипативных составляющих взаимодействия (критерии Попова, Пальтова, Пуша). Например, частотный критерий абсолютной устойчивости В.М. Попова [27, 187] может быть применён при любой сложности линейной части системы, заданных коэффициентах уравнений и однозначной нелинейностью в графической форме. Более того, он может быть применён в случае, когда не заданы уравнения, но известна экспериментально снятая амплитудно-фазовая частотная характеристика линейной части $W(i\omega)$ [27, с. 536]. Здесь под линейной частью понимается ПФ механической подсистемы, например ПС. Так как анализируются АФЧХ реальной механической системы, в вибрационных последовательностях которой отображаются свойства того или иного ФК, то мы вправе [139] применять критерии устойчивости Найквиста, Попова, Пальтова и др. для анализа ТС для ограниченного временного диапазона как систем с замороженными коэффициентами [56].

Это позволяет сделать утверждение [139], что независимо от того, как получены АФЧХ – с использованием ККП либо по значениям линеаризованных коэффициентов функции передачи, – физический смысл критериев устойчивости Найквиста, Попова и др. не изменится. Следовательно, оценки стабильности системы, полученные указанными авторами, можно применять и для анализа оценок ККП (2.10), характеризующей нелинейную природу фрикционного взаимодействия при внешнем или внутреннем трении.

Получаемые с помощью классического метода оценки спектральной плотности мощности (СПМ) ККП (2.10) линейно зависят от мощности синусоид, присутствующих в данных [116, 217]. Достоинством такого оценивания является то, что не требуется линеаризации сигналов и трибоспектров и, следова-

тельно, в анализируемом спектре *сохраняется вся динамика изменения виброколебаний во ФК по времени, информация о фазовых превращениях в трибосистеме* [139].

Основной недостаток данного метода спектрального оценивания вызван конечной последовательностью анализируемых данных, а также возможным наличием в них разрывов второго рода, что вызывает искажающее воздействие просачивания по боковым лепесткам [116, 217]. Значительное отличие амплитуд начальных и конечных отсчётов конечного сигнала обуславливает скачки на стыках сегментов спектральных амплитуд при периодическом их повторении. В результате спектральная оценка значительно расширяется, точность оценки снижается. Обработка с помощью весовых окон [116, 200, 217] (свёртки спектров сигнала и весовой функции) позволяет за счёт некоторого ухудшения спектрального разрешения снизить амплитудный уровень боковых лепестков спектральной оценки за счёт увеличения ширины частотного диапазона спектральной амплитуды. Снижение же уровня боковых лепестков позволяет обнаружить слабые компоненты сигнала, которые могут присутствовать в спектре. Для получения статистически устойчивой спектральной оценки имеющиеся данные разбиваются на перекрывающиеся сегменты с последующим усреднением выборочных спектров, полученных по каждому такому сегменту. В зависимости от требуемых значений разрешения и степени гладкости спектральной оценки выбирается количество перекрывающихся сегментов на дискретный объём анализируемых данных, что обеспечивает эргодичность и стационарность измеряемого процесса. Незначительные спектральные флуктуации и смещение спектральных значений относительно истинных их значений на всех частотах реализуются классическими методами при условии обеспечения неравенства $T B \gg 1$, где T – интервал записи данных, а B – разрешение по частоте. Такое разрешение классических методов спектрального оценивания не зависит от характеристик анализируемых данных [116, 217].

Так как СПМ ККП (2.10) усредняется с использованием k весовых окон, то для достоверной идентификации спектральных характеристик трибосистемы

необходимо использовать методы математической статистики [139]. Здесь можно использовать, например, критерий *Хи-квадрат* для оценки величин разброса спектральных оценок как функции заданной вероятности ($p = 0,95$) и количества усредняемых весовых окон k [200].

2.3 Принципы анализа динамической связи «колесо – рельс»

Динамические свойства ТС «колесо – рельс» определяются *характеристикой сцепления* [133, 148, 149] (рисунок 2.9).

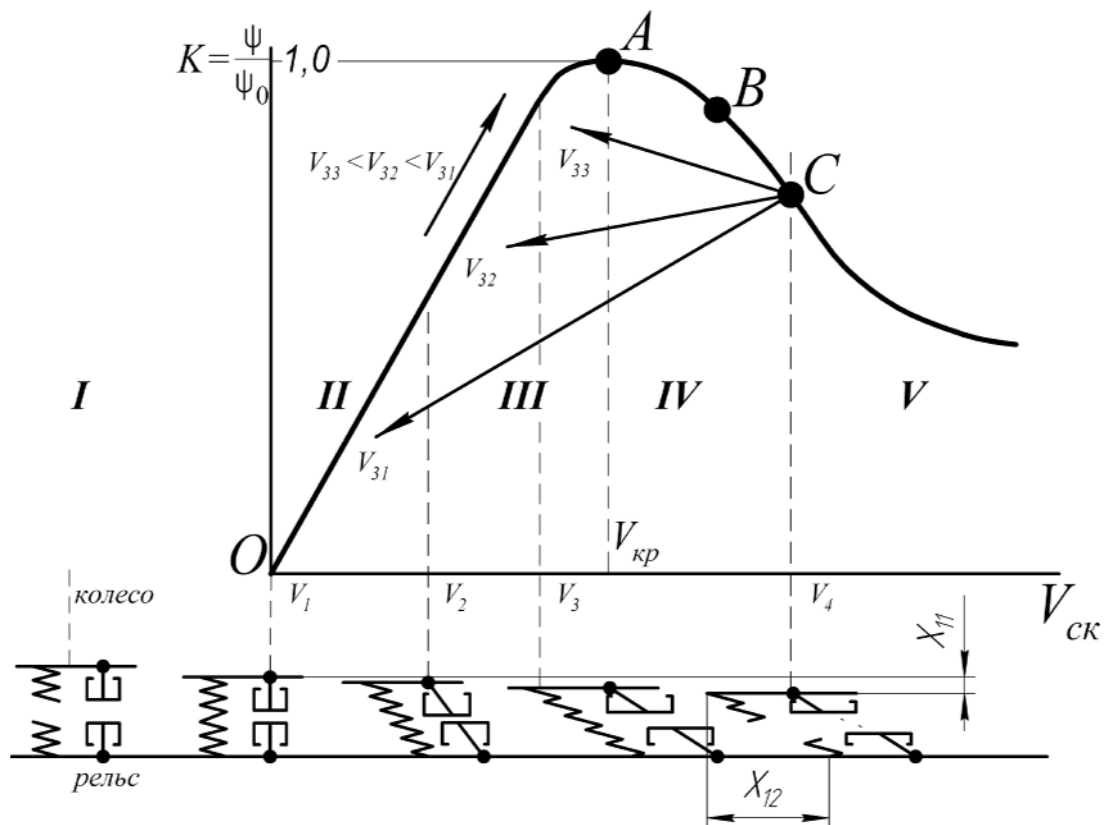


Рисунок 2.9 – Схема формирования фрикционных связей при возрастании относительного проскальзывания колеса относительно рельса

Здесь $K = \psi / \psi_0$ – относительная величина коэффициента сцепления; ψ – текущее значение при заданной скорости скольжения V ; ψ_0 – его потенциальное значение. Величина ψ_0 устанавливается на основе экспериментальных данных для заданного типа локомотива в момент его трогания с места, когда действуют силы трения покоя [109]. Её величина зависит от исходного фрикционного состояния, физико-химических и фрикционных свойств поверхностных слоёв загрязнений, используемых систем модифицирования поверхностей трения [109].

Характеристика сцепления состоит из характерных ветвей [123]: **О** – начальная ветвь предварительного смещения ($0 < V_{ск} \leq 0,14 \% \cdot V$) при трогании тягового ПС, характеризуемая относительной величиной коэффициента сцепления $K = 1491,25 \frac{V_{ск}}{V}$; **ОА** – восходящая ветвь предварительного смещения ($0,14 \% \cdot V < V_{ск} \leq 1,4 \% \cdot V$), при которой скорости образования фрикционных связей превышают величину скорости относительного скольжения, $K = \frac{381,6V_{ск} - V}{360V_{ск} + 0,04V}$; **А** – состояние неустойчивого равновесия ($1,4 \% \cdot V < V_{ск} \leq 2,5 \% \cdot V$), соответствует предельным значениям предварительного смещения и коэффициента сцепления ($K = 1,06 - 16,36 \frac{V_{ск}}{V}$), при котором скорость образования фрикционных связей уступают величине скорости скольжения $V_{кр}$; **АС** – падающая ветвь скольжения при ухудшении условий сцепления ($V_{ск} > 2,5 \% \cdot V$), что соответствует боксованию или автоколебаниям тяговых колёс локомотива по рельсам («насыщенному контакту», при котором число разорванных фрикционных связей равно числу формируемых в единицу времени и не зависит от скорости относительного скольжения)

$$K = 0,57e^{-0,68(V_{ск}-V_{кр})} + 0,36e^{-0,036(V_{ск}-V_{кр})} + 0,02e^{-1,5(V_{ск}-V_{кр})},$$

где $V_{кр}$ – граничная скорость скольжения, равная $\approx 2,5 \% \cdot V$; и, наконец, возвратная ветвь характеристики сцепления **СО**, характеризующаяся потерей тяговой мощности локомотива, в зависимости от внешних условий эксплуатации имеет скорость восстановления фрикционной связи V_{31} , V_{32} или V_{33} , а аналитическое выражение этой характеристики можно описать зависимостью

$$K = 0,148e^{-0,4V_{кр}} + 0,3e^{-0,035V_{кр}} + 0,18e^{(-0,4V_{кр}-0,53V_{ск})} + 0,368e^{(-0,035V_{кр}-0,53V_{ск})}.$$

Приведенные выше выражения для относительной величины коэффициента сцепления характерны для электровозов ВЛ84-001 и ВЛ12-002 [118] и являются основой для разработки математической модели характеристики сцепления колёсной пары локомотива.

В практике изучения сцепления колеса и рельса обычно пользуются внешними эмпирическими зависимостями. Для определения максимально возможного безразмерного коэффициента сцепления Ψ_0 предлагается следующая эмпирическая зависимость [75]

$$\psi_0 = 0,28 + \frac{4}{50 + 6V} - 0,0006V, \quad (2.12)$$

где V – скорость движения локомотива, км/час; эмпирические коэффициенты 6 и 0,0006 имеют размерность час/км.

Так как безразмерный коэффициент сцепления определяется по экспериментальным зависимостям для конкретного ПС, то он обладает статистическими характеристиками. По разным литературным источникам (табл. 2.1) приводятся разные его величины как функции скорости движения локомотива.

Таблица 2.1 – Коэффициент сцепления Ψ_0 как функция скорости движения локомотива

V, км/ч	0–5	10	20	40	60	80	100	120	Литератур- ный источник
Ψ_0	0,445	—	0,341	0,308	—	0,286	—	0,21	[228]
Ψ_0	0,35–0,4	0,3...0,35	0,3	0,29	0,27	0,25	0,23	0,21	[158]
Ψ_0	0,33–0,36	0,31	0,29	0,27	0,25	0,24	0,23	0,21	[49]

При изменении скорости движения от 0 до 50 км/ч коэффициент сцепления может быть выражен эмпирической формулой [120]

$$\Psi = \Psi_0 \cdot \frac{1 + a \cdot U}{1 + b \cdot U}, \quad (2.13)$$

где a и b – коэффициенты, не зависящие от скорости движения V ; U – величина скорости скольжения.

В работе [75] предложены две аппроксимирующие аналитические зависимости восходящей ветви коэффициента сцепления $\Psi = f(U)$

$$\text{при } 0 \leq \alpha \leq 0,0014 \quad k = 357,13 \cdot \alpha; \quad (2.14)$$

$$\text{при } 0,0014 \leq \alpha \leq 0,025 \quad k = \frac{350 \cdot \alpha - 0,155}{336 \cdot \alpha + 0,196}, \quad (2.15)$$

где $k = \frac{\Psi}{\Psi_0}$ – относительный коэффициент сцепления; $\alpha = \frac{U}{V}$ – соотношение скоростей скольжения и качения. Значения $k = 1$ и $\alpha = 0,025$ соответствуют предельной скорости скольжения V_0 , начиная с которой начинаются автоколебания и боксование тяговых колёс.

При изменении скорости от 15 до 40 км/ч в [120] исследована зависимость падающей ветви характеристики сцепления. Установлено, что при боксовании соотношение $\left| \frac{d\Psi}{dU} \right|$ имеет большее значение, чем при его прекращении.

В области скольжения возможны две реализации максимальных сил сцепления [87, 221]. Первый максимум наступает при скорости движения 10 км/ч и относительном проскальзывании $\alpha = 0,15$, второй максимум – соответственно при 42...45 км/ч и $\alpha = 0,067...0,095$.

При разной степени увлажнения P/P_0 ФК «колесо – рельс» предложено следующее выражение для определения коэффициента сцепления [163]

$$\psi_0 = 0,483 - 0,519 \left(\frac{P}{P_0} \right) + 0,429 \left(\frac{P}{P_0} \right)^2,$$

где P – относительная влажность окружающей среды.

Как было сказано ранее, на величину коэффициента сцепления оказывает влияние целый ряд случайных факторов (погодные условия, время года и суток, характер перевозимых грузов, тип земляного полотна, наличие поверхностных загрязнений и пр.), а его значение может изменяться по ширине дорожки катания рельсов [71, 87, 105, 110] в зависимости от состояния ФК. Величина коэффициента сцепления тяговых колёс с рельсами при прочих равных условиях может варьироваться в диапазоне от 0,15 до 0,6 [38]. Указанные обстоятельства затрудняют решение задачи прогноза коэффициента сцепления по всему пути следования тягового ПС. Существует острая необходимость разработки устройств обнаружения срыва сцепления и оснащения ими локомотивов.

В связи с неоднозначным прогнозом коэффициента сцепления необходимо прибегать к статистическим методам оценки на основе трибоспектральных характеристик [63, 247], источником которых является сам процесс трения.

Процесс реализации тягового усилия [133] можно условно разбить на определённые этапы (см. рисунок 2.9). Первый этап (область *I*) состоит из упруго-диссипативного взаимодействия контактирующих микронеровностей взаимодействующих поверхностей (деформирования) колеса и рельса с образованием молекулярно-механических связей на ФПК, стремящихся обеспечить ПС состояние покоя или пассивного качения колеса по рельсу. В данном случае колесо локомотива «отсекает» от рельса, т.е. имеет отрицательное скольжение (0,01...0,02 %), связанное с наличием сил инерции колёсных пар. Диссипация трибосистемы происходит в основном за счёт деформации контактирующих поверхностей колеса и рельса в нормальной плоскости фрикционного взаимодействия. АЧХ фрикционного взаимодействия (2.10) зависит в основном от текущего ускорения колёсной пары и обуславливает перераспределение годографа Найквиста, характеризующего «пассивное колесо», в отрицательную область значений упруго-инерционной составляющей силового взаимодействия колеса и рельса. В зависимости от ускорения или замедления колёсной пары диссипативная составляющая фрикционного взаимодействия имеет отрицательное или положительное смещение относительно состояния покоя.

В начальный момент трогания тягового ПС (область *II*) реализуется «боксование на месте» при нулевых значениях силы сопротивления $F_{тр} = 0$ Н или 100 % скольжение, которое вызывает резкое падение тягового усилия, переход почти всей или всей тяговой энергии в тепловую энергию. Неподвижный контакт активного (локомотивного) колеса с рельсом при трогании ПС обуславливает падение теплопоглощающих и теплоотдающих характеристик ФК; увеличение объёмной температуры и температурного градиента; падение упруго-инерционной и возрастание диссипативной составляющих фрикционного взаимодействия; поверхности трения разогреваются, возможно, до температуры плавления с образованием мостиков сварки *II* рода по классификации Б.И. Кос-

тецкого [94]; резкий мгновенный кратковременный рост тягового усилия за счёт спонтанного разрыва мостиков сварки; образование локальных участков с положительным (оплавление поверхности) и отрицательным (термоупрочнение поверхности) градиентом механических свойств; резко, на порядок, увеличивается износ колеса и рельса; на рельсе образуются впадины. Образование и разрыв фрикционных связей приводят к развитию фрикционных автоколебаний трибосистемы «рельс – колесо – тяговый привод».

В процессе реализации тягового усилия увеличиваются скорость относительного скольжения и предварительного смещения (область *III*); снижается прочность единичных фрикционных связей; увеличивается ФПК на порядок и более; разрываются существующие фрикционные связи при одновременном спонтанном образовании новых связей, что приводит к росту величины коэффициента сцепления и повышению температуры контактирующих микронеровностей ФК. Диссипативная составляющая фрикционного взаимодействия колеса с рельсом преобладает над упруго-инерционной составляющей этого взаимодействия. Дальнейшее увеличение скорости относительного скольжения вызывает постепенное увеличение упругой составляющей фрикционного взаимодействия; резкое снижение инерционной составляющей к минимальному значению и незначительное снижение диссипативной составляющей; при определенной объёмной температуре формирование новых фрикционных связей преобладает над процессом их разрушения.

В *IV* области количество разорванных связей приблизительно становится равным количеству спонтанного образования новых связей; коэффициент сцепления достигает своего максимального значения (точка *A* на рисунке 2.9)

$$\Psi \cdot N \cdot R \cong M_m = C_{\Sigma} \cdot \Delta\varphi \cdot R,$$

где Ψ – коэффициент сцепления колеса с рельсом (2.12)...(2.15); N – статическая нагрузка колеса на рельс; R – радиус тяговых колёсных пар локомотива; C_{Σ} – суммарная жёсткость трансмиссии локомотива; $\Delta\varphi = \alpha_1 - \alpha_0$ – суммарный угол деформации связей трансмиссии.

При реализации тягового усилия локомотива незначительное изменение погодных-климатических условий или наличие поверхностных загрязнений на ФПК обеспечивают перераспределение сил фрикционного взаимодействия, снижение их консервативных составляющих при одновременном увеличении диссипативных составляющих, что обуславливает потерю устойчивости тягового усилия, снижение коэффициента сцепления тяговых колёс из точки *A* в точку *B*. В результате текущего состояния ФК и привода, случайного сочетания взаимодействующих случайных факторов наступают автоколебания коэффициента сцепления – его значение флуктуирует в районе точки *C* (мгновенное падение суммарного угла деформации связей трансмиссии локомотива $\Delta\varphi$ до 0; последующая мгновенная остановка колеса относительно рельса (переход из точки *C* в точку *O*) и мгновенная деформация силовой трансмиссии до исходных значений $\Delta\varphi$ – переход из точки *O* в точку *A*, *B* или *C*). Угол наклона зависит от физико-механических свойств ФК, состояния окружающей среды и прочих условий и от скорости относительного скольжения. Чем выше данная скорость, тем угол падения мгновенной тяговой энергии меньше.

При дальнейшем увеличении скорости скольжения осуществляется переход тягового ПС в режим боксования (область *I*) при значительном повышении диссипативной функции (теплоотдачи ФК в окружающее пространство).

Для идентификации рассмотренных режимов тяги ПС предлагается использовать *методику ТСИ* [169, 149]. Основой методики ТСИ ФС является определение технического состояния динамических связей ФК на основе анализа спектральных характеристик силовых координат единой динамической системы ПС, её подсистем, взаимодействующих через динамические связи, формируемые УТ в реальном времени [231, 244, 245]. Этот метод позволяет решать задачи *исследования, оптимизации, диагностики и прогнозирования* ТС в координатах состояния.

- **Исследование методом трибоспектральной идентификации**

Методы ФММ натурных ТС позволяют решать задачи их исследования методами ТСИ в лабораторных условиях на базе натурального эксперимента [165,

154]. Представление коэффициента трения в виде отношения трибоспектров (2.10) позволяет косвенно оценить диссипативную и консервативную составляющие процессов трения, оценить термодинамику, теплофизические и физико-механические характеристики.

- **Определение устойчивости технических систем на базе физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации**

Динамическая система трения является чрезвычайно сложной системой, в которой необходимо учитывать взаимодействие механических подсистем с силами контактного взаимодействия в координатах состояния, то есть в упругих деформационных смещениях. Однако в зоне контакта имеют место различные необратимые преобразования энергии механической системы в другие виды, например в тепловую. Идентификация устойчивости таких систем в настоящее время практически сложно реализуемая задача.

В отличие от стандартного критерия устойчивости Найквиста, его оценок запаса устойчивости по амплитуде и фазе [27, 187], в методе ТСИ [169, 148, 149, 139] неопределённость состояний трибосистем (рисунок 2.10) можно оценить на основе рассмотрения ИО как на всём частотном диапазоне анализа модельной и натурной ТС, так и на заданном количестве *частотных интервалов*. Это позволяет использовать ИО для управления ФК и в целом ТС [223] с помощью САР и САУ [27, 187].

На основе анализа АФЧХ предложена новая *не используемая ранее система ИО* [139, 149, 4, 14], позволяющая оценить соотношение упруго-инерционных и диссипативных сил фрикционного взаимодействия, выявить не рассматриваемые ранее механизмы потери устойчивости, условия необратимости в контактной области и сформулировать новое направление при построении систем динамического мониторинга состояний ТС непосредственно в ходе их функционирования.

1 ИО квадрата модуля когерентности [84, 149]

$$I_C = \int_0^{\omega_N} C_{X_{12}X_{11}}(\omega) d\omega, \quad (2.16)$$

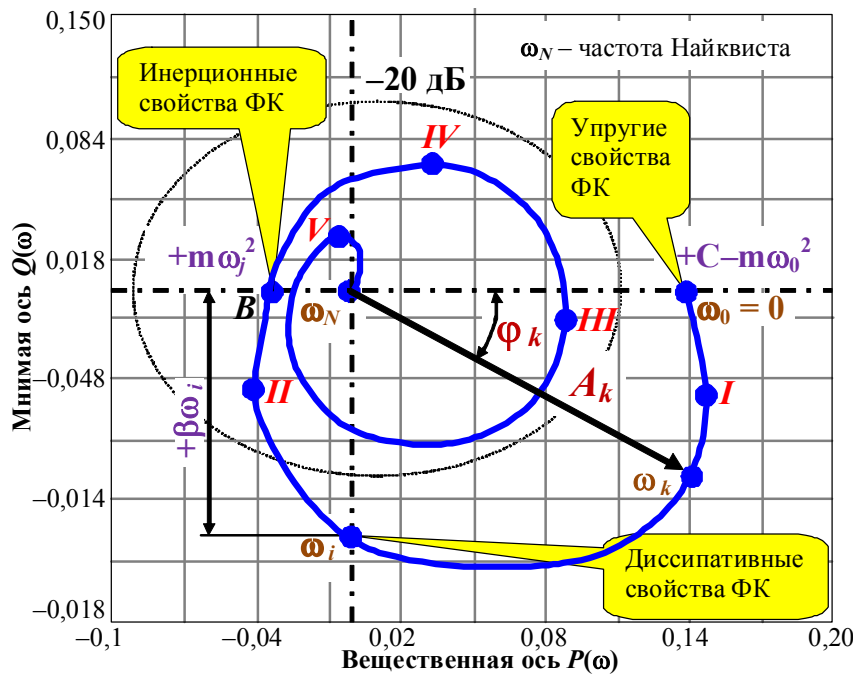


Рисунок 2.10 – Интерпретация АФЧХ с точки зрения упруго-диссипативных свойств трибосистемы, где m – массы активных микрообъёмов, участвующих в трении; β – эквивалентный коэффициент демпфирования; C – коэффициент упругих свойств

ствий в трибосреде, имеющих различную природу источников формирования сил, действующих в трибоконтакте.

2 ИО диссипативной составляющей трения, определяющая потери на трение, то есть диссипативные свойства механической системы и процесса трения во фрикционном контакте как динамической связи [149, 217, 13, 4, 14, 218, 219]: чем больше в трибосистеме потери на трение, тем выше величина ИО

$$I_Q = k \int_0^{\omega_N} |Q(\omega)| d\omega, \quad (2.17)$$

где $Q(\omega)$ – МЧХ частотной функции передачи (2.10); k – коэффициент пропорциональности.

3 ИО степени диссипации, характеризующая упруго-диссипативные свойства механической подсистемы ТС и процесса трения во фрикционном контакте как динамической связи [149, 217, 13, 4, 14, 218, 219]

которая удовлетворяет условию $0 \leq I_C \leq 1$. В единой динамической системе все физико-механические и механохимические процессы взаимосвязаны и одновременно обладают некоторой самостоятельностью. Если колебания во ФК вызваны единственным источником силовых воздействий, то $I_C \rightarrow 1$. Иначе причины формирования силового шума являются результатом преобразования воздей-

$$I_\gamma = k \int_0^{\omega_N} |Q(\omega)| d\omega / \int_0^{\omega_N} |P(\omega)| d\omega, \quad (2.18)$$

где $P(\omega)$ – ВЧХ частотной функции передачи (2.10), k – коэффициент пропорциональности. ИО I_γ (2.18) аналогична *степени демпфирования* γ линейной механической системы [43, 209]

$$\gamma = \frac{n}{k}, \quad m\ddot{y} + \beta\dot{y} + Cy = x \quad \text{или} \quad y + 2n\dot{y} + k^2 y = x/m$$

где n – коэффициент затухания, $n = \frac{\beta}{2m}$; m – масса; β – коэффициент демпфирования; k – частота собственных колебаний, $k = \sqrt{\frac{C}{m}}$; C – коэффициент упругости; x – входное воздействие; y – выходное перемещение.

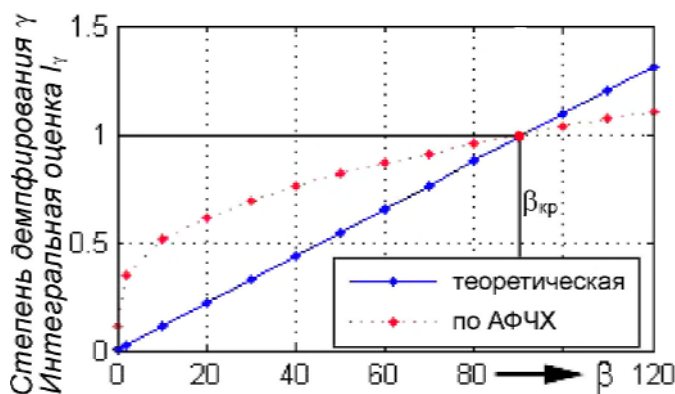


Рисунок 2.11 – Зависимости интегральной оценки степени диссипации I_γ , вычисленной по АФЧХ, и линейного коэффициента степени демпфирования γ механической системы от коэффициента демпфирования β

В качестве доказательства возможности оценки текущего состояния ФС при помощи интегральных оценок (2.18) на рисунке 2.11 представлены результаты моделирования колебательного – аperiodического звена вида $7\ddot{y} + \beta\dot{y} + 300y = 100x$ и сравнение линейной степени демпфирования γ с интегральной оценкой I_γ . Показано, что интегральная оценка I_γ нелинейно зависит от коэффициента демпфирования β . Однако обе характеристики (степень демпфирования γ и интегральная оценка I_γ) имеют общую точку пересечения при величине критического демпфирования $\beta_{кр}$. Это позволяет по величине ИО I_γ ориентировочно установить критическую величину демпфирования фрикционной подсистемы, при которой наступает аperiodический характер движения.

Результаты моделирования колебательного – аperiodического звена вида $7\ddot{y} + \beta\dot{y} + 300y = 100x$ и сравнение линейной степени демпфирования γ с интегральной оценкой I_γ . Показано, что интегральная оценка I_γ нелинейно зависит от коэффициента демпфирования β . Однако обе характеристики (степень демпфирования γ и интегральная оценка I_γ) имеют общую точку пересечения при величине критического демпфирования $\beta_{кр}$. Это позволяет по величине ИО I_γ ориентировочно установить критическую величину демпфирования фрикционной подсистемы, при которой наступает аperiodический характер движения.

4 ИО приведенных к выходу энергетических потерь ТС [13, 149, 4]

$$I_f = k \int_0^{\omega_N} \frac{S_{X_{12}X_{12}}(\omega)}{\left| S_{X_{11}X_{11}}(\omega) - \left| S_{X_{12}X_{11}}(i\omega) \right| \right|} d\omega, \quad (2.19)$$

где $S_{X_{11}X_{11}}(\omega)$ и $S_{X_{12}X_{12}}(\omega)$ – оценки СПМ непараметрическим методом Уэлча [200] автоспектров функций сближения $X_{11}(t)$ и тангенциального смещения $X_{12}(t)$, определяемые как квадратичные функции преобразований Фурье; $S_{X_{12}X_{11}}(\omega)$ – взаимный спектр сигналов; k – коэффициент пропорциональности.

5 ИО относительной величины потери стабильности ζ [149, 133] рассчитывается по АФЧХ (2.10) и представляет единую характеристику величины потери устойчивости как по амплитуде, так и по фазе. Так, например, на некоторой частоте ТС неустойчива по амплитуде при $P(\omega) < -1$ – тогда ИО соответствует выражению $\zeta = 20 \cdot \lg(-P(\omega))/120$. Если фазовый сдвиг на некоторой частоте составляет $+120^\circ$ при изменении аргумента функции (2.10) от -180° до $+180^\circ$, то величина потери устойчивости по фазе составляет 60° и $\zeta = 60/180 = 0,33$, где -180° – максимально допустимый фазовый сдвиг для устойчивых систем.

• Диагностика методом трибоспектральной идентификации

В качестве идентификационных характеристик анализируемых процессов трения рассматриваются коэффициент трения в виде отношения взаимного трибоспектра тангенциального и нормального силового взаимодействия к авто-трибоспектру нормального силового воздействия, косвенные оценки ИО как на всём частотном диапазоне анализа, так и на заданных диапазонах частот. В результате рассмотрения комплексного коэффициента трения и его ИО мы получаем множество характеристик для идентификации трибосистем при заданном количестве сочетаний варьируемых факторов во ФК и параметров механической системы, влияющих на выходные трибохарактеристики ФК.

• Прогнозирование методом трибоспектральной идентификации

Вследствие увеличения статических нагрузок на ось ПС, скоростей движения ПС вопросы прогнозирования триботехнических характеристик ФС являются актуальными при создании новых типов ПС. Актуальными остаются

вопросы прогнозирования остаточного ресурса трибосистем (тормозов, гасителей колебаний и др.), наступления аномальных режимов трения (термического или атермического схватывания поверхностей), будущего поведения трибосистем при введении во ФК новых триботехнических материалов фрикционного и антифрикционного назначения, решения задач создания противоюзных систем на транспорте (систем антиблокирования сцепления колёс ТС с дорожным покрытием или колёс локомотива с рельсами). Методы ФММ и ТСИ позволяют решать указанные задачи.

Для идентификации силовых составляющих фрикционного взаимодействия по АФЧХ (см. рисунок 2.10) рассмотрим возможные соотношения консервативных и диссипативных составляющих обратной величины комплексной жёсткости системы (1.2) [209] (рисунок 1.12) или ККП (2.10) [169].

При значении комплексной частоты ω_0 , равной нулю, и величине консервативной составляющей трения $C - m\omega_0^2$, равной только упругой величине C ; инерционная составляющая отсутствует. Этот случай соответствует коэффициенту трению, предложенному Кулоном без учёта динамики трибосистемы.

Возрастание величин сближения поверхностей трения и увеличение ФПК обуславливает увеличение действительной части ККП (2.10) и амплитуд колебаний, повышение показателя колебательности системы ($\lim_{C-m\omega^2 \rightarrow 0} M = 1$, где

$M = \frac{A_{\max}(\omega)}{A(0)}$ – показатель колебательности [200]: чем выше M , тем менее каче-

ственна трибосистема; $A_{\max}$ – максимальное значение амплитуды АЧХ трибосистемы; $A(0)$ – значение амплитуды на нулевой частоте АЧХ). Этому состоянию системы соответствует АФЧХ системы при возрастании комплексной частоты фрикционного взаимодействия ω до некоторой величины ω_i , соответствующей точке I (см. рисунок 2.10), при которой консервативная составляющая трения $C - m\omega^2$ оказывается более упругой, а инерционная составляющая $m\omega^2$ отрицательна.

При возрастании частоты колебаний до значения ω_i увеличивается диссипативная составляющая ККП (2.10), или величина сопротивления движению.

Так как значение диссипативной составляющей $\beta\omega$ положительно (фазовый сдвиг тангенциальной силы относительно нормальной силы составляет -90°), то сила трения направлена в сторону, противоположную скорости относительного движения и способствует уменьшению амплитуд колебаний.

При возрастании инерционной составляющей трения $m\omega^2$ консервативные силы взаимодействия уменьшаются до отрицательных значений (точка **II** на рисунке 2.10). Возрастают амплитуды вынужденных колебаний на высоких частотах и коэффициент трения. Взаимное сближение поверхностей ФК уменьшается и, следовательно, снижается ФПК. Это приводит к неизбежному снижению устойчивости системы. Показателем устойчивости в данном случае выступает коэффициент ЗУА (1.27) на частоте ω_j , соответствующей фазовому сдвигу инерционной относительно упругой составляющей в -180° . Если в результате возрастания инерционной силы консервативная составляющая $C - m\omega^2$ (точка **B** на рисунке 2.10) достигнет величины $(-1, i0)$ на действительной оси, то удерживающие силы фрикционного взаимодействия не в состоянии больше удержать трибосистему, наступает явление резонанса активных микрообъемов на высоких частотах (тангенциальная сила превышает нормальную силу) – возможен разрыв фрикционных связей ФК.

Точке **III** на рисунке 2.10 соответствует аналогичный **I**-му случай возрастания инерционности активных микрообъемов поверхностных слоёв на более высоких частотах при положительной величине сил трения в результате увеличения ФПК.

В динамике ТС неизбежно возможны случаи *отрицательного ускорения* или *совпадения* вынужденных частот колебаний с одной из собственных частот. В этом случае сила трения направлена в том же направлении, что и скорость относительного скольжения, а смена знака действия силы трения способствует увеличению амплитуд колебаний в переходных процессах трибосистемы. АФЧХ системы характеризуются точками **IV** и **V**. Возрастание амплитуд собственных колебаний наряду с вынужденными колебаниями при значении модуля ККП больше единицы могут привести к автоколебаниям большой мощности трения, юзу или боксованию.

Следует также отметить особенность выбора порядка полиномов математической модели (1.18): так как дифференцирование по времени изменяет фазовый сдвиг на -90° (по критерию устойчивости Михайлова [27]), то рекомендуемый порядок характеристического полинома вычисляется как частное от деления максимального фазового сдвига ФЧХ, выраженного в градусах, на 90° .

Все последующие экспериментальные исследования и анализ получаемых результатов (приведены в **главе 3**) выполнялись на основе введённых интегральных оценок, что позволило реализовать задачи диагностики и динамического мониторинга ТС.

2.4 Физико-математическое моделирование фрикционных мобильных систем

При проектировании ТС существует необходимость проверки проектных решений. Одним из способов проверки является разработка физической модели натурального объекта исследования и её исследование на *испытательном стенде* с моделированием реальных условий эксплуатации. Например, система «ПС – путь» состоит из квазилинейной части механической подсистемы (потери на трение происходят по линейному закону) и существенно-нелинейных подсистем ФК. Как показывает практика многих научно-исследовательских центров [235], исследования триботехнических параметров УТ вне механической системы дают очень противоречивые результаты.

Физико-математическое моделирование (ФММ) ТС основано на следующих положениях [169, 245]:

- между динамическими свойствами механической системы и процессами, протекающими во ФК, существуют нелинейные связи. Изменение на 3...5 % жёсткости фрикционной связи обуславливает изменение на порядок и более выходных триботехнических параметров УТ. Незначительное изменение условий фрикционного взаимодействия контактирующих поверхностей может вызывать фрикционные автоколебания и динамические нагрузки, превышающие максимальную статическую нагрузку в 10...15 раз;

- квазилинейная часть механической подсистемы ТС объекта исследования и модели имеют одинаковую расчётную схему и характеризуются идентичными дифференциальными уравнениями. Это обеспечивает совпадение собственных частот и форм колебаний масс, составляющих механическую подсистему ТС;

- подобие процессов трения во ФК объекта исследования и его модели обеспечивается идентичностью физико-механических свойств контактирующих материалов, контактного давления, характерного вида изнашивания поверхностей трения, коэффициентов трения и их стабильности;

- исследование триботехнических характеристик контактирующих поверхностей можно проводить на стандартных машинах трения, обеспечивающих физико-механические, нагрузочно-скоростные, тепловые, макро- и микро-геометрические, взаимного перекрытия и др. свойства УТ заданными в результате расчётов физической модели константами подобия.

Моделирование ТС состоит из следующих этапов [169]:

- составления систем дифференциальных уравнений реального динамического объекта;
- упрощения математических моделей мобильных ТС;
- определения устойчивости механической системы в целом;
- расчёта констант динамического подобия механической системы объекта исследования и его модели;
- построения динамической модели подсистемы или подсистем ФК;
- построения физической модели ФС при решении конкретных задач по идентификации триботехнических процессов.

2.4.1 Составление динамических моделей

Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний механических систем получим на основе уравнений Лагранжа второго рода в обобщённых координатах.

Динамическая модель специализированного подвижного состава

При эксплуатации специализированного ПС МПТ-Г (рисунок 2.12) наблюдались динамические режимы, следствием которых был сход его колёсных пар с рельсов. Были проведены комплексные математические и физические исследования модели МПТ-Г, которые показали, что причиной схода ПС является нерациональная его развеска и упруго-диссипативные связи.

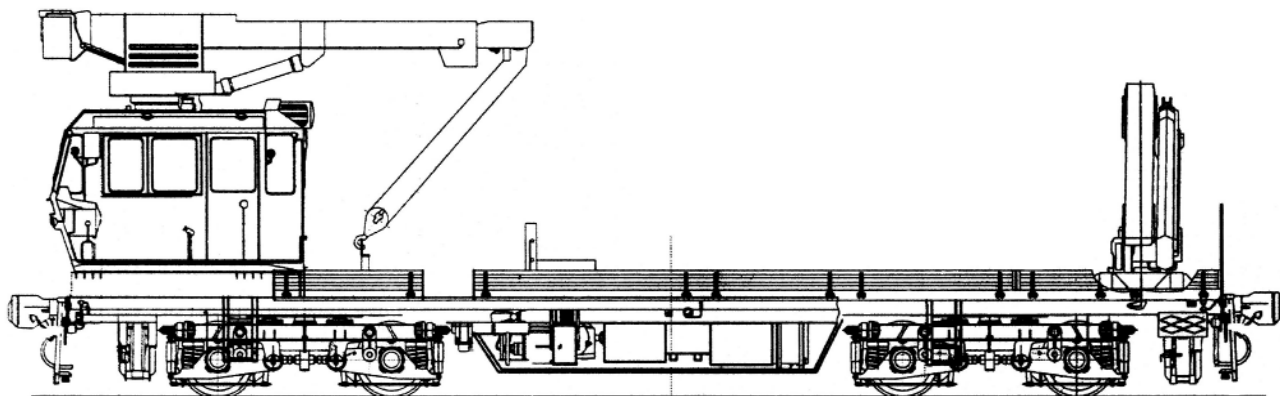


Рисунок 2.12 – Общий вид специализированного ПС МПТ-Г

На первом этапе исследований в качестве математической модели МПТ-Г [141], совершающей вертикальные колебания, была взята расчётная схема (рисунок 2.13), состоящая из кузова, рам тележек, колёсных пар и связей между ними [41]. Примем следующие обозначения и допущения: m_7 и m_8 – массы кузова путевой машины, m_5 и m_6 – массы подрессоренных частей тележки путевой машины, $m_1 \dots m_4$ – массы неподрессоренных частей тележки путевой машины (колёсные пары). Рамы тележек и колёсные пары будем считать абсолютно жёсткими. Средние диаметры колёсных пар одинаковые. Для исследования качества развески МПТ-Г кузовов разделим на левую и правую составные части (массы m_7 и m_8), соединённые между собой жёсткостью рамы C_{11} . Однородно-упругий путь [112] имеет непрерывные вертикальные неровности η , одинаковые для обеих рельсовых нитей ($\eta_1 = \eta'_1$; $\eta_2 = \eta'_2$). Вертикальные перемещения осуществляются вдоль вертикальной оси x . Горизонтальные упругие деформации рессорного подвешивания будем считать малыми величинами и в расчёте их учитывать не будем. Кузов, тележки и др. массы совершают перемещения, параллельные

плоскости xOt , где 0 – начало координат, t – ось времени. В табл. 2.2 приведены исходные данные для расчёта вертикальной динамики ПС.

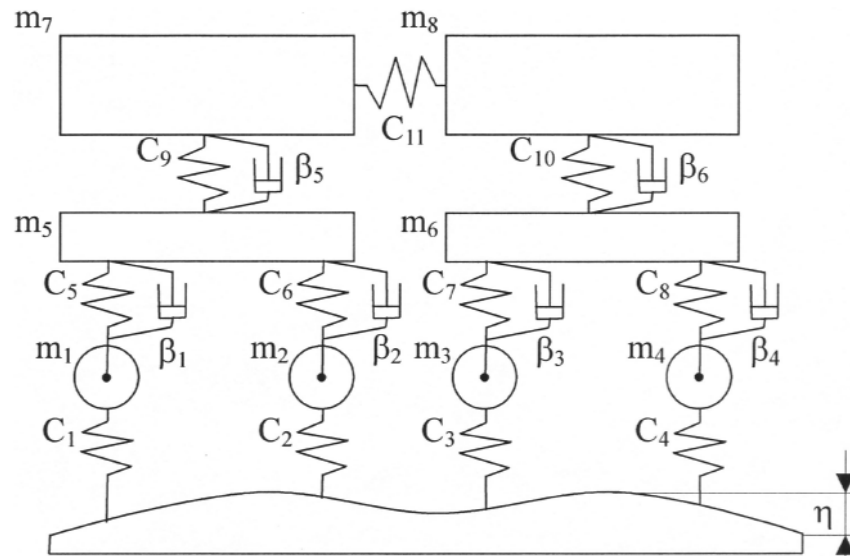


Рисунок 2.13 – Расчётная схема механической системы

Таблица 2.2 – Исходные значения для моделирования динамики МПТ-Г

Показатели	Значения
1	2
1 Глубина местных просадок ж.д. пути: - стыковой путь по эквивалентному выражению $\eta = \left(A_0 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{L_p} \cdot x \right) + B_0 \cdot \sin \left(\frac{3 \cdot \pi}{L_p} \cdot x \right) \right), \text{ рекомендованному [41]}$ A_0, B_0, мм - синусоидальная непрерывная короткая неровность η, мм	18,9 и 11,4 0,5
2 Соответствующая им длина неровности: - длина рельсового звена L_p, м - короткая неровность L_n, м	25 2
3 Скорость движения экипажа V , км/ч	1...100
4 Масса левой (кузовной) половины МПТ-Г m_7 , т	7,850
5 Масса правой (грузоподъёмной) половины МПТ-Г m_8 , т	7,445
6 Масса надрессорного строения тележки $m_5 = m_6$, т	10,525
7 Масса неподдрессоренной части тележки $m_1 = m_2 = m_3 = m_4$	2,25

1	2
8 Жёсткость связи кузовной и грузоподъёмной половины МПТ-Г C_{11} , кН/м	12 000
9 Жёсткость второй ступени рессорного опирания МПТ-Г $C_9 = C_{10}$, кН/м	1084
10 Жёсткость первой ступени рессорного опирания (буксового подвешивания) $C_5 = C_6 = C_7 = C_8$, кН/м	800
11 Контактная жёсткость колеса и рельса $C_1 = C_2 = C_3 = C_4$, кН/м	500 000
12 Коэффициент демпфирования второй ступени рессорного опирания кузова об тележку $\beta_5 = \beta_6$, кН·с/м	47,96
13 Коэффициент демпфирования буксового подвешивания $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4$, кН·с/м	17,26

На формирование неровностей рельсовых нитей обычного стыкового пути влияют и неслучайные факторы, определяемые как конструкцией и условиями работы рельсового пути под движущимися поездами, так и методами проведения путевых работ при текущем содержании верхнего строения пути. Для установления резонансных скоростей движения ПС и определения расчётами амплитуд различных колебаний путевых машин чаще всего полагают вид колебаний известным. Наиболее характерные формы динамических неровностей сведены к четырём типам: *I*, *II*, *III*, *IV* (рисунок 2.14) при следующем соотношении для длины неровности $L_n = 25$ м – тип *II* (≥ 30 %), тип *I* (≈ 17 %) и типы *III* и *IV* ($\approx 10...11$ %), не зависящим от скорости движения ПС [40, 146]. Наличие воздействия колёс по рельсам вызывает непрерывное накопление остаточных деформаций в балласте концов рельсовых звеньев, поэтому траектория точки контакта колеса с рельсом будет приближаться по своей форме к неровности типа *I*. Исправление пути при текущем содержании обычно сопровождается подбивкой ряда шпал по обе стороны от стыка, после которой некоторый период времени неровность имеет форму типа *IV*. Стыковые удары колёс при на-

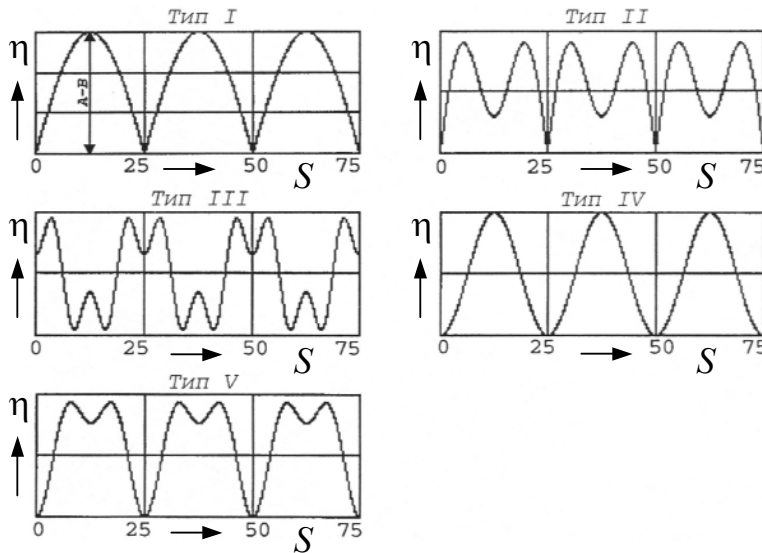


Рисунок 2.14 – Характерные формы неровностей типа *V* или *II*, ко- динамических неровностей звеньевоторая заключается в более рельсового пути

пряжённой работе железных дорог в короткий период времени снова приводят к про- садкам рельсовых звеньев, а при длительной эксплуатации начинает проявляться просад- ка и в средней части рельсов, где подбивка шпал произво- дится реже. Так образуется точной аппроксимации неров- ности и несглаживании сты-

ковых впадин. Осреднённые формы этих неровностей предложены [40]:

$$\eta_1 = (A_0 - B_0) \cdot \left| \sin \left(\frac{\pi}{L_p} \cdot x \right) \right| \quad - \text{тип I, см. рисунок 2.14;}$$

$$\eta_2 = \left| A_0 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{L_p} \cdot x \right) + B_0 \cdot \sin \left(\frac{3 \cdot \pi}{L_p} \cdot x \right) \right| \quad - \text{тип II, см. рисунок 2.14;}$$

$$\eta_3 = A_0 \cdot \cos \left(\frac{2 \cdot \pi}{L_p} \cdot x \right) - B_0 \cdot \cos \left(\frac{6 \cdot \pi}{L_p} \cdot x \right) \quad - \text{тип III, см. рисунок 2.14;}$$

$$\eta_4 = (A_0 - B_0) \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{2 \cdot \pi}{L_p} \cdot x \right) \right] \quad - \text{тип IV, см. рисунок 2.14;}$$

$$\eta_5 = A_0 \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{2 \cdot \pi}{L_p} \cdot x \right) \right] + B_0 \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{4 \cdot \pi}{L_p} \cdot x \right) \right] \quad - \text{тип V, см. рисунок 2.14,}$$

где A_0 , B_0 – амплитуды первой и второй гармоники, L_p – длина рельсового зве- на, $L_p = 25$ м, x – абсцисса сечений рельса, отсчитываемая от его середины.

По результатам данных статистических наблюдений значения амплитуд A_0 и B_0 установлены два условных состояния пути (табл. 2.3) при $L_p = 25$ м: лучшее, при котором принимаются средние из амплитуд, замеренных на дейст-

вующем пути хорошего состояния, и относительно худшее для средних амплитуд, увеличенных на три средних квадратичных отклонения.

Таблица 2.3 – Амплитуды первой и второй гармоник рельсового пути

Состояние пути	Амплитуды неровности, мм	
	A_0	B_0
Лучшее	7,7	4,7
Худшее	18,9	11,4

Система дифференциальных уравнений специализированного ПС типа МПТ-Г имеет вид [141]

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 - \beta_1 (\dot{x}_5 - \dot{x}_1) + C_1 x_1 - C_5 (x_5 - x_1) &= C_1 \eta(t); \\
 m_2 \ddot{x}_2 - \beta_2 (\dot{x}_5 - \dot{x}_2) + C_2 x_2 - C_6 (x_5 - x_2) &= C_2 \eta(t + \tau_1); \\
 m_3 \ddot{x}_3 - \beta_3 (\dot{x}_6 - \dot{x}_3) + C_3 x_3 - C_7 (x_6 - x_3) &= C_3 \eta(t + \tau_2); \\
 m_4 \ddot{x}_4 - \beta_4 (\dot{x}_6 - \dot{x}_4) + C_4 x_4 - C_8 (x_6 - x_4) &= C_4 \eta(t + \tau_3); \\
 m_5 \ddot{x}_5 + \beta_1 (\dot{x}_5 - \dot{x}_1) + \beta_2 (\dot{x}_5 - \dot{x}_2) - \beta_5 (\dot{x}_7 - \dot{x}_5) + \\
 + C_5 (x_5 - x_1) + C_6 (x_5 - x_2) - C_9 (x_7 - x_5) - C_{11} (x_7 - x_5 - x_8 + x_6) &= 0; \\
 m_6 \ddot{x}_6 + \beta_3 (\dot{x}_6 - \dot{x}_3) + \beta_4 (\dot{x}_6 - \dot{x}_4) - \beta_6 (\dot{x}_8 - \dot{x}_6) + \\
 + C_7 (x_6 - x_3) + C_8 (x_6 - x_4) - C_{10} (x_8 - x_6) + C_{11} (x_7 - x_5 - x_8 + x_6) &= 0; \\
 m_7 \ddot{x}_7 + \beta_5 (\dot{x}_7 - \dot{x}_5) + C_9 (x_7 - x_5) + C_{11} (x_7 - x_5 - x_8 + x_6) &= 0; \\
 m_8 \ddot{x}_8 + \beta_6 (\dot{x}_8 - \dot{x}_6) + C_{10} (x_8 - x_6) - C_{11} (x_7 - x_5 - x_8 + x_6) &= 0.
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

где τ_1 – отставание оси второй колёсной пары относительно первой оси, с;

τ_2 – отставание оси третьей колёсной пары относительно первой оси, с;

τ_3 – отставание оси четвёртой колёсной пары относительно первой оси, с,

$$\tau_1 = -2,1 \frac{3,6}{V}; \quad \tau_2 = -10 \frac{3,6}{V}; \quad \tau_3 = -12,1 \frac{3,6}{V},$$

2,1; 10 и 12,1 – соответственно горизонтальные координаты расположения осей колёсных пар относительно первой оси путевой машины МПТ-Г.

Первичную информацию о частотном диапазоне системы получим на основе *вычисления парциальных частот*. Получим систему уравнений относительно парциальных частот:

$$\left. \begin{aligned}
 \ddot{x}_1 + 2n_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_5) + k_2^2 x_1 - k_3^2 x_5 &= k_1^2 \eta(t); \\
 \ddot{x}_2 + 2n_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_5) + k_5^2 x_2 - k_6^2 x_5 &= k_4^2 \eta(t + \tau_1); \\
 \ddot{x}_3 + 2n_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_6) + k_8^2 x_3 - k_9^2 x_6 &= k_7^2 \eta(t + \tau_2); \\
 \ddot{x}_4 + 2n_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_6) + k_{11}^2 x_4 - k_{12}^2 x_6 &= k_{10}^2 \eta(t + \tau_3); \\
 \ddot{x}_5 - 2n_5 \dot{x}_1 - 2n_6 \dot{x}_2 + 2n_7 \dot{x}_5 - 2n_8 \dot{x}_7 - k_{13}^2 x_1 - k_{14}^2 x_2 + k_{15}^2 x_5 - k_{16}^2 x_7 - k_{17}^2 (x_6 - x_8) &= 0; \\
 \ddot{x}_6 - 2n_9 \dot{x}_3 - 2n_{10} \dot{x}_4 + 2n_{11} \dot{x}_6 - 2n_{12} \dot{x}_8 - k_{18}^2 x_3 - k_{19}^2 x_4 + k_{20}^2 x_6 - k_{21}^2 x_8 - k_{22}^2 (x_5 - x_7) &= 0; \\
 \ddot{x}_7 + 2n_{13}(\dot{x}_7 - \dot{x}_5) + k_{23}^2 (x_7 - x_5) - k_{24}^2 (x_8 - x_6) &= 0; \\
 \ddot{x}_8 + 2n_{14}(\dot{x}_8 - \dot{x}_6) + k_{25}^2 (x_8 - x_6) - k_{26}^2 (x_5 - x_7) &= 0.
 \end{aligned} \right\}$$

где k_i – собственные частоты колебаний, с^{-1} ; n_i – показатели затухания амплитуд (рисунок 2.15).

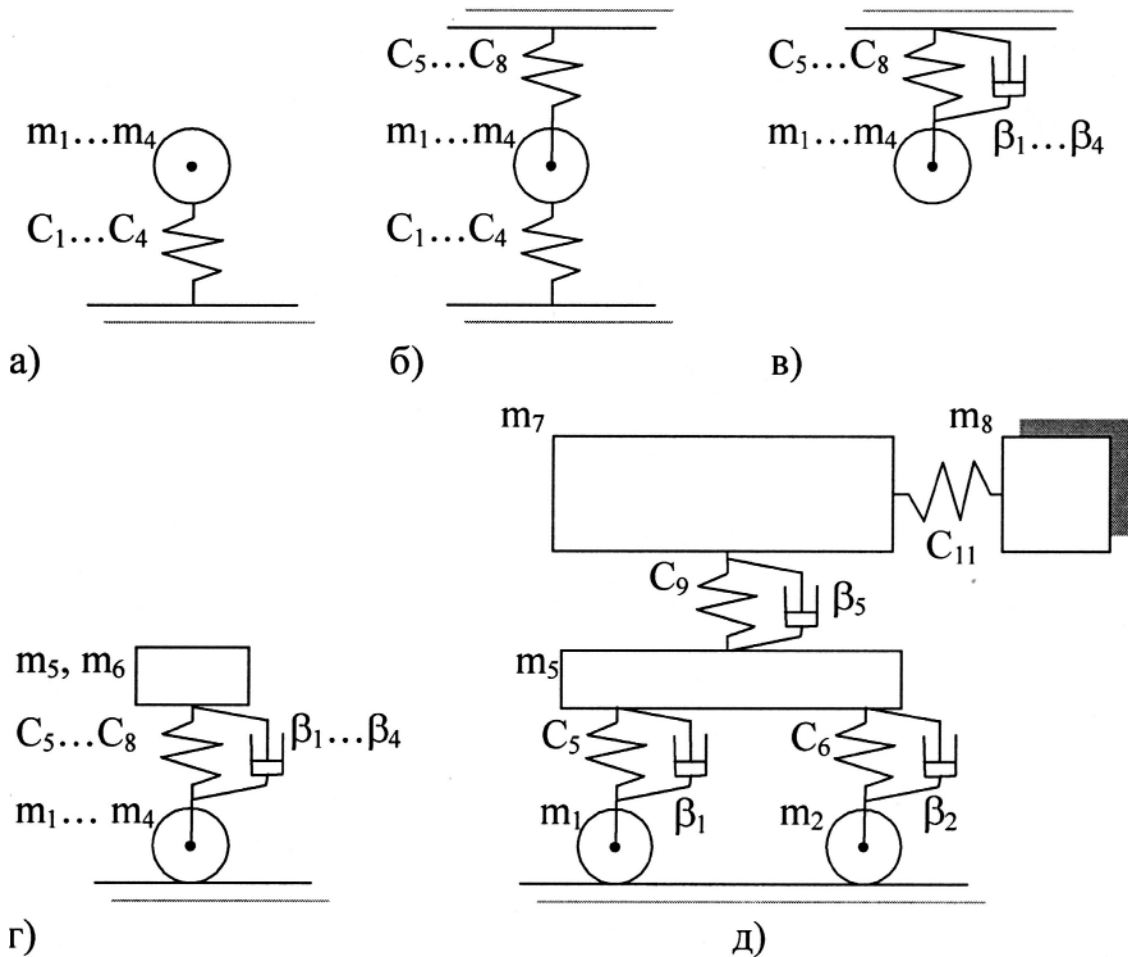


Рисунок 2.15 – Парциальные частоты механической системы МПТ-Г (начало):

а – для частот k_1, k_4, k_7 и k_{10} ; *б* – для частот k_2, k_5, k_8 и k_{11} ; *в* – для частот k_3, k_6, k_9 и k_{12} ; n_1, n_2, n_3 и n_4 ; *г* – для частот k_{13}, k_{14}, k_{18} и k_{19} ; n_5, n_6, n_9 и n_{10} ; *д* – для частот k_{15} и n_7

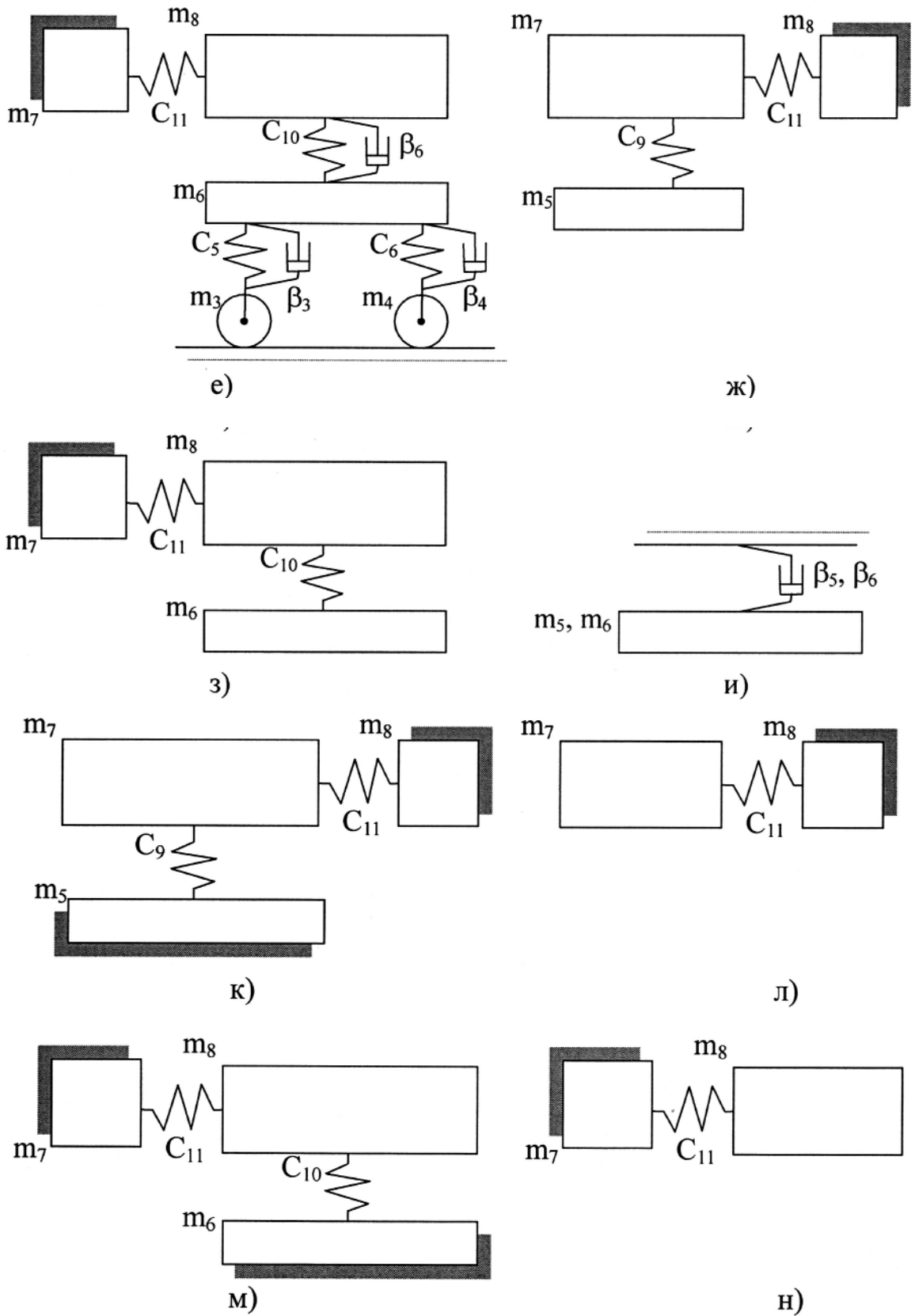


Рисунок 2.15 – Парциальные частоты механической системы МПТ-Г (окончание):
е – для частот k_{20} и n_{11} ; *ж* – для частот k_{16} и k_{17} ; *з* – для частот k_{21} и k_{22} ; *и* – для частот n_8 и n_{12} ; *к* – для частоты k_{23} , *л* – для частоты k_{24} , *м* – для частоты k_{25} , *н* – для частоты k_{26}

В качестве оценки динамических свойств механической системы могут выступать коэффициенты динамичности (чувствительности системы к смещению при кинематическом возмущении), определяемые как отношение наибольшей амплитуды колебаний подпрыгивания x_i к наибольшей амплитуде неровности η_0 [41]: $\lambda_i = x_i / \eta_0$. Результаты расчётов, изображённые на рисунке 2.16, позволили получить зависимости коэффициентов динамичности от скорости движения специализированного ПС МПТ-Г и выявить резонансные скорости движения надрессоренных элементов, представленные в табл. 2.4.

Таблица 2.4 – Коэффициенты динамичности элементов МПТ-Г, соответствующие резонансным амплитудам виброперемещений

Неровность типа	левой тележки	правой тележки	левой части кузова	правой части кузова
I	100 км/ч $\lambda=1,62$ 62 км/ч $\lambda=1,44$ 44 км/ч $\lambda=1,03$	100 км/ч $\lambda=1,88$ 70 км/ч $\lambda=1,34$ 56 км/ч $\lambda=1,11$	100 км/ч $\lambda=1,63$ 61 км/ч $\lambda=1,71$ 33 км/ч $\lambda=1,04$	100 км/ч $\lambda=2,1$ 70 км/ч $\lambda=1,31$ 55 км/ч $\lambda=1,30$
II	60 км/ч $\lambda=2,72$ 35 км/ч $\lambda=1,28$	69 км/ч $\lambda=1,66$ 52 км/ч $\lambda=1,45$ 41 км/ч $\lambda=1,46$	59 км/ч $\lambda=3,79$ 35 км/ч $\lambda=1,45$	53 км/ч $\lambda=2,1$ 42 км/ч $\lambda=2,0$ 70 км/ч $\lambda=1,3$
III	100 км/ч $\lambda=1,7$ 46 км/ч $\lambda=1,6$ 36 км/ч $\lambda=1,5$	100 км/ч $\lambda=1,75$ 42 км/ч $\lambda=2,31$	100 км/ч $\lambda=1,67$ 48 км/ч $\lambda=1,5$ 36 км/ч $\lambda=1,95$	100 км/ч $\lambda=2,2$ 41 км/ч $\lambda=2,94$
IV	100 км/ч $\lambda=2$	100 км/ч $\lambda=2,2$	100 км/ч $\lambda=2$	100 км/ч $\lambda=2,5$
V	100 км/ч $\lambda=1,54$ 60 км/ч $\lambda=2,4$	100 км/ч $\lambda=1,78$ 69 км/ч $\lambda=1,85$ 54 км/ч $\lambda=1,54$	100 км/ч $\lambda=1,62$ 60 км/ч $\lambda=3,16$	100 км/ч $\lambda=1,95$ 70 км/ч $\lambda=1,65$ 54 км/ч $\lambda=1,95$
Короткая неровность на колесе	8 км/ч $\lambda=3,3$	8 км/ч $\lambda=3,2$	8 км/ч $\lambda=5,34$	8 км/ч $\lambda=5,00$

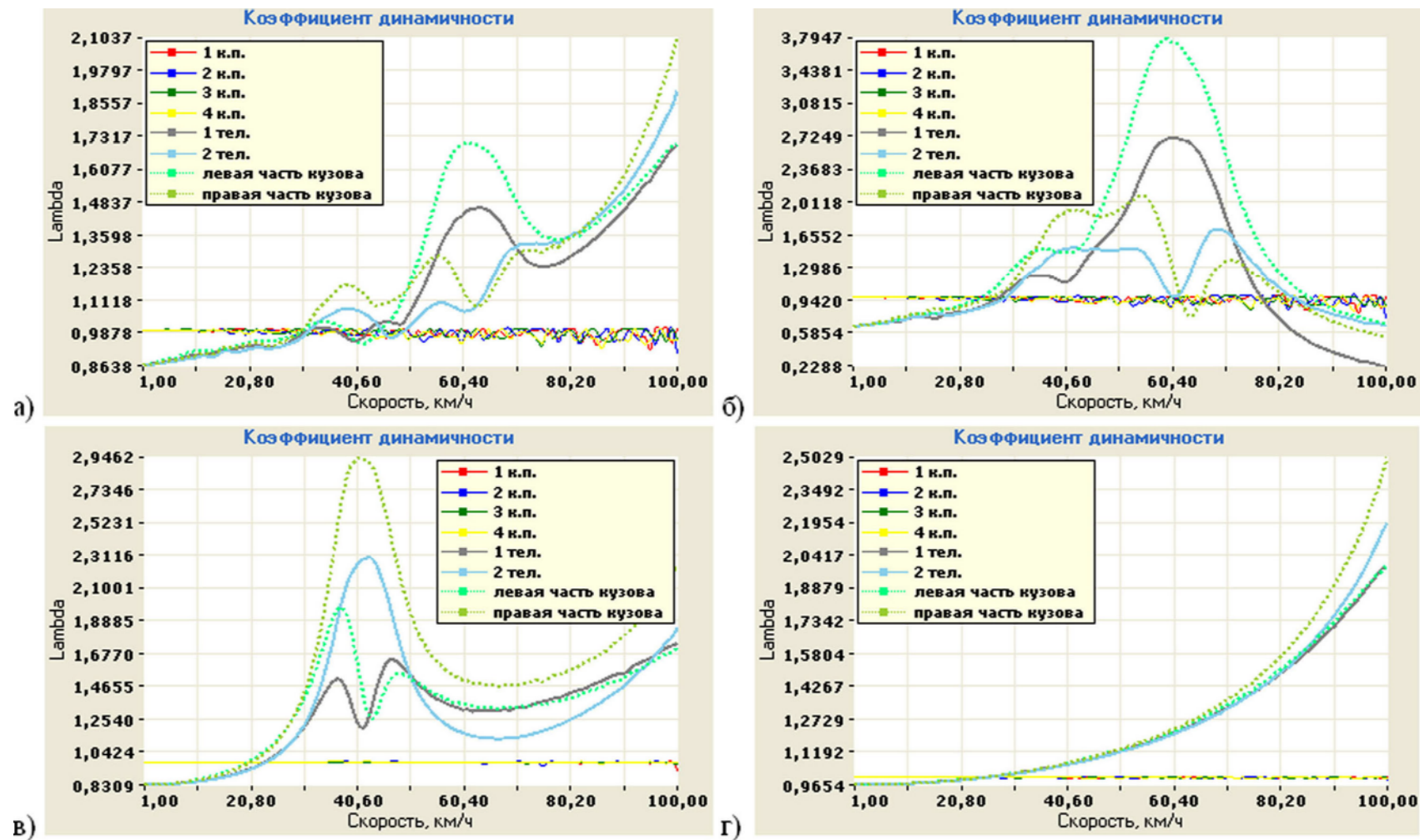


Рисунок 2.16 – Кoeffициент динамичности специализированного ПС МПТ-Г для неровности типа (начало):

а – I; б – II; в – III; г – IV (см. рисунок 2.13)

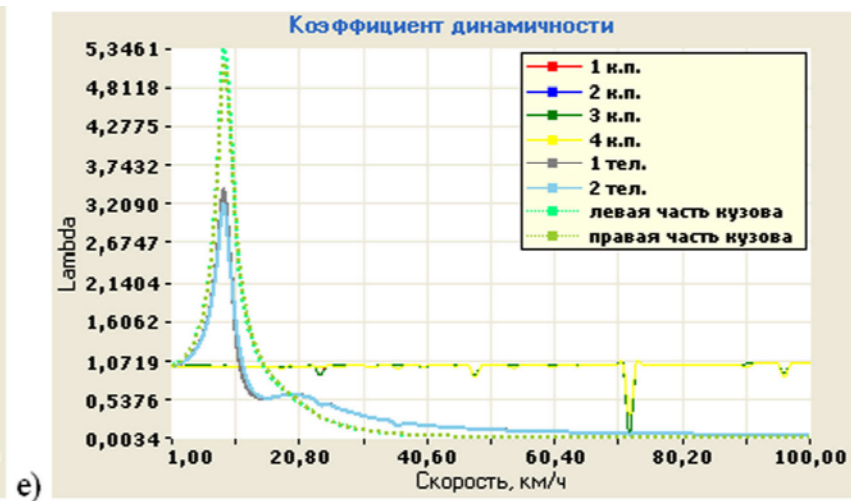
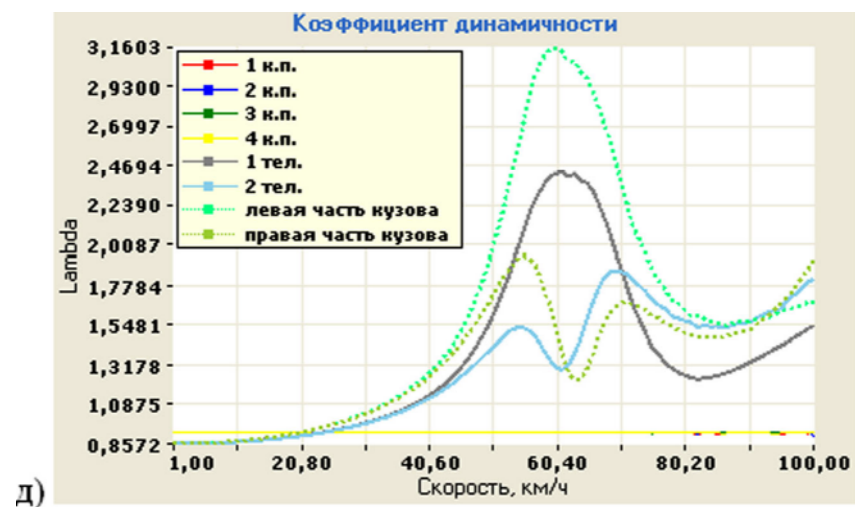


Рисунок 2.16 – Коэффициент динамичности специализированного ПС МПТ-Г для неровности типа (окончание):

$\partial - V$ (см. рисунок 2.13); e – короткой непрерывной неровности на колесе

Так, из графиков видно, что в диапазоне $0 < \omega/k < \sqrt{2}$, соответствующем скорости движения $0 < V < \frac{L}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{m}}$, следует, что колебания кузова, возникающие за счёт упругости рессор, всегда имеют амплитуду большую, чем амплитуды неровности пути. При $\omega/k > \sqrt{2}$, наоборот, упругость рессор создаёт эффект снижения амплитуд колебаний кузова по сравнению с амплитудами неровности пути, а действие сил демпфирования несколько снижает этот эффект. Наибольшие колебания кузова возникают в зоне резонанса, $\omega/k \approx 1$. Соответствующая им критическая скорость определяется из условия $\omega = k$:

$$V_{кр} = \frac{L}{2 \cdot \pi} \cdot k = \frac{L}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{m}}.$$

Наибольшие амплитуды подрессоренной части тележки возникают в трёх случаях: отклик на резонанс кузова имеет максимально возможную амплитуду; резонансная амплитуда тележки и отклик на резонанс колёсной пары. Отрыв колёсной пары от рельса наблюдаем для I, II, IV и V типа неровности, начиная со скорости 30 км/ч, а наиболее неблагоприятные динамические условия при скорости 60...70 км/ч, когда $\omega / k \approx 1$. Выполнен повторный расчёт при перераспределении масс кузова, чтобы статическая нагрузка колёсной пары на рельс по всем осям была одинакова.

Таблица 2.5 – Исходные значения для повторного расчёта

Показатели	Значения
1 Масса левой (кузовной) половины МПТ-Г m_7 , т	7,648
2 Масса правой (грузоподъёмной) половины МПТ-Г m_8 , т	7,648
3 Жёсткость первой ступени рессорного опирания (буксового подвешивания на колёсную пару) $C_5 = C_6 = C_7 = C_8$, кН/м	1600
4 Коэффициент демпфирования второй ступени рессорного опирания кузова об тележку $\beta_5 = \beta_6$, кН·с/м	95,92
5 Коэффициент демпфирования буксового подвешивания $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4$, кН·с/м	34,52

Результаты расчёта динамики МПТ-Г для II типа неровности пути, приведённые на рисунке 2.17, свидетельствуют об улучшении динамики путевой машины (коэффициент динамичности снизился с 3,795 до 1,92 – в два раза); при этом отрыв колёсной пары от рельса не наблюдался [141].

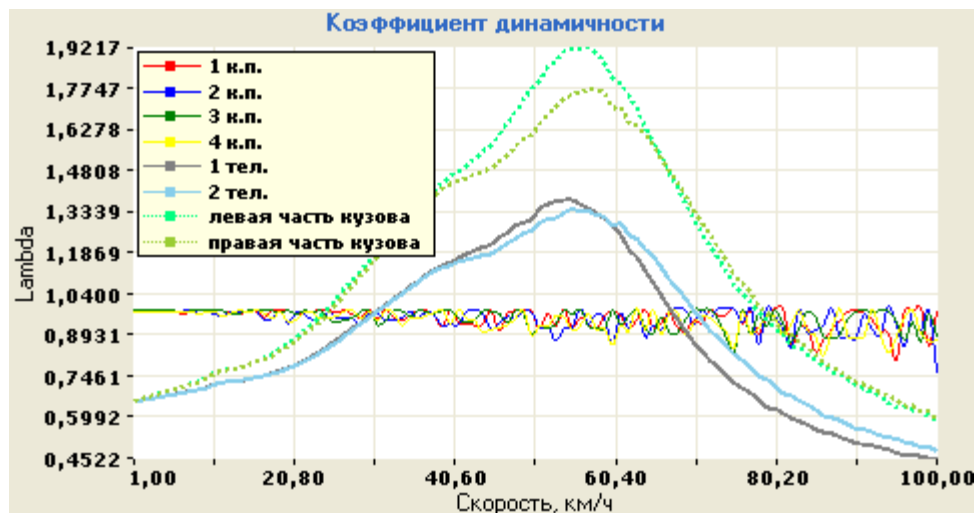


Рисунок 2.17 – Коэффициент динамичности модернизированного МПТ-Г для неровности типа II, см. рисунок 2.14

Так как математическая модель не учитывает большинства физических параметров, влияющих на устойчивость натурального специализированного ПС, то результаты динамических расчётов предварительные и требуют экспериментальной проверки на физическом стенде с учётом методики ФММ [169].

Динамическая модель транспортной системы

Для изучения колебаний двухосной ТС в первом приближении и исследования основной гармоник используют упрощённую колебательную систему с тремя массами [53] (рисунок 2.18).

При изучении колебаний несколько упругих элементов заменим одним – с приведенной жёсткостью $C_{пр}$, схема для расчёта приведенной жёсткости которой приведена на рисунке 2.19, а.

$$\text{Суммарный прогиб составит: } f_{пр} = f_p + f_{ш} = \frac{P}{C_{пр}} = P \frac{C_p + C_{ш}}{C_p C_{ш}},$$

$$\text{где } C_{пр} \text{ – приведенная жёсткость для независимой подвески, } C_{пр} = \frac{l_{п}^2 C_p C_{ш}}{l_{п}^2 C_p + l_{п}^2 C_{ш}}.$$

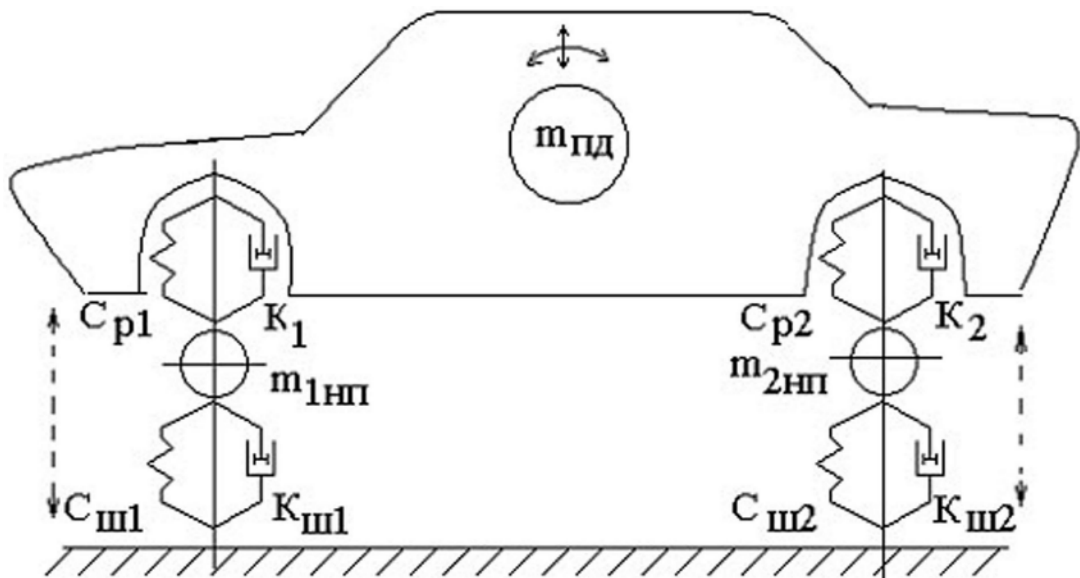


Рисунок 2.18 – Расчётная схема двухосного ТС: $m_{пд}$ – подрессоренная масса кузова, имеющее две степени свободы – в вертикальном и круговом направлении; $m_{1нп}$ и $m_{2нп}$ – неподрессоренные массы переднего и заднего мостов вместе с колесами, имеющие только вертикальные перемещения; $K_{1(2)}$ – демпфирующие элементы амортизаторов; $K_{ш1(ш2)}$ – демпфирующие свойства шин; $C_{р1(р2)}$ – жёсткость подвески

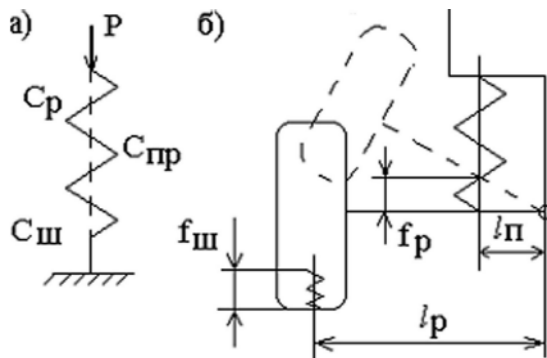


Рисунок 2.19 – Схема для расчёта приведенной жёсткости ТС

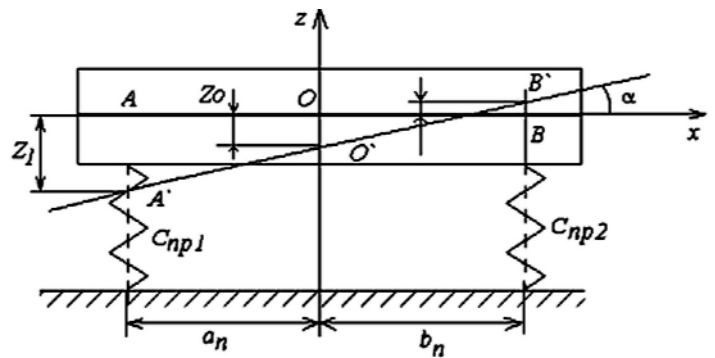


Рисунок 2.20 – Схема для расчёта колебаний подрессоренной массы ТС

Выполним расчёт колебаний подрессоренной массы (рисунок 2.20):

$$\alpha = \frac{Z_1 + Z_2}{L}; \quad Z_0 = \frac{Z_1 b_n - Z_2 a_n}{L}.$$

Уравнения сил и моментов $m_{пд} \ddot{Z}_0 = C_{пр1} Z_1 + C_{пр2} Z_2$,

где $C_{пр1(пр2)}$ – силы упругости.

$$m_{пд} \rho_y^2 \ddot{\alpha} = C_{пр2} Z_2 b_n - C_{пр1} Z_1 a_n,$$

где $\rho_y = \sqrt{\frac{J_y}{m_{\text{пд}}}}$ – радиус инерции массы $m_{\text{пд}}$ относительно оси Oy .

Уравнения колебаний

$$\begin{aligned}\ddot{Z}_1 + \eta_1 \ddot{Z}_2 + \omega_1^2 Z_1 &= 0; \\ \ddot{Z}_2 + \eta_2 \ddot{Z}_1 + \omega_2^2 Z_2 &= 0,\end{aligned}$$

где η_1 и η_2 – параметры взаимного влияния характеристик передней и задней подвесок

$$\eta_1 = \frac{a_n b_n - \rho_y^2}{b_n^2 + \rho_y^2}; \quad \eta_2 = \frac{a_n b_n - \rho_y^2}{a_n^2 + \rho_y^2};$$

ω_1 и ω_2 – парциальные частоты, вычисленные в предположении, что перемещение по другой устранено.

$$\omega_1^2 = \frac{C_{np1} L^2}{(b_n^2 + \rho_y^2) m_{nd}}; \quad \omega_2^2 = \frac{C_{np2} L^2}{(a_n^2 + \rho_y^2) m_{nd}},$$

если $BB' = Z_2 = 0$, то $\ddot{Z}_1 + \omega_1^2 Z_1 = 0$; $\omega_1^2 = \frac{C_{np1}}{m_{1nd}}$;

если $AA' = Z_1 = 0$, то $\ddot{Z}_2 + \omega_2^2 Z_2 = 0$; $\omega_2^2 = \frac{C_{np2}}{m_{2nd}}$,

Z и ξ – вертикальные перемещения подрессоренной и не подрессоренной масс.

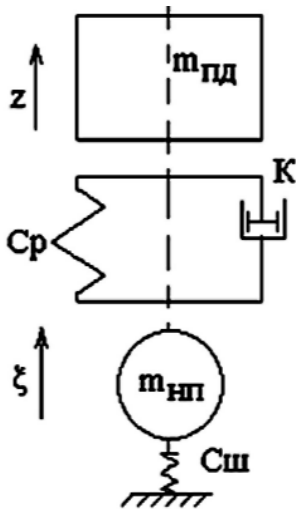


Рисунок 2.21 – Схема затухающих колебаний

Силы сопротивления амортизаторов считаем пропорциональными скорости перемещения подрессоренной относительно не подрессоренной масс $\dot{z} - \dot{\xi}$ [53]. Согласно схеме расчёта затухающих колебаний (рисунок 2.21) имеем систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}m_{nd} \ddot{Z} + K (\dot{Z} - \dot{\xi}) + C_p (Z - \xi) &= 0, \\ m_{nn} \ddot{\xi} - K (\dot{Z} - \dot{\xi}) - C_p (Z - \xi) + C_u \xi &= 0,\end{aligned}$$

где K , Н·с/м, – коэффициент неупругого сопротивления;

$h_0 = \frac{K}{m_{n0}}$ и $h_k = \frac{K}{m_{nn}}$ – парциальные коэффициенты сопротивления;

$\psi_0 = \frac{h_0}{2\omega_0}$ и $\psi_k = \frac{h_k}{2\omega_k}$ – относительные коэффициенты затухания масс.

Для современных ТС с коэффициентами затухания $\psi_0 = 0,15 \dots 0,25$ и $\psi_k = 0,25 \dots 0,45$ переходные динамические режимы кратковременны (например, при $\psi_0 = 0,2$ в пределах одного периода колебания уменьшаются в 3,56 раза).

Характеристики вынужденных колебаний определяются сочетанием собственных свойств колебательной системы механической системы ТС и случайного характера внешних сил. Согласно схемы расчёта вынужденных затухающих колебаний (рисунок 2.22) дифференциальные уравнения имеют вид

$$\begin{aligned} m_{n0}\ddot{Z} + K(\dot{Z} - \dot{\xi}) + C_p(Z - \xi) &= 0, \\ m_{nn}\ddot{\xi} - K(\dot{Z} - \dot{\xi}) - C_p(Z - \xi) + C_{ш}(\xi - q) &= 0. \end{aligned}$$

Заменив коэффициенты упругости C_p и $C_{ш}$ на приведенное значение $C_{пр}$, получим дифференциальное уравнение, характеризующее вынужденные колебания приведенной схемы ТС

$$m_{nn}\ddot{Z} + K(\dot{Z} - \dot{q}) + C_p(Z - q) = 0. \quad (2.21)$$

где m_{nn} – приведенная масса.

Дифференциальное уравнение (2.21) позволяет найти собственные частоты и форму колебаний, а на их основе – создать физическую модель, динамические свойства которой подобны натурному ТС.

Динамическая модель блокировки одиночного колеса

При проектировании ТС проводится ряд испытаний, направленных на исследование особенностей и оптимизацию рабочих процессов, долговечности

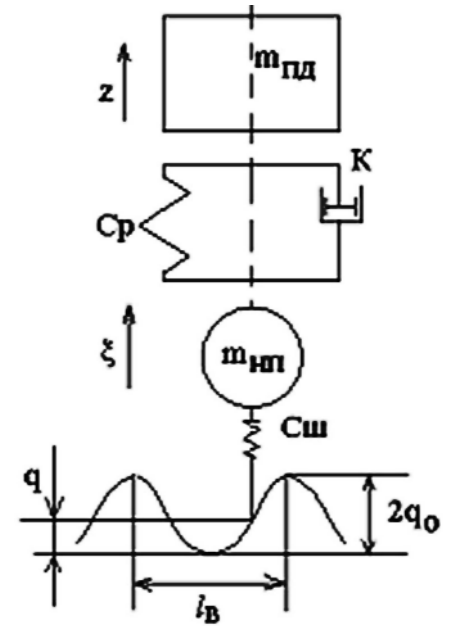


Рисунок 2.22 – Схема вынужденных затухающих колебаний

и прочности составляющих узлов. Например, если нет достоверной информации о сцепных свойствах колёс ТС с дорожным покрытием, то в алгоритмы работы систем автоматического управления безопасностью вводят математические модели процессов блокирования колёс [53]. При этом следует учесть, что

- деформируемое колесо катится по недеформируемой поверхности дороги;
- при торможении силы сопротивления способствуют замедлению ТС;
- тормозная сила воспринимается суппортом тормозного механизма и не влияет на момент инерции колёс;
- сопротивление колеса его качению и аэродинамическое сопротивление в данной модели учитывать не будем.

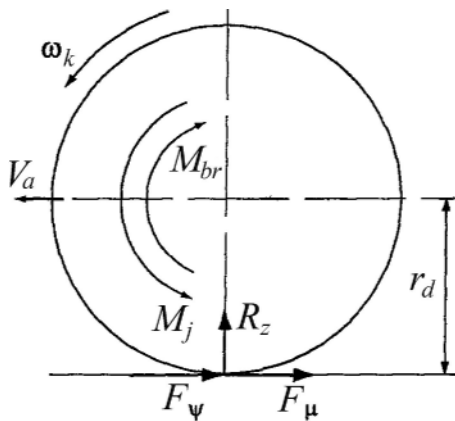


Рисунок 2.23 – Расчётная схема тормозного колеса: F_μ – сила сцепления колеса с дорогой, F_ψ – приведенное сопротивление

Относительно центра вращения колёс согласно рисунку 2.23 запишем уравнение баланса сил

$$m \frac{dV_a}{dt} = \frac{M_{br}}{r_d} - \frac{M_J}{r_d} \leq f R_z, \quad (2.22)$$

где m – приведённая к колесу масса ТС; V_a – скорость; dV_a / dt – приведенное к центру колеса замедление; M_{br} – тормозной момент, $M_{br} = f_1(t)$, M_J – момент инерции колеса, f – коэффициент трения колёс с дорогой, $f = f_2(s)$; s – относительное проскальзывание колёс; r_d – радиус колёс; R_z – реакция дороги.

$$\text{Инерционный момент колёс } M_J = J \frac{d\omega_k}{dt},$$

где J – момент инерции; ω_k – угловая скорость; $d\omega_k / dt$ – замедление.

При полной реализации сцепления имеем

$$M_{br} - J \frac{d\omega_k}{dt} = M_\mu = R_z r_d f, \quad (2.23)$$

где M_μ – момент сил сцепления колеса с дорогой.

Примем линейное изменение тормозного момента

$$M_{br} = M_{br}^0 + k_M t ,$$

где M_{br}^0 – начальное значение тормозного момента, k_M – коэффициент пропорциональности.

Уравнение (2.22) не учитывает влияние дорожного полотна на нагрузки колёса и тормозного механизма, поэтому для его уточнения при работе систем активной безопасности используем соотношение энергий вращательного движения колеса и поступательного движения ТС

$$E = \frac{mV_a^2}{2} + \frac{J\omega_k^2}{2} ,$$

дифференцирование которого по времени позволяет найти мощность, реализуемую на колесе:

$$\frac{dE}{dt} = N = mV_a \frac{dV_a}{dt} + J\omega_k \frac{d\omega_k}{dt} .$$

Приложение к колесу тормозного момента вызывает рассеивание суммарной энергии и образование сил сцепления колеса с дорожным покрытием. Запишем уравнение мощностного баланса

$$mV_a \frac{dV_a}{dt} + J\omega_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{br}\omega_k + F_\mu (V_a - r_d\omega_k) .$$

После преобразований имеем следующее выражение в форме дифференциального уравнения:

$$\left(m + \frac{J}{r_d}(1-s)^2 \right) \frac{dV_a}{dt} - \left(\frac{J}{r_d}(1-s) \frac{ds}{dt} \right) V_a - F_\mu s - \frac{M_{br}}{r_d}(1-s) = 0 . \quad (2.24)$$

Исключив производную ds / dt , можно получить

$$m \frac{dV_a}{dt} = F_\mu + (1-s) \left(\frac{M_{br}}{r_d} - \frac{J}{r_d} \frac{d\omega_k}{dt} - F_\mu \right) . \quad (2.25)$$

Уравнения (2.24) и (2.25) характеризуют влияние дорожных условий на силы, реализуемые в тормозном механизме: при $s = 0$ выражение (2.25) принимает вид уравнения (2.22), а при $s = 1$ получим граничные условия

$$m \frac{dV_a}{dt} = F_\mu \quad \text{или} \quad \frac{dV_a}{dt} = fg .$$

Таким образом, при малых значениях проскальзывания колёс ТС в начале торможения весь поток мощности идёт на тормозной механизм, а при высоких значениях проскальзывания – на контакт колеса с опорной поверхностью [53]. Полученная динамическая модель блокировки одиночного колеса ТС позволяет создать физическую модель системы активной безопасности и наметить пути совершенствования динамических характеристик процессов блокирования колеса.

2.4.2 Упрощение динамических моделей

Попытка описать движение элементов реальной машины с учётом всех особенностей её конструкции и условий режима загрузки приводит к чрезвычайно сложным системам уравнений, которые трудно решить, но ещё труднее проанализировать решение и сделать какие-либо практические выводы [153]. При составлении расчётной схемы неизбежна идеализация самой машины, её звеньев, связей и характера внешних сил. Для этого выделяют отдельно интересный процесс и изучают его, не учитывая остальные, если это не вносит существенных искажений в общую картину рассматриваемого явления. Предусмотренные *эквивалентной расчётной схемой* [17, 238] динамические свойства должны отражать её основные динамические характеристики реальной конструкции. Допущенная на этом этапе ошибка сводит на нет всё решение задачи и его исследование. При переходе от натурной кинематической схемы к приведенной изменяют массы и жёсткости системы таким образом, чтобы сохранились собственные частоты и формы колебаний приведенной механической системы. Для нахождения приближённых значений *низших собственных частот* механическую систему ПС упрощают, сводя её к одно-, двух-, трёх- массным системам [153]. Например, система дифференциальных уравнений (2.20) эквивалентной приведенной системы будет иметь следующий вид

$$\left. \begin{aligned} m_{1np} \ddot{x}_1 + C_{1np} (x_1 - x_2) &= 0, \\ m_{2np} \ddot{x}_2 - C_{1np} (x_1 - x_2) + C_2 (x_2 - x_3) &= C_2 \eta, \\ m_{3np} \ddot{x}_3 - C_2 (x_2 - x_3) + C_{3np} x_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

Решение системы уравнений (2.26) выберем в виде гармонических функций. Тогда

$$x_1 = a_1 \cdot \sin(\omega t + \varphi_1), \quad x_2 = a_2 \cdot \sin(\omega t + \varphi_2), \quad x_3 = a_3 \cdot \sin(\omega t + \varphi_3),$$

где a_i – амплитуды колебаний приведенной системы.

Полученные координаты введём в уравнения (2.26)

$$\left. \begin{aligned} -m_{1np}a_1\omega^2 + C_{1np}(a_1 - a_2) &= 0, \\ -m_{2np}a_2\omega^2 - C_{1np}(a_1 - a_2) + C_2(a_2 - a_3) &= 0, \\ -m_{3np}a_3\omega^2 - C_2(a_2 - a_3) + C_{3np}a_3 &= 0. \end{aligned} \right\}. \quad (2.27)$$

Частоты собственных колебаний системы (2.27) вычислим на основе *подобия форм колебаний* систем дифференциальных уравнений: из первого уравнения находим отношения амплитуд колебаний (a_1 / a_2), а из третьего – (a_2 / a_3)

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{C_1}{-m_1\omega^2 + C_1}; \quad \frac{a_2}{a_3} = \frac{-m_3\omega^2 + C_2 + C_3}{C_2}, \quad (2.28)$$

такие же соотношения – делением первого уравнения на второе и второго на третье (2.27):

$$\begin{aligned} \frac{a_1}{a_2} &= \frac{(-m_2\omega^2 + C_1 + C_2) \cdot C_1 a_2}{(-m_1\omega^2 + C_1) \cdot (C_2 a_3 + C_1 a_1)} = \\ &= \frac{(-m_2\omega^2 + C_1 + C_2) \cdot C_1}{-m_1 C_1 \omega^2 + C_1^2} \cdot \frac{a_2}{a_1} + \frac{(-m_2\omega^2 + C_1 + C_2) \cdot C_1}{-m_1 C_2 \omega^2 + C_1 C_2} \cdot \frac{a_2}{a_3} = \\ &= \frac{-[m_1 m_2 C_1 (m_1 C_2^2 + m_3 C_1^2)] \cdot \omega^6 +}{+ [(m_1 + m_2) m_3 C_1^4 + \{(m_2 + m_3) C_2 + m_2 C_3\} m_1 C_1^3 + (m_1 + 2m_2) m_1 C_1^2 C_2^2] \cdot \omega^4 -} \\ &= \frac{- \left[m_3 C_1^5 + \{(m_1 + m_2 + m_3) C_2 + (m_1 + m_2) C_3\} C_1^4 + \right.}{+ \left. \{(3m_1 + m_2) C_2 + m_1 C_3\} C_2 C_1^3 + 2m_1 C_2^3 C_1^2 \right] \cdot \omega^2 +}{+ (C_2 + C_3) C_1^5 + (2C_2^2 + C_2 C_3) C_1^4 + C_2^3 C_1^3} \quad (2.29) \\ &= \frac{C_1^3 + C_1 C_2^2 - m_1 (C_1^2 + C_2^2) \omega^2}{} \end{aligned}$$

Приравнявая левые и правые части равенств (2.28) и (2.29) друг к другу, получаем уравнение, в котором одна неизвестная – частота ω :

$$\begin{aligned} & -[m_1 m_2 C_1 (m_1 C_2^2 + m_3 C_1^2)] \cdot \omega^6 + \\ & + [(m_1 + m_2) m_3 C_1^4 + \{(m_2 + m_3) C_2 + m_2 C_3\} m_1 C_1^3 + (m_1 + 2m_2) m_1 C_1^2 C_2^2] \cdot \omega^4 - \\ & - \left[m_3 C_1^5 + \{(m_1 + m_2 + m_3) C_2 + (m_1 + m_2) C_3\} C_1^4 + \right. \\ & \left. + \{(3m_1 + m_2) C_2 + m_1 C_3\} C_2 C_1^3 + 2m_1 C_2^3 C_1^2 \right] \cdot \omega^2 + \\ & \frac{C_1}{-m_1\omega^2 + C_1} = \frac{+ (C_2 + C_3) C_1^5 + (2C_2^2 + C_2 C_3) C_1^4 + C_2^3 C_1^3}{C_1^3 + C_1 C_2^2 - m_1 (C_1^2 + C_2^2) \omega^2} \end{aligned}$$

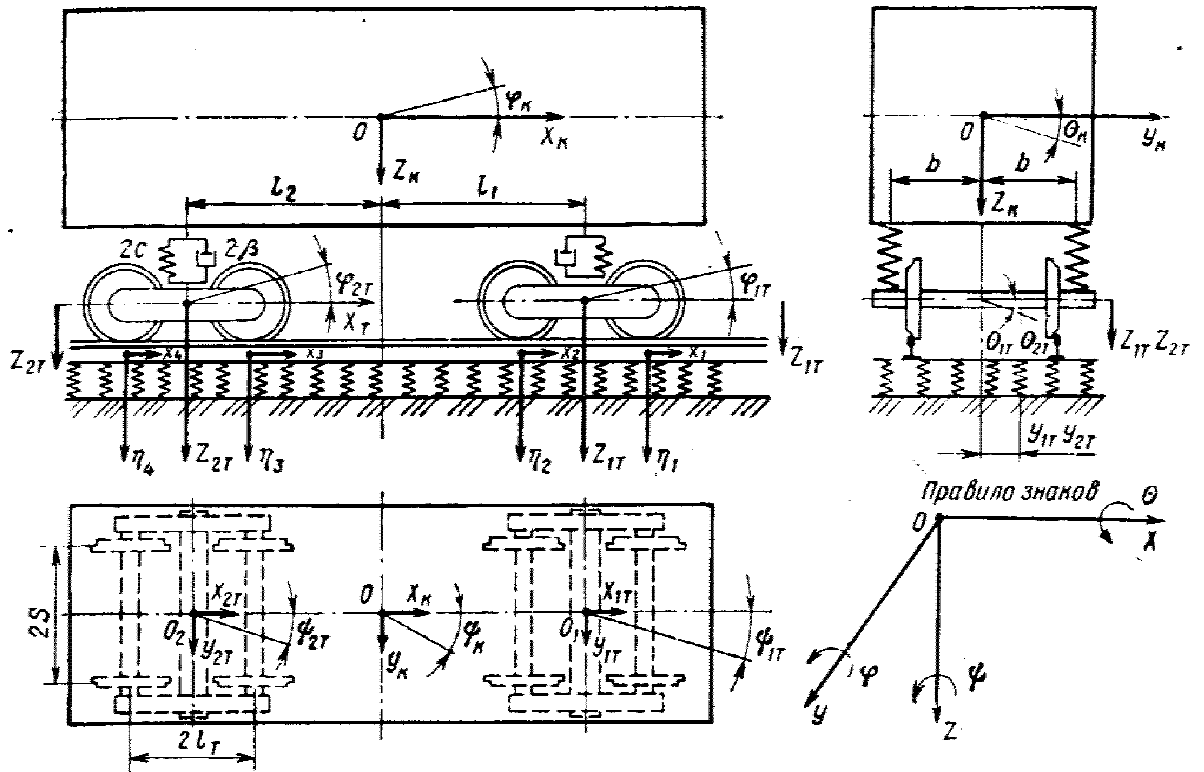


Рисунок 2.24 – Система осей координат вагона: $\pm x$ – подёргивание; $\pm y$ – боковой отход; $\pm z$ – подпрыгивание; $\pm \theta$ – боковая (поперечная) качка; $\pm \varphi$ – галопирование (продольная) качка; $\pm \psi$ – виляние; $2c, 2\beta$ – соответственно жёсткость и коэффициент вязкого сопротивления двух рессорных комплектов тележки; η_1 – η_4 – неровности рельсов соответственно для каждой колёсной пары; $2l = l_1 + l_2$ – база вагона; $2l_T$ – база тележки; $2b$ – поперечная база, или расстояние между осями рессорных комплектов вагона

Значения коэффициентов c_{ij} в матрице C могут быть получены из выражений для b_{ij} путём замены в них величины β на c с теми же цифровыми индексами. Матрицы преобразования входных возмущений B^η и C^η имеют одинаковую структуру и размер 9×9 . Так, матрица B^η имеет вид

$$B^\eta = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2\beta_{nz} & 2\beta_{nz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -2\beta_{nz}l_m & 2\beta_{nz}l_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\beta_{nz} & 2\beta_{nz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2\beta_{nz}l_m & 2\beta_{nz}l_m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Собственную устойчивость системы дифференциальных уравнений (1.4), т.е. квазилинейной механической системы, можно оценить по характеристическому полиному степени $2n$, где n в нашем случае составляет 9 степеней свободы. Для этого выберем следующее представление для искомого решения

$$\begin{aligned} z_k &= Z_k e^{st}; & y_k &= Y_k e^{st}; & \theta_k &= \Theta_k e^{st}; & \varphi_k &= \Phi_k e^{st}; & \psi_k &= \Psi_k e^{st}; \\ z_{m1} &= Z_{m1} e^{st}; & \varphi_{m1} &= \Phi_{m1} e^{st}; & z_{m2} &= Z_{m2} e^{st}; & \varphi_{m2} &= \Phi_{m2} e^{st}, \end{aligned}$$

где $Z_k, Y_k, \Theta_k, \Phi_k, \Psi_k, Z_{m1}, \Phi_{m1}, Z_{m2}, \Phi_{m2}$ – постоянные величины; s – корни характеристического уравнения.

Сократив каждое уравнение на $e^{st} \neq 0$ для начальных условий движения системы и приведя подобные члены, получим систему уравнений относительно постоянных величин.

$$\begin{cases} Z_k [m_k s^2 + 4\beta_z s + 4C_z] - \Theta_k [2\beta_z s(b_1 - b_2) + 2C_z(b_1 - b_2)] + \Phi_k [2\beta_z s(l_1 - l_2) + 2C_z(l_1 - l_2)] - \\ - Z_{m1} [2\beta_z s + 2C_z] - Z_{m2} [2\beta_z s + 2C_z] = 0; \\ Y_k [m_k s^2 + 4\beta_y s + 4C_y] - \Theta_k [4\beta_y s h + 4C_y h] + \Psi_k [2\beta_y s(l_1 - l_2) + 2C_y(l_1 - l_2)] = 0; \\ \vdots \\ \Phi_{m2} [J_{m2y} s^2 + \beta_{nz} s 4l_m^2 + C_{nz} 4l_m^2] = 0. \end{cases}$$

Для отличного от нуля решения системы необходимо, чтобы определитель, составленный из её коэффициентов, был равен нулю

$$\det(s) = \begin{vmatrix} m_k s^2 + 4\beta_z s + 4C_z & 0 & -2\beta_z s(b_1 - b_2) - 2C_z(b_1 - b_2) & \dots & -2\beta_z s - 2C_z & 0 \\ 0 & m_k s^2 + 4\beta_y s + 4C_y & -4\beta_y s h - 4C_y h & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{m2y} s^2 + \beta_{nz} s 4l_m^2 + C_{nz} 4l_m^2 \end{vmatrix} = 0,$$

который является полиномом степени $2n$ и представляет собой характеристическое уравнение для системы дифференциальных уравнений (1.4). Его корни являются корнями *характеристического полинома* вида

$$A_0 \cdot s^{18} + A_1 \cdot s^{17} + A_2 \cdot s^{16} + \dots + A_{16} \cdot s^2 + A_{17} \cdot s + A_{18} = 0,$$

где $A_0 \dots A_{18}$ – постоянные величины.

Установление устойчивых траекторий движения механической системы осуществляется по наличию *отрицательности вещественных частей корней*, критериям устойчивости Рауса – Гурвица, Михайлова и т.д. [27].

Однако приведенные здесь методы идентификации устойчивых траекторий движения приближённые, так как не оценивают нелинейный характер свя-

зей механической системы – рессор, амортизаторов, подвижного контакта колёс с рельсами и характеристик балластной призмы, а также упруго-диссипативной природы процессов трения, возникающих в подвижных и неподвижных соединениях рассматриваемой трибосистемы «ПС – путь».

Механическая система железнодорожного вагона представляет собой сложную нелинейную систему. Показано, что математическое моделирование такой системы всегда осуществляется с учётом ряда допущений, что может приводить во многих случаях к неадекватным результатам моделирования. Основным способом проверки конструктивных решений в механической системе вагона является *метод ФММ* [169, 245, 244, 139, 149]. При этом необходимо построение условно линейной математической модели механической системы с последующим уточнением модели на физических моделях УТ, полученную методами натурного эксперимента.

2.4.4 Динамическое подобие механических квазилинейных подсистем

Для раскрытия динамического подобия механической системы необходимо представить её в виде эквивалентной расчётной схемы [33]. Число степеней свободы расчётной схемы должно соответствовать выбранному количеству масс натурального объекта. Динамическая эквивалентность исходной и приведенной систем обеспечивается *идентичностью дифференциальных уравнений движения, равенством частот и форм колебаний* [169]. Основные условия динамического подобия эквивалентной расчётной схемы и реального объекта определим на базе метода анализа дифференциальных уравнений движения.

Динамическое подобие механической системы железнодорожного полувагона

Структура дифференциальных уравнений механической системы ж.-д. полувагона (см. раздел 2.4.3) одинакова, поэтому *при создании модели* рассмотрим только два, соответствующие поступательному и вращательному движению одной из тележек механической системы при внешнем на систему возбуждении от неровностей железнодорожного пути η [139]:

$$\left\{ \begin{aligned} & m_{m1} \ddot{z}_{m1} + 2(2\beta_{nz} + \beta_z) \dot{z}_{m1} - 2\beta_z \dot{z}_\kappa + 2\beta_z l_1 \dot{\phi}_\kappa - \beta_z (b_1 - b_2) \dot{\theta}_\kappa + \\ & + 2(2c_{nz} + c_z) z_{m1} - 2c_z z_\kappa + 2c_z l_1 \phi_\kappa - c_z (b_1 - b_2) \theta_\kappa = \\ & = 2\beta_{nz} (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2) + 2c_{nz} (\eta_1 + \eta_2); \\ & J_{m1y} \ddot{\phi}_{m1} + \beta_{nz} 4l_m^2 \dot{\phi}_{m1} + c_{nz} 4l_m^2 \phi_{m1} = -2\beta_{nz} l_m (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) - 2c_{nz} l_m (\eta_1 - \eta_2). \end{aligned} \right.$$

Введём в рассмотрение выборочные парциальные частоты k_i и коэффициенты затухания n_i :

$$\begin{aligned} k_1 &= \sqrt{\frac{2(2c_{nz} + c_z)}{m_{m1}}}; & n_1 &= \frac{2(2\beta_{nz} + \beta_z)}{2m_{m1}}; \\ k_2 &= \sqrt{4l_m^2 \frac{c_{nz}}{J_{m1y}}}; & n_2 &= 4l_m^2 \frac{\beta_{nz}}{J_{m1y}}. \end{aligned}$$

Для выведения критериев подобия механической системы запишем выбранные дифференциальные уравнения соответственно для оригинала и модели, введя соответствующие индексы o и m :

- для объекта исследования:

$$\begin{aligned} & m_{m1o} \ddot{z}_{m1o} + 2(2\beta_{nzo} + \beta_{zo}) \dot{z}_{m1o} - 2\beta_{zo} \dot{z}_{\kappa o} + 2\beta_{zo} l_{1o} \dot{\phi}_{\kappa o} - \beta_{zo} (b_{1o} - b_{2o}) \dot{\theta}_{\kappa o} + \\ & + 2(2c_{nzo} + c_{zo}) z_{m1o} - 2c_{zo} z_{\kappa o} + 2c_{zo} l_{1o} \phi_{\kappa o} - c_{zo} (b_{1o} - b_{2o}) \theta_{\kappa o} = \\ & = 2\beta_{nzo} (\dot{\eta}_{1o} + \dot{\eta}_{2o}) + 2c_{nzo} (\eta_{1o} + \eta_{2o}); \end{aligned}$$

$$J_{m1yo} \ddot{\phi}_{m1o} + \beta_{nzo} 4l_{mo}^2 \dot{\phi}_{m1o} + c_{nzo} 4l_{mo}^2 \phi_{m1o} = -2\beta_{nzo} l_{mo} (\dot{\eta}_{1o} - \dot{\eta}_{2o}) - 2c_{nzo} l_{mo} (\eta_{1o} - \eta_{2o});$$

$$k_{1o} = \sqrt{\frac{2(2c_{nzo} + c_{zo})}{m_{m1o}}}; \quad n_{1o} = \frac{2(2\beta_{nzo} + \beta_{zo})}{2m_{m1o}};$$

$$k_{2o} = \sqrt{4l_{mo}^2 \frac{c_{nzo}}{J_{m1yo}}}; \quad n_{2o} = 4l_{mo}^2 \frac{\beta_{nzo}}{J_{m1yo}},$$

- для модели:

$$\left\{ \begin{aligned} & m_{m1m} \ddot{z}_{m1m} + 2(2\beta_{nzm} + \beta_{zm}) \dot{z}_{m1m} - 2\beta_{zm} \dot{z}_{\kappa m} + 2\beta_{zm} l_{1m} \dot{\phi}_{\kappa m} - \beta_{zm} (b_{1m} - b_{2m}) \dot{\theta}_{\kappa m} + \\ & + 2(2c_{nzm} + c_{zm}) z_{m1m} - 2c_{zm} z_{\kappa m} + 2c_{zm} l_{1m} \phi_{\kappa m} - c_{zm} (b_{1m} - b_{2m}) \theta_{\kappa m} = \\ & = 2\beta_{nzm} (\dot{\eta}_{1m} + \dot{\eta}_{2m}) + 2c_{nzm} (\eta_{1m} + \eta_{2m}); \\ & J_{m1ym} \ddot{\phi}_{m1m} + \beta_{nzm} 4l_{mm}^2 \dot{\phi}_{m1m} + c_{nzm} 4l_{mm}^2 \phi_{m1m} = -2\beta_{nzm} l_{mm} (\dot{\eta}_{1m} - \dot{\eta}_{2m}) - 2c_{nzm} l_{mm} (\eta_{1m} - \eta_{2m}) \end{aligned} \right.$$

$$k_{1m} = \sqrt{\frac{2(2c_{nzm} + c_{zm})}{m_{m1m}}}; \quad n_{1m} = \frac{2(2\beta_{nzm} + \beta_{zm})}{2m_{m1m}};$$

$$k_{2m} = \sqrt{4l_{mm}^2 \frac{c_{nzm}}{J_{m1ym}}}; \quad n_{2m} = 4l_{mm}^2 \frac{\beta_{nzm}}{J_{m1ym}}.$$

(2.31)

Соотношения физических параметров выразим через масштабы подобия:

$$C_m = \frac{m_{m1o}}{m_{m1M}}; \quad C_J = \frac{J_{m1yo}}{J_{m1yM}}; \quad C_C = \frac{c_{nzo}}{c_{nzM}} = \frac{c_{zo}}{c_{zM}}; \quad C_\beta = \frac{\beta_{nzo}}{\beta_{nzM}} = \frac{\beta_{zo}}{\beta_{zM}};$$

$$C_l = \frac{z_{m1o}}{z_{m1M}} = \frac{z_{ko}}{z_{kM}} = \frac{l_{mo}}{l_{mM}} = \frac{l_{1o}}{l_{1M}} = \frac{b_{1o}}{b_{1M}} = \frac{b_{2o}}{b_{2M}} = \frac{\eta_{1o}}{\eta_{1M}} = \frac{\eta_{2o}}{\eta_{2M}};$$

$$C_\theta = \frac{\theta_{ko}}{\theta_{kM}}; \quad C_\varphi = \frac{\Phi_{ko}}{\Phi_{kM}} = \frac{\Phi_{m1o}}{\Phi_{m1M}}; \quad C_k = \frac{k_{1o}}{k_{1M}}; \quad C_n = \frac{n_{1o}}{n_{1M}},$$

где *масштабы подобия*: C_m – массы тележки m_m ; C_J – момента инерции тележки относительно бокового отнosa; C_C – коэффициентов упругости пружинных комплектов; C_β – коэффициентов демпфирования используемых амортизаторов; C_l – геометрических размеров; C_θ – боковой качки кузова вагона; C_φ – углов продольной качки кузова и тележки; C_k – одной из собственных частот колебаний тележки; C_n – одной из затухающих частот колебаний тележки.

Масштабы подобия введём в уравнения (2.31), характеризующие модельный объект, так что получаемые слагаемые будут численно соответствовать составляющим натурального объекта

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{C_m C_l}{C_t^2} m_{m1M} \ddot{z}_{m1M} + \frac{C_\beta C_l}{C_t} 2(2\beta_{nzM} + \beta_{zM}) \dot{z}_{m1M} - \frac{C_\beta C_l}{C_t} 2\beta_{zM} \dot{z}_{kM} + \frac{C_\beta C_l C_\varphi}{C_t} 2\beta_{zM} l_{1M} \dot{\Phi}_{kM} - \\ & - \frac{C_\beta C_l C_\theta}{C_t} \beta_{zM} (b_{1M} - b_{2M}) \dot{\theta}_{kM} + C_C C_l \cdot 2(2c_{nzM} + c_{zM}) z_{m1M} - C_C C_l \cdot 2c_{zM} z_{kM} + \\ & + C_C C_l C_\varphi \cdot 2c_{zM} l_{1M} \Phi_{kM} - C_C C_l C_\theta \cdot c_{zM} (b_{1M} - b_{2M}) \theta_{kM} = \\ & = \frac{C_\beta C_l}{C_t} 2\beta_{nzM} (\dot{\eta}_{1M} + \dot{\eta}_{2M}) + C_C C_l \cdot 2c_{nzM} (\eta_{1M} + \eta_{2M}); \\ & \frac{C_J C_\varphi}{C_t^2} J_{m1yM} \ddot{\Phi}_{m1M} + \frac{C_\beta C_l C_\varphi}{C_t} \beta_{nzM} 4l_{mM}^2 \dot{\Phi}_{m1M} + C_C C_l C_\varphi \cdot c_{nzM} 4l_{mM}^2 \Phi_{m1M} = \\ & = - \frac{C_\beta C_l}{C_t} 2\beta_{nzM} l_{mM} (\dot{\eta}_{1M} - \dot{\eta}_{2M}) - C_C C_l \cdot 2c_{nzM} l_{mM} (\eta_{1M} - \eta_{2M}) \end{aligned} \right.$$

$$C_k k_{1M} = \sqrt{\frac{C_C \cdot 2(2c_{nzM} + c_{zM})}{C_m m_{m1M}}}; \quad C_n n_{1M} = \frac{C_\beta \cdot 2(2\beta_{nzM} + \beta_{zM})}{C_m 2m_{m1M}};$$

$$C_k k_{2M} = \sqrt{\frac{C_l C_C \cdot 4l_{mM}^2 c_{nzM}}{C_J J_{m1yM}}}; \quad C_n n_{2M} = \frac{C_l C_\beta \cdot 4l_{mM}^2 \beta_{nzM}}{C_J J_{m1yM}}.$$

(2.32)

Условие тождественности дифференциальных уравнений (2.31) и (2.32) в соответствии с первой теоремой подобия [33] приводит к следующим критериям подобия:

$$\frac{C_m C_l}{C_t^2} \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = \frac{C_m}{C_\beta C_t} = 1; \quad \frac{C_m C_l}{C_t^2} \cdot \frac{1}{C_C C_l} = \frac{C_m}{C_C C_t^2} = 1; \quad (2.33)$$

$$\frac{C_\beta C_l}{C_t} \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = 1; \quad \frac{C_\beta C_l}{C_t} \cdot \frac{1}{C_C C_l} = \frac{C_\beta}{C_C C_t} = 1; \quad (2.34)$$

$$\frac{C_\beta C_l C_\varphi}{C_t} \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = C_\varphi = 1; \quad \frac{C_\beta C_l C_\varphi}{C_t} \cdot \frac{1}{C_C C_l} = \frac{C_\beta C_\varphi}{C_C C_t} = 1; \quad (2.35)$$

$$\frac{C_\beta C_l C_\theta}{C_t} \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = C_\theta = 1; \quad \frac{C_\beta C_l C_\theta}{C_t} \cdot \frac{1}{C_C C_l} = \frac{C_\beta C_\theta}{C_C C_t} = 1; \quad (2.36)$$

$$C_C C_l \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = \frac{C_C C_t}{C_\beta} = 1; \quad C_C C_l \cdot \frac{1}{C_C C_l} = 1; \quad (2.37)$$

$$C_C C_l C_\varphi \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = \frac{C_C C_\varphi C_t}{C_\beta} = 1; \quad C_C C_l C_\varphi \cdot \frac{1}{C_C C_l} = C_\varphi = 1; \quad (2.38)$$

$$C_C C_l C_\theta \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = \frac{C_C C_\theta C_t}{C_\beta} = 1; \quad C_C C_l C_\theta \cdot \frac{1}{C_C C_l} = C_\theta = 1; \quad (2.39)$$

$$\frac{C_J C_\varphi}{C_t^2} \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = \frac{C_J C_\varphi}{C_\beta C_l C_t} = 1; \quad \frac{C_J C_\varphi}{C_t^2} \cdot \frac{1}{C_C C_l} = \frac{C_J C_\varphi}{C_C C_l C_t^2} = 1; \quad (2.40)$$

$$\frac{C_\beta C_l C_\varphi}{C_t} \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = C_\varphi = 1; \quad \frac{C_\beta C_l C_\varphi}{C_t} \cdot \frac{1}{C_C C_l} = \frac{C_\beta C_\varphi}{C_C C_t} = 1; \quad (2.41)$$

$$C_C C_l C_\varphi \cdot \frac{C_t}{C_\beta C_l} = \frac{C_C C_\varphi C_t}{C_\beta} = 1; \quad C_C C_l C_\varphi \cdot \frac{1}{C_C C_l} = C_\varphi = 1; \quad (2.42)$$

$$C_k = \sqrt{\frac{C_C}{C_m}} = \sqrt{\frac{C_l C_C}{C_J}}; \quad C_n = \frac{C_\beta}{C_m} = \frac{C_l C_\beta}{C_J}. \quad (2.43)$$

Таким образом, можно сделать следующие выводы [139]:

1) мы получили подтверждение интерпретации первой теоремы подобия [33] о подобии геометрических функций и их аргументов в оригинале и модели, т.е. $C_\theta = C_\varphi = 1$ – выражения (2.35), (2.36), (2.38), (2.39), (2.41) и (2.42);

2) в качестве условия динамического подобия механической подсистемы вагона принимаем идентичность частот собственных колебаний и показателя затухания объекта исследования и его модели, т.е. $C_k = C_n = 1$ – выражения (2.43);

3) из (2.43) вытекает, что масштабы подобия массы, жёсткости рессорных комплектов вагона, коэффициента демпфирования амортизаторами колебаний должны быть одинаковы, т.е. $C_m = C_C = C_\beta$;

4) так как $C_m = C_C = C_\beta$, то из выражения (2.33) следует равенство масштаба подобия времени испытаний $C_t = 1$ – следовательно, все модельные испытания должны проводиться *в реальном масштабе времени*; это также вытекает из того положения, что время, или период колебаний масс механической системы, есть величина обратная частоте колебаний, т.е. $C_t = 1 / C_k = 1$;

5) на основании вышеизложенного, т.е. $C_C = C_\beta$, $C_\theta = C_\varphi = 1$ и $C_t = 1$, следует справедливость выражений (2.34)–(2.39), (2.41), (2.42);

6) так как $C_k = 1$, то из (2.43) вытекает, что масштаб подобия момента инерции должен быть в C_l раз больше масштаба подобия линейного коэффициента упругости, т.е. $C_J = C_C \cdot C_l$, где C_l – геометрический масштаб подобия модели; данный результат вытекает также из выражения (2.40), т.к. $C_\varphi = C_t^2 = 1$;

7) т.к. все испытания должны проводиться в реальном масштабе времени $C_t = 1$, то из этого следует, что модельные образцы необходимо изготавливать из материалов, из которых изготовлены реальные поверхности трения. В этом случае характеристики твёрдости, модуля упругости, градиента температуры и временные интервалы релаксации связей ФК натурального объекта и его модели будут идентичны.

Принятые условия обеспечивают динамическое подобие модели и объекта любой n -массной ТС.

Динамическое подобие железнодорожного подвижного состава в условиях предварительного смещения

Структура дифференциальных уравнений (2.2) одинакова, поэтому рассмотрим только некоторые, например первое и второе [149]. Согласно первой теореме подобия [33] дифференциальные уравнения движения объекта (o)

$$\left. \begin{aligned} T_{\mathcal{M}}^{(o)} T_{\mathcal{G}}^{(o)} \frac{d^2 \omega_0^{(o)}}{dt^{(o)2}} + T_{\mathcal{M}}^{(o)} \frac{d\omega_0^{(o)}}{dt^{(o)}} + \omega_0^{(o)} &= \omega_{0,0}^{(o)} - c_k^{(o)} R^{(o)} \left[F_2^{(o)} + T_{\mathcal{G}}^{(o)} \frac{dF_2^{(o)}}{dt^{(o)}} \right]; \\ m_1^{(o)} \ddot{X}_{11}^{(o)} + \beta_{11}^{(o)} (\dot{X}_{11}^{(o)} - \dot{X}_{31}^{(o)}) + c_{11}^{(o)} (X_{11}^{(o)} - X_{31}^{(o)}) &= F_1^{(o)} (X_{11}^{(o)}, X_{12}^{(o)}, X_{21}^{(o)}, \omega_1^{(o)}) \end{aligned} \right\}$$

и модели (m)

$$\left. \begin{aligned} T_{\mathcal{M}}^{(m)} T_{\mathcal{G}}^{(m)} \frac{d^2 \omega_0^{(m)}}{dt^{(m)2}} + T_{\mathcal{M}}^{(m)} \frac{d\omega_0^{(m)}}{dt^{(m)}} + \omega_0^{(m)} &= \omega_{0,0}^{(m)} - c_k^{(m)} R^{(m)} \left[F_2^{(m)} + T_{\mathcal{G}}^{(m)} \frac{dF_2^{(m)}}{dt^{(m)}} \right]; \\ m_1^{(m)} \ddot{X}_{11}^{(m)} + \beta_{11}^{(m)} (\dot{X}_{11}^{(m)} - \dot{X}_{31}^{(m)}) + c_{11}^{(m)} (X_{11}^{(m)} - X_{31}^{(m)}) &= F_1^{(m)} (X_{11}^{(m)}, X_{12}^{(m)}, X_{21}^{(m)}, \omega_1^{(m)}) \end{aligned} \right\} \quad (2.44)$$

должны иметь идентичный вид.

Соотношения физических параметров, составляющих уравнение (2.2), представим с помощью масштабов подобия:

$$\begin{aligned} C_T &= \frac{T_{\mathcal{M}}^{(o)}}{T_{\mathcal{M}}^{(m)}} = \frac{T_{\mathcal{G}}^{(o)}}{T_{\mathcal{G}}^{(m)}} = \frac{t^{(o)}}{t^{(m)}}; & C_{\omega} &= \frac{\omega_0^{(o)}}{\omega_0^{(m)}} = \frac{\omega_1^{(o)}}{\omega_1^{(m)}} = \frac{\omega_{0,0}^{(o)}}{\omega_{0,0}^{(m)}}; & C_{C_k} &= \frac{c_k^{(o)}}{c_k^{(m)}}; \\ C_m &= \frac{m_1^{(o)}}{m_1^{(m)}}; & C_{\beta} &= \frac{\beta_{11}^{(o)}}{\beta_{11}^{(m)}}; & C_C &= \frac{c_{11}^{(o)}}{c_{11}^{(m)}}; & C_F &= \frac{F_1^{(o)}}{F_1^{(m)}} = \frac{F_2^{(o)}}{F_2^{(m)}}; \\ C_{\ell} &= \frac{R^{(o)}}{R^{(m)}} = \frac{X_{11}^{(o)}}{X_{11}^{(m)}} = \frac{X_{12}^{(o)}}{X_{12}^{(m)}} = \frac{X_{21}^{(o)}}{X_{21}^{(m)}} = \frac{X_{31}^{(o)}}{X_{31}^{(m)}}, \end{aligned}$$

где масштабы подобия: C_T – времени, периода колебаний; C_{ω} – частоты колебаний; C_{C_k} – коэффициента приведения момента сопротивления к частоте вращения; C_m – массы; C_{β} – коэффициента демпфирования; C_C – коэффициента жёсткости; C_F – внешних сил; C_{ℓ} – геометрических размеров.

Полученные коэффициенты подобия введём в уравнение (2.44) для модели

$$\left. \begin{aligned}
& \frac{C_T^2 C_\omega}{C_T^2} \cdot T_{\mathfrak{M}}^{(M)} T_{\mathfrak{S}}^{(M)} \frac{d^2 \omega_0^{(M)}}{dt^{(M)2}} + \frac{C_T C_\omega}{C_T} \cdot T_{\mathfrak{M}}^{(M)} \frac{d\omega_0^{(M)}}{dt^{(M)}} + C_\omega \cdot \omega_0^{(M)} = \\
& = C_\omega \cdot \omega_{0,0}^{(M)} - C_{C_k} C_\ell \cdot c_k^{(M)} R^{(M)} \left[C_F \cdot F_2^{(M)} + \frac{C_T C_F}{C_T} \cdot T_{\mathfrak{S}}^{(M)} \frac{dF_2^{(M)}}{dt^{(M)}} \right]; \\
& \frac{C_m C_\ell}{C_T^2} \cdot m_1^{(M)} \ddot{X}_{11}^{(M)} + \frac{C_\beta C_\ell}{C_T} \cdot \beta_{11}^{(M)} (\dot{X}_{11}^{(M)} - \dot{X}_{31}^{(M)}) + C_C C_\ell \cdot c_{11}^{(M)} (X_{11}^{(M)} - X_{31}^{(M)}) = \\
& = C_F \cdot F_1^{(M)} (X_{11}^{(M)}, X_{12}^{(M)}, X_{21}^{(M)}, \omega_1^{(M)}).
\end{aligned} \right\} \quad (2.45)$$

Тождественность уравнений (2.44) и (2.45) выражается критериями подобия

$$\frac{C_T^2 C_\omega}{C_T^2 C_\omega} = 1; \frac{C_T C_\omega}{C_T C_\omega} = 1; \frac{C_\omega}{C_\omega} = 1; \frac{C_{C_k} C_\ell}{C_\omega} = 1; \frac{C_m C_\ell}{C_T^2 C_F} = 1; \frac{C_\beta C_\ell}{C_T C_F} = 1; \frac{C_C C_\ell}{C_F} = 1; \frac{C_F}{C_F} = 1.$$

Как было сказано ранее, условиями динамического подобия являются *равенство частот и форм собственных колебаний* ($C_\omega = C_A = 1$) объекта и модели [169]. Полученные критерии подобия $\frac{C_T^2 C_\omega}{C_T^2 C_\omega} = 1; \frac{C_T C_\omega}{C_T C_\omega} = 1; \frac{C_\omega}{C_\omega} = 1; \frac{C_{C_k} C_\ell}{C_\omega} = 1;$

$\frac{C_F}{C_F} = 1$ без доказательства идентичны. Для вывода остальных критериев подобия

попарно объединим критерии подобия $\frac{C_m C_\ell}{C_T^2 C_F} = 1$ и $\frac{C_C C_\ell}{C_F} = 1$ с последую-

щей подстановкой $C_\omega = \sqrt{\frac{C_C}{C_m}}$, получим новые критерии подобия

$$\frac{C_C C_\ell}{C_F} \cdot \frac{C_T^2 C_F}{C_m C_\ell} = \frac{C_C C_T^2}{C_m} = C_\omega^2 C_T^2 = 1; \quad \frac{C_\beta C_\ell}{C_T C_F} \cdot \frac{C_T^2 C_F}{C_m C_\ell} = \frac{C_\beta C_T}{C_m} = C_\omega C_T = 1.$$

Динамическое подобие тягового ПС и его модели возможно при совпадении собственных частот $C_\omega = 1$ и форм колебаний масс механической подсистемы; равенстве масштабных коэффициентов подобия масс и жесткостей упругих элементов линейного сжатия – растяжения, $C_m = C_C$, и времени испытаний $C_T = 1$ [149]. Таким образом, здесь мы получили аналогичные соотношения, что и при выявлении констант подобия механической системы вагона, рассмотренной ранее.

Динамическое подобие транспортной системы

Запишем дифференциальные уравнения (2.21) колебаний объекта (o) и модели (m) при отсутствии сил сопротивления движению [183]:

$$\begin{aligned} m_{nno} \ddot{Z}_o + C_{po} (Z_o - q_o) &= 0; & k_o &= \sqrt{\frac{C_{po}}{m_{nno}}}; & k_m &= \sqrt{\frac{C_{pm}}{m_{nmm}}}. \end{aligned} \quad (2.46)$$

$$m_{nmm} \ddot{Z}_m + C_{pm} (Z_m - q_m) = 0;$$

где q_o, q_m – амплитуды неровности дорожного покрытия объекта и модели; m_{nno}, m_{nmm} – приведенная масса ТС объекта и модели; C_{po}, C_{pm} – приведенные значения жёсткости рессор ТС объекта и модели; Z_o, Z_m – линейные координаты перемещений ТС объекта и модели; k_o, k_m – собственные частоты колебаний объекта и модели.

Введём соотношение физических параметров ТС объекта и модели через масштабы подобия:

$$C_m = \frac{m_{nno}}{m_{nmm}}; \quad C_C = \frac{C_{po}}{C_{pm}}; \quad C_l = \frac{Z_o}{Z_m} = \frac{q_o}{q_m}; \quad C_k = \frac{k_o}{k_m},$$

где *масштабы подобия*: C_m – массы; C_C – коэффициентов жёсткости; C_l – геометрических размеров; C_k – частоты собственных колебаний.

Масштабы подобия введём в уравнение (2.46) для модели

$$\begin{aligned} \frac{C_m C_l}{C_t^2} \cdot m_{nmm} \frac{d^2 Z_m}{dt_m^2} + C_C C_l \cdot C_{pm} Z_m &= C_C C_l \cdot C_{pm} q_m; \\ C_k \cdot k_m &= \sqrt{\frac{C_C \cdot C_{pm}}{C_m \cdot m_{nmm}}} = \sqrt{\frac{C_C}{C_m}} \cdot \sqrt{\frac{C_{pm}}{m_{nmm}}}. \end{aligned} \quad (2.47)$$

Условиями тождественности уравнений (2.46) и (2.47) являются критерии подобия $\frac{C_m C_l}{C_t^2} \cdot \frac{1}{C_C C_l} = \frac{C_m}{C_C C_t^2} = \frac{1}{C_k^2 C_t^2}$ и соотношения $C_k = 1$; $C_m = C_C$; $C_t = 1$.

Динамическое подобие блокировки одиночного колеса ТС

Введём в рассмотрение уравнения движения (2.25) одиночного колеса объекта (o) и модели (m) [243, 53]:

$$\begin{aligned}
m_o \frac{dV_{ao}}{dt_m} &= F_{\mu o} + (1 - s_o) \left(\frac{M_{bro}}{r_{do}} - \frac{J_o}{r_{do}} \frac{d\omega_{ko}}{dt_o} - F_{\mu o} \right); \\
m_m \frac{dV_{am}}{dt_m} &= F_{\mu m} + (1 - s_m) \left(\frac{M_{brm}}{r_{dm}} - \frac{J_m}{r_{dm}} \frac{d\omega_{km}}{dt_m} - F_{\mu m} \right).
\end{aligned} \tag{2.48}$$

Соотношения параметров характеризуются масштабами подобия

$$C_m = \frac{m_o}{m_m}; C_{F_\mu} = \frac{F_{\mu o}}{F_{\mu m}}; C_s = \frac{s_o}{s_m}; C_M = \frac{M_{bro}}{M_{brm}}; C_l = \frac{r_{do}}{r_{dm}}; C_J = \frac{J_o}{J_m}; C_\omega = \frac{\omega_{ko}}{\omega_{km}}.$$

где *масштабы подобия*: C_m – массы; C_F – силы в контакте колеса с дорогой; C_s – относительного проскальзывания колеса; C_M – тормозного момента; C_l – геометрических размеров; C_J – момента инерции колеса; C_ω – угловой скорости колеса.

Масштабы подобия введём в уравнение (2.48) для модели

$$\frac{C_m C_l}{C_t^2} m_m \frac{d^2 x_m}{dt_m^2} = C_F F_{\mu m} + (1 - C_s s_m) \left(\frac{C_M}{C_l} \cdot \frac{M_{bro}}{r_{do}} - \frac{C_J C_\omega}{C_l C_t} \cdot \frac{J_m}{r_{dm}} \frac{d\omega_m}{dt_m} - C_F \cdot F_{\mu m} \right). \tag{2.49}$$

Тождественность уравнений (2.48) и (2.49) характеризуется критериями подобия:

$$\begin{aligned}
\frac{C_m C_l}{C_t^2 C_F} &= 1; \\
\frac{C_m C_l}{C_t^2} \cdot \frac{C_l}{C_s C_M} &= \frac{C_m C_l^2}{C_s C_t^2 C_M} = 1; \\
\frac{C_m C_l}{C_t^2} \cdot \frac{C_l C_t}{C_s C_J C_\omega} &= \frac{C_m C_l^2 C_t}{C_t^2 C_s C_J C_\omega} = \frac{C_m C_l^2}{C_t C_s C_J C_\omega} = 1.
\end{aligned} \tag{2.50}$$

Так как критерии подобия (2.33)...(2.43) и (2.50), составленные из масштабов подобия, равны единице, то мы вправе их сравнивать любым возможным способом.

Приравняем критерии подобия $\frac{C_m}{C_C C_t^2} = 1$ (2.33) и $\frac{C_m C_l}{C_t^2 C_F} = 1$ (2.50) друг

другу и разделим левую часть равенства на правую

$$\frac{C_m}{C_C C_t^2} \cdot \frac{C_t^2 C_F}{C_m C_l} = \frac{C_F}{C_C C_l} = 1,$$

откуда $C_F = C_C C_l$.

Приравняем критерии подобия $\frac{C_F}{C_C C_l} = 1$ и $\frac{C_m}{C_C C_t^2} = 1$ (2.33) друг другу

и разделим левую часть равенства на правую $\frac{C_F}{C_C C_l} \cdot \frac{C_C C_t^2}{C_m} = \frac{C_F C_t^2}{C_m C_l} = 1$.

С учётом $V = S/t$ и $F = mg$ представим их индикаторы подобия

$\frac{S}{V \cdot t} = \text{idem}$; $\frac{mg}{F} = \text{idem}$ в симплексной форме $\frac{C_l}{C_V C_t} = 1$; $\frac{C_m C_g}{C_F} = 1$. Тогда

$$\frac{C_F C_t^2}{C_m C_l} \cdot \frac{C_l}{C_V C_t} = \frac{C_F C_t}{C_m C_V} = 1.$$

При обеспечении $C_g = 1$ и $C_t = 1$ имеем равенство $C_F = C_m$ и масштаб подобия скорости скольжения $C_{V_c} = 1$, обеспечивающий идентичные нагрузочно-скоростные режимы трения, коэффициент трения, интенсивность изнашивания в модельных и натурных условиях. Скорость относительного скольжения $V_c = S/t$ пропорциональна пути трения скольжения S и определяется количеством импульсов взаимодействий n активных микрообъёмов в единицу времени t , или частотам вынужденных колебаний активных микрообъёмов.

Следствием принудительного изменения величины скорости относительного скольжения является изменение сложившегося равновесного состояния и соотношения между частотами собственных колебаний активных микрообъёмов и вынужденных колебаний. Переход системы в другое равновесное состояние связан с изменением величин шероховатости поверхностей трения, реализацией иных частот собственных колебаний активных микрообъёмов, что нежелательно при проведении модельных испытаний ТС.

Приравняем критерии подобия $\frac{C_F}{C_C C_l} = 1$ и $\frac{C_\beta}{C_C C_t} = 1$ (2.34) друг другу и

разделим левую часть равенства на правую $\frac{C_F}{C_C C_l} \cdot \frac{C_C C_t}{C_\beta} = \frac{C_F C_t}{C_\beta C_l} = 1$.

Приравнивая $\frac{C_F C_t}{C_m C_V} = \frac{C_F C_t}{C_\beta C_l}$, получим $\frac{C_F C_t}{C_m C_V} \cdot \frac{C_\beta C_l}{C_F C_t} = \frac{C_\beta C_l}{C_m C_V} = 1$.

Так как ранее было определено $C_m = C_\beta$, то масштаб подобия скорости качения будет равен $C_V = C_l$, т. е. масштабу подобия геометрических размеров.

Приравнивая $\frac{C_m C_l^2}{C_s C_t^2 C_M} = 1$ (2.50) и $\frac{C_F C_t^2}{C_m C_l} = 1$, умножим левую часть ра-

венства на правую $\frac{C_m C_l^2}{C_s C_t^2 C_M} \cdot \frac{C_F C_t^2}{C_m C_l} = \frac{C_F C_l}{C_s C_M} = 1$, а так как относительное про-

скальзывание обеспечивается масштабом подобия $C_s = 1$, то масштаб подобия тормозного момента $C_M = C_F C_l$.

Приравнивая $\frac{C_m C_l^2}{C_t C_s C_J C_\omega} = 1$ (2.50) и $\frac{C_F C_t^2}{C_m C_l} = 1$, умножим левую часть ра-

венства на правую $\frac{C_m C_l^2}{C_t C_s C_J C_\omega} \cdot \frac{C_F C_t^2}{C_m C_l} = \frac{C_F C_l C_t}{C_s C_J C_\omega} = 1$, а так как $C_t = 1$, $C_s = 1$ и

$C_\omega = 1$, то масштаб подобия момента инерции $C_J = C_F C_l$.

2.4.5 Динамическое подобие подсистемы фрикционного контакта

Реализация модельного эксперимента должна обеспечиваться характерным видом и интенсивностью изнашивания контактирующих тел. Для этого необходимо реализовать ряд условий динамического подобия процессов трения, а также следующих условий [169, 135, 13, 182, 243, 245, 244, 152]:

- активные микрообъёмы поверхностей трения обладают собственными частотами и обеспечивают реализацию идентичных равновесных шероховатостей натурного образца и его модели, т.е. $C_\omega = 1$;

- исходя из $C_\omega = 1$ следует, что процессы трения при моделировании процессов трения и изнашивания необходимо исследовать только в реальном масштабе времени, т.е. $C_t = 1$;

- так как скорость скольжения $V_c = S/t$ обеспечивает идентичные нагрузочно-скоростные режимы трения и прямо пропорциональна частотам вынужденных колебаний активных микрообъемов $C_\omega = 1$, то константа подобия скорости относительного скольжения $C_{Vc} = 1$;

- исходя из предыдущего вывода получаем, что амплитуды деформации фрикционных связей A пропорциональны скорости относительного скольжения ($A = V_c t$, или в константах подобия $C_A = C_{Vc} C_t$. При $C_t = 1$ и $C_{Vc} = 1$ имеем $C_A = 1$, т.е. амплитуды деформации в модельных и натурных условиях фрикционного взаимодействия должны быть подобны);

- для обеспечения идентичности собственных частот колебаний ($C_\omega = 1$) и амплитуд деформации фрикционных связей ($C_A = 1$) в двух ортогональных плоскостях взаимодействия геометрические характеристики поверхности (например, высота h и радиус закругления r микронеровностей, а также шероховатость Ra или Rz) должны быть одинаковы, $C_h = C_r = C_{Ra} = C_{Rz} = 1$;

- подобие указанных выше характеристик при использовании в модельных условиях подобного материала (константы подобия плотности $C_\gamma = 1$) обеспечивает идентичность времени релаксации фрикционных связей, т.е. $C_T = 1$;

- микрогеометрия контактирующих тел в зоне их ФПК определяется контактным давлением Q [47], следовательно, обязательным условием обеспечения характерного вида и интенсивности изнашивания контактирующих тел является равенство константы подобия давления $C_Q = 1$;

- идентичность контактного давления объекта исследования и модели $C_Q = 1$ обуславливает равенство коэффициента подобия нормальной нагрузки (силы) масштабному коэффициенту площади контакта, т.е. $C_N = C_F = C_S = C_l^2$;

- константа подобия ускорения свободного падения $C_g = 1$ обуславливает равенство констант подобия массы и силы ($C_m = C_N = C_l^2$), так как $C_m = C_N / C_g$;

- использование одинаковых материалов поверхностей трения объекта исследования и его модели определяет константы подобия плотности ($C_\gamma = 1$) и массы $C_m = C_\gamma \cdot C_l^3 = C_l^3$, что входит в противоречие с предыдущим выводом;

- разрешение этого противоречия состоит в реализации на поверхностях натуральных колёс и рельсов и их модели адекватных условий сцепления – в этом случае критерии подобия скорости относительного скольжения

$$C_{Vc} = \frac{C_A}{C_T} = \frac{1}{1} = 1, \text{ контактного давления } C_Q = \frac{C_F}{C_S} = \frac{C_m \cdot C_g}{C_S} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{C_l^2} = 1 \text{ или}$$

$$C_Q = \frac{C_F}{C_S} = \frac{C_m \cdot C_a}{C_S} = \frac{C_m \cdot C_A / C_t^2}{C_S} = \frac{C_l^2 \cdot 1 / 1^2}{C_l^2} = 1, \text{ закона Гука } \frac{C_F}{C_C \cdot C_A} = \frac{C_l^2}{C_l^2 \cdot 1} = 1 \text{ не}$$

противоречат критериям подобия, выведенным при динамическом подобии МС, не нарушают условий моделирования модели и её натурального образца;

- при одинаковых динамических условиях на ФПК модельного образца и реального объекта [96, 51] равным сближениям поверхностей трения соответствуют подобные коэффициенты трения $C_f = 1$ и линейные износы $C_i = 1$;

- при использовании материала образцов при модельных испытаниях, идентичного материалу натурального объекта, идентичности характеристик шероховатости поверхностей, контактного давления и скорости относительного скольжения объекта и модели, то «температура вспышки» и градиент температуры объекта исследования и модели подобны;

- динамическое подобие ФК реализуется при равенствах [190, 191]

$$C_k = C_n = C_T = C_h = C_r = C_A = C_{Vc} = C_Q = C_f = C_i = 1;$$

$$C_S = C_F = C_N = C_m = C_C = C_\beta = C_l^2;$$

$$C_J = C_M = C_F C_l = C_l^3,$$

где масштабы подобия: C_k – частот собственных колебаний; C_n – частот затухающих колебаний; C_T – периода колебаний; C_h – высоты шероховатости по-

верхности; C_r – радиусов закругления шероховатости поверхности; C_A – амплитуды внешнего воздействия на активный микрообъём шероховатости поверхности; C_{Vc} – скорости скольжения одной относительно другой поверхности; C_q – контактного давления; C_f – коэффициента трения; C_i – линейного износа; C_S – ФПК; C_F – силы трения; C_N – нормальной нагрузки; C_m – массы; C_C – коэффициентов упругости; C_β – коэффициентов демпфирования; C_J – моментов инерции; C_M – крутящего (тормозного) момента; C_l – геометрического масштаба;

- *моделирование ФК на уровне взаимодействия активных микрообъёмов поверхностей трения не выполняется*, так как необходимые условия реализации процессов трения в модели определяются идентичностью с натурными используемых материалов, шероховатостью, скоростей скольжения, контактного давления и условиями модифицирования поверхностей трения;

- *идентичность динамических характеристик ТС, в том числе и ФК, является одним из основных условий, обеспечивающих идентичность триботехнических характеристик фрикционного взаимодействия (интенсивности изнашивания, коэффициента трения и т.п.) и их АФЧХ.*

Критерии подобия механической системы (2.33)...(2.43), (2.50) проверим на соответствие принятым условиям динамического подобия фрикционного контакта

$$\frac{C_m C_A}{C_l^2 C_F} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{1^2 \cdot C_l^2} = 1; \quad \frac{C_\beta C_A}{C_l C_F} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{1 \cdot C_l^2} = 1; \quad \frac{C_C C_A}{C_F} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{C_l^2} = 1;$$

$$\frac{C_F C_l}{C_m C_{Vc}} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{C_l^2 \cdot 1} = 1; \quad \frac{C_\beta C_A}{C_m C_{Vc}} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{C_l^2 \cdot 1} = 1,$$

что не нарушает условий моделирования модели и её натурального образца.

Противоречие моделирования ФК разрешено равенством константы подобия нагрузки квадрату геометрических характеристик при всех условиях определения произведений: жёсткости фрикционной связи на деформацию, давления на площадь фактической площади касания и массы на ускорение свободного падения.

Динамическое подобие узла трения «колесо – рельс»

ФК «колесо – рельс» является составной частью ТС «ПС – железнодорожный путь» [149]. Масса колеса m_1 и приведенная к точке контакта масса рельса m_2 являются составными частями механической системы (рисунок 2.25, а). Компонентами поверхностей взаимного контакта (рисунок 2.25, в) являются микронеровности, характеризуемые массами активного микрообъёма m_i и жёсткостью их заделки C_i [252, 169].

При взаимном перемещении поверхностей трения под действием нормальной составляющей силы F_N возникает сила трения F_m , пропорциональная скорости относительного скольжения $V_{ск}$. В результате фрикционного взаимодействия двух поверхностей трения изменяются величины амплитуд сближения в нормальном и тангенциальном направлениях, что вызывает в точках соприкосновения активных микрообъёмов двух поверхностей силы трения. Кинетическая энергия системы, расходуемая на преодоление сил трения, преобразуется в тепловую. В точках ФПК реализуется максимальная температура «вспышки» $\Theta_{всп}$, пропорциональная величинам ФПК, силы трения и скорости скольжения.

Триботермодинамика, определяющая выходные триботехнические характеристики, является не сочетанием переменных температур (объёмной, поверхностной и так называемой температуры «вспышки» [157], а является колебаниями объёмной температуры и её градиента. В отличие от тепловой модели А.В. Чичинадзе [157] **выдвигается гипотеза** [213, 182], что *максимальная объёмная температура («температура вспышки», $\Theta_{всп}$) контактирующих поверхностей ФПК определяется при стремлении к нулю градиентов линейных размеров контактирующих поверхностей – Δz .*

В соответствии с выдвинутой гипотезой объёмная температура изменяется от $\Theta_{\max}$ (при $z \rightarrow 0$) до $\Theta_{\text{окр}}$ (температуры окружающей среды) по закону *логарифмического декремента затухания* [17, 43, 209, 145, 219]. Количество асимптот зависит от геометрических, теплофизических и др. характеристик контактирующих тел. В первом приближении их может быть три (см. рисунок 2.25, д).

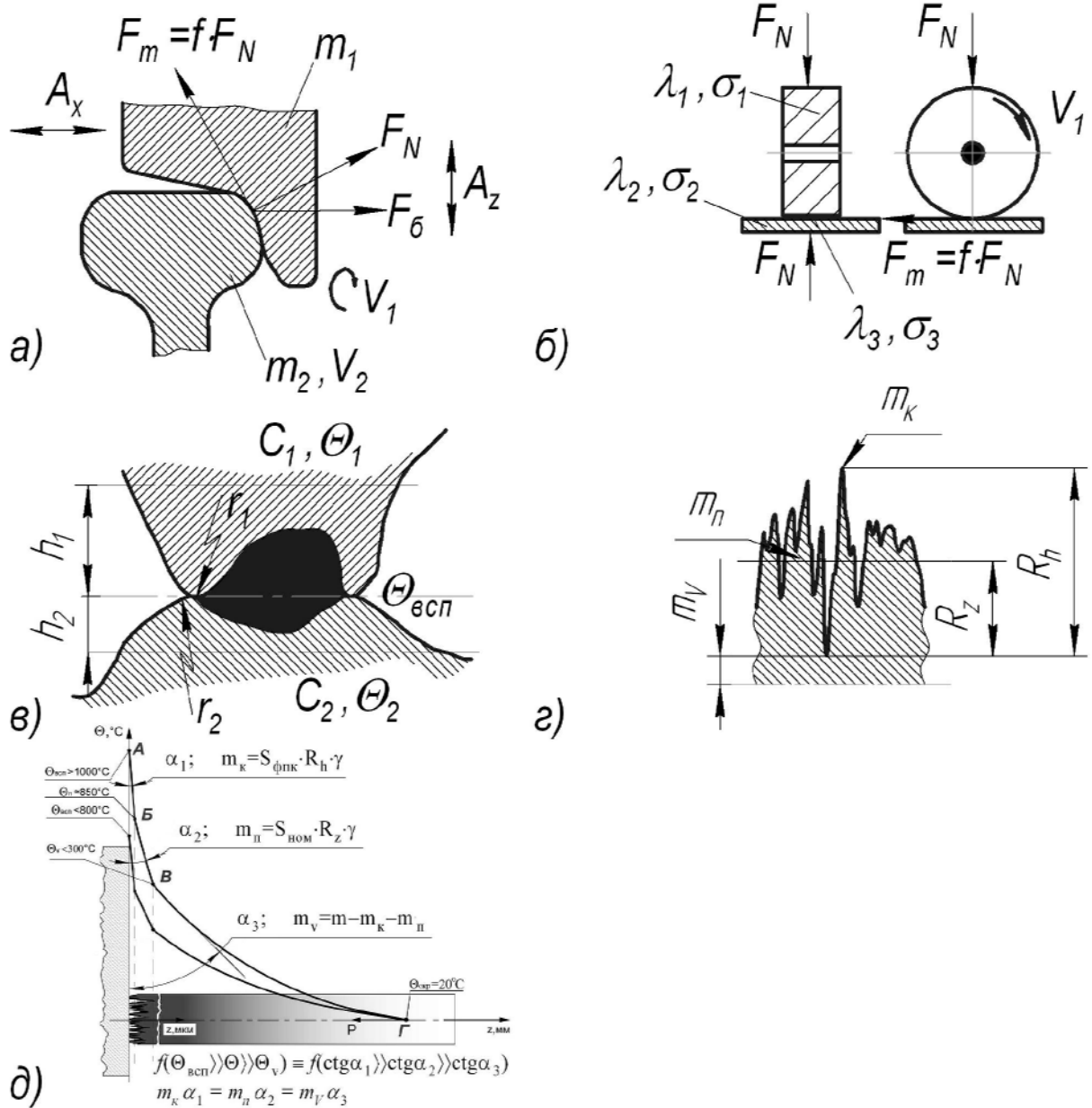


Рисунок 2.25 – Модельное представление ТС «колесо – рельс»: F_N – нагрузка, Н; F_m – сила трения, Н; f – коэффициент трения; m_1 – масса колеса, кг; m_2 – приведенная масса рельса, кг; σ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°К); λ – теплопроводность, Вт/(м·°К); h – высота микронеровности, мкм; r – радиус микронеровности, мкм; Θ – температура, °К; $\Theta_{всп}$ – максимальная температура, реализуемая на наибольшей высоте профиля R_h , м²·°К; m_V – объёмная масса, кг; m_H – поверхностная масса, кг; m_K – масса контактирующих микронеровностей поверхности, кг; R_z – высота неровности профиля по десяти точкам, мкм; R_h – наибольшая высота профиля, мкм; $S_{ном}$ – номинальная площадь поверхности, м²; $S_{фпк}$ – ФПК поверхностей трения, м²; γ – плотность, кг/м³; A_x и A_z – макро- и микроперемещения колеса относительно рельса, мкм

При этом должны выполняться условия равенства произведений масс активных микрообъёмов m , участвующих в теплопередаче, на показатель асимптоты α зависимости объёмной температуры от z [134, 135, 149]:

$$m_{\kappa} \alpha_1 = m_n \alpha_2 = m_V \alpha_3 \quad \text{при} \quad \lim_{z \rightarrow 0} \Theta = \Theta_{\max}, \quad (2.51)$$

а так называемая «температура вспышки» $\Theta_{\text{всп}}$ является максимальным значением объёмной температуры $\Theta_{\max}$ при фрикционном взаимодействии твёрдых тел. Максимальное значение объёмной температуры пропорционально массе активных микрообъёмов на величине ФПК m_{κ} , либо поверхностной массе материала m_n , заключённого между выступами и впадинами активных микрообъёмов, либо массе основного материала m_V , участвующего в теплопередаче соприкасающихся поверхностей (см. рисунок 2.25, z).

Экспериментально определив значения объёмных температур в двух точках (по координате z) при использовании методов ФММ [73] и зная величины активных объёмов масс поверхности трения, можно оценить значения температуры трибослоя и контактных температур [143].

Как было сказано ранее, максимальную контактную температуру $\Theta_{\text{всп}}$ определим тремя зонами состояния [213]:

- зоной **I** (**A–B**) асимптотического снижения объёмных температур от максимальных значений на вершинах активных микрообъёмов («температуры вспышки») до максимальных значений температуры на поверхности трения, которые могут достигать и превышать температуру плавления материалов;
- зоной **II** (**B–B**) асимптотического снижения объёмных температур от максимальных значений на поверхности контакта до максимальных температур в сплошном объёме материала;
- зоной **III** (**B–Г**) асимптотического снижения объёмных температур от максимальных температур в сплошном объёме материала до значений температуры окружающей среды.

Шероховатость контактирующих тел при взаимном их перемещении определяет триботехнические характеристики ФС и зоны **I** и **II** теплового состоя-

ния трущихся тел. Градиентное изменение объёмных температур в *III* зоне можно определить на базе существующих математических моделей. В настоящее время экспериментальное исследование или теоретический расчёт максимальных контактных значений температуры (зоны *I*) затруднительно, так как значение ФПК двух тел при относительном их скольжении может меняться на порядок и более. В главе 3 приведены результаты экспериментальных исследований указанной зоны температурного состояния трущихся тел.

Динамическое подобие узла трения

«диск – тормозная колодка» транспортной системы

Массы диска m_1 и тормозной колодки m_2 (рисунок 2.26, *a*) являются составными частями ТС «ТС – дорожное покрытие» [152, 137].

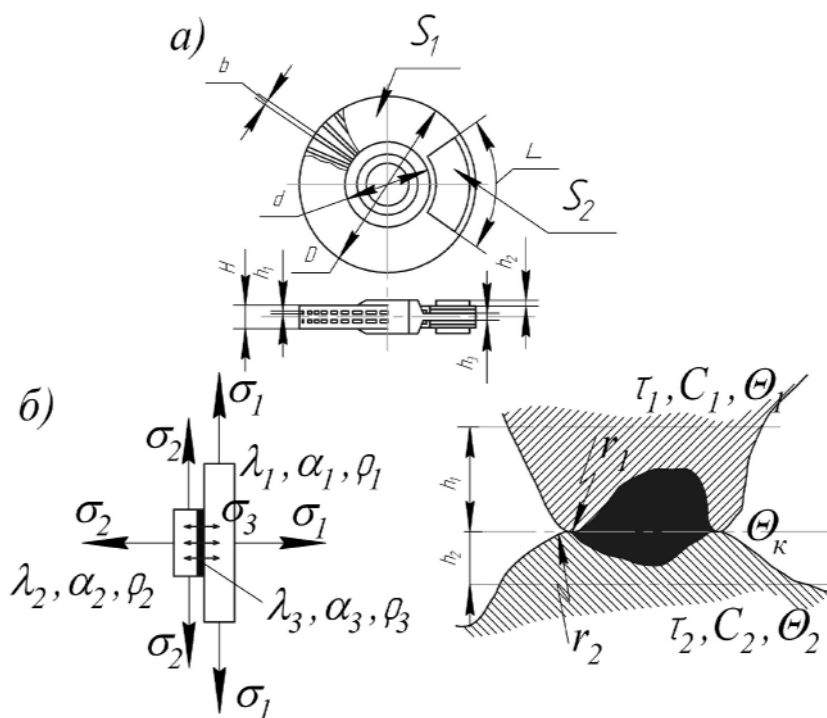


Рисунок 2.26 – Модель «колесо – тормозная колодка» ТС: d и D – внутренний и наружный диаметры диска, м; S_1 и S_2 – площади диска и тормозной колодки, м²; H – толщина диска, м; h_1 , h_2 и h_3 – толщины стенки диска, тормозной колодки и перегородки, м; b – толщина ребра диска, м; σ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°K); λ – теплопроводность, Вт/(м·°K); α – температуропроводность, °K·м²/с; h – высота микронеровности, мкм; r – радиус микронеровности, мкм; Θ_k – температура контактная, °K; τ – напряжение сдвига, МПа

2.4.6 Физическое подобие фрикционного контакта

УТ являются подсистемами ТС и состоят из нескольких подуровней. ФК является составной частью УТ. Основой физического моделирования УТ являются *процессы трения* [169]. Например, если в механической подсистеме УТ (см. рисунок 2.26, а) заданы управляющие (нагрузка, скорость), контролируемые характеристики (массы, жёсткости, момента инерции, твёрдости и т.д.), то на ФПК контактирующих поверхностей трения (см. рисунок 2.26, в) под влиянием управляющих факторов реализуется микрогеометрия ФК (шероховатость поверхностей, величины сближения контактирующих поверхностей и ФПК), напряжённо – деформированного состояния активных микрообъёмов, градиента температуры [16, 18, 248] и АФЧХ процессов трения. Для оценки зависимости триботехнических и трибоспектральных характеристик УТ от режимов нагружения, модифицирования поверхностей трения, температуры, влияния внешней среды ограничимся исследованием ФК, т.е. подсистемой первого порядка.

Физическое подобие фрикционного контакта «колесо – рельс»

В соответствии с данными структурной модели процессов трения и изнашивания УТ «колесо – рельс» (рисунок 2.27) функциональная зависимость интенсивности изнашивания I представляется в виде [149]:

$$I = \Phi \left[\begin{array}{l} \sigma; N; V; l; k; q; \Delta\Theta; t; HB; E; m; \beta; J; A; L; F; \Delta m; \gamma; V_N; \delta \\ S_{xy}; W_{xy}; \tau; V_{ск}; W; S; h; I_0; \Phi; U \end{array} \right],$$

где σ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(°К·м²); N – нормальная нагрузка колеса на рельс, Н; V – скорость качения, м/с; l – геометрический масштаб, м; k – частота собственных колебаний, с⁻¹; q – контактное давление, Па; $\Delta\Theta$ – градиент температуры, °К/м; t – время трения, с; HB – твёрдость материалов, Па; E – модуль упругости, Па; m – масса, кг; β – коэффициент вязкого демпфирования, (Н·с)/м; J – момент инерции, кг·м²; A – амплитуда деформации связей, м; L – путь трения, м; F – сила тяги локомотива, Н; Δm – массовый расход брикета модификатора трения, кг/с; γ – плотность материала, кг/м³; V_N – скорость нарас-

тания усилия прижатия модификатора трения к бандажу колёсной пары, Н/с; δ – размер частиц песка, используемого в модификаторе трения, м²; τ – напряжение (тангенциальное), Па; S_{xy} – СПМ амплитудного сигнала силы трения, приходящаяся на единицу площади касания, Н²/(Гц·м²); W_{xy} – ККП двух сигналов; $V_{ск}$ – скорость скольжения, м/с; W – работа сил трения, Дж; S – ФПК, м²; h – шероховатость поверхности Rz , м; I_0 – интенсивность охлаждения, Вт/м²; Φ – тепловой поток, Дж/с; U – удельный износ весовой, кг/м³.

В системе основных единиц MLTΘ (массы, длины, времени и температуры) выбираем базисные факторы, которые могут быть измерены в лабораторных условиях испытаний [33, 169]:

- | | |
|-----------------------------------|---|
| 1) теплоотдача, σ | $[\sigma] = [M^1 L^0 T^{-3} \Theta^{-1}]$; |
| 2) нагрузка, N | $[N] = [M^1 L^1 T^{-2} \Theta^0]$. |
| 3) скорость качения, V | $[V] = [M^0 L^1 T^{-1} \Theta^0]$; |
| 4) геометрический масштаб l , м | $[l] = [M^0 L^1 T^0 \Theta^0]$. |

Система уравнений из базисных факторов имеет вид

$$\begin{aligned}\ln \sigma &= 1 \cdot \ln M + 0 \cdot \ln L - 3 \cdot \ln T - 1 \cdot \ln \Theta; \\ \ln N &= 1 \cdot \ln M + 1 \cdot \ln L - 2 \cdot \ln T + 0 \cdot \ln \Theta; \\ \ln V &= 0 \cdot \ln M + 1 \cdot \ln L - 1 \cdot \ln T + 0 \cdot \ln \Theta; \\ \ln l &= 0 \cdot \ln M + 1 \cdot \ln L + 0 \cdot \ln T + 0 \cdot \ln \Theta.\end{aligned}$$

Найдём значение определителя D_0 системы уравнений, образованного параметрами MLTΘ:

$$D_0 = \begin{vmatrix} \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ N & 1 & 1 & -2 & 0 \\ V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ \ell & 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 1.$$

Независимость выбранных базисных факторов σ , N , V и l подтверждается неравенством $D_0 \neq 0$.

Для тождественности реализации аналогичных физических процессов (механического, теплового и динамического характера) во ФК модели и объекта [255] используем метод анализа размерностей с ограничениями [33, 169] и

введём граничные требования: частоты колебаний k , контактного давления q и градиента температуры $\Delta\Theta$. Получим константы подобия $C_k = 1$, $C_q = 1$, $C_{\Delta\Theta} = 1$.

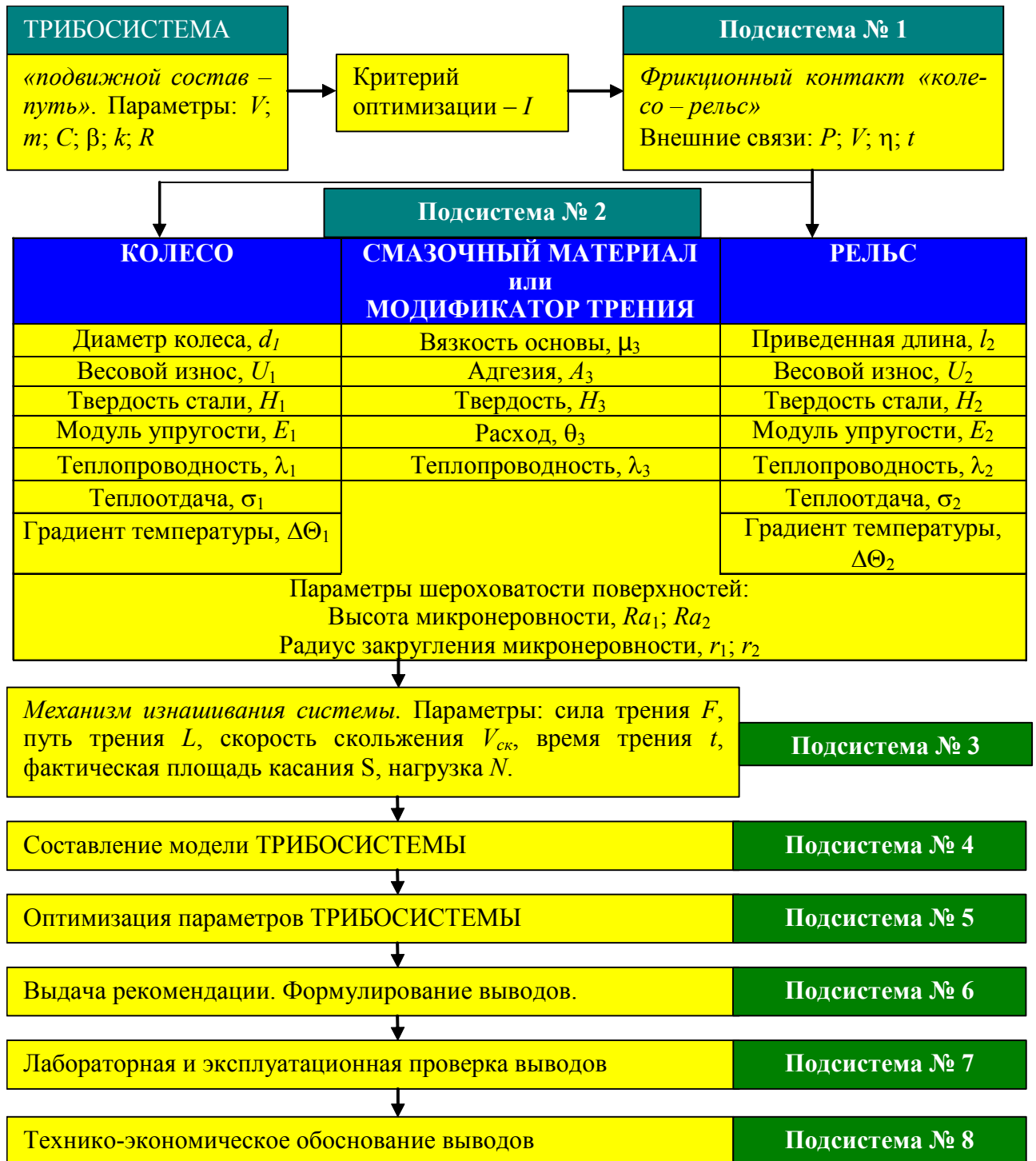


Рисунок 2.27 – Модель исследования процессов трения ФК «колесо – рельс»

Результаты расчёта коэффициентов подобия для принятой модели и натурального образца относительно константы подобия геометрических размеров C_l сведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6 – Основные параметры модели УТ «колесо – рельс»

Параметр	Размерность в системе СИ	Критерий подобия, = <i>idem</i>	Масштабный коэффициент перехода	Формула пересчёта с оригинала на модель
1	2	3	4	5
Коэффициент теплоотдачи, σ	Вт/(м ² ·°К)	Базисный параметр	$C_\sigma = C_l^0 = 1$	$(\sigma)_M = (\sigma)_H$
Нагрузка, N	Н	Базисный параметр	$C_N = C_l^2$	$(N)_M = \frac{(N)_H}{C_l^2}$
Скорость качения, V	м/с	Базисный параметр	$C_V = C_l$	$(V)_M = \frac{(V)_H}{C_l}$
Геометрические размеры, l	м	Базисный параметр	$C_l = 5$ или $C_l = 24$ – задаётся в зависимости от используемого стенда или установки трения	
Частота колебаний, k	Гц	$\pi_k = \frac{k\ell}{V}$	$C_k = 1$	$(k)_M = (k)_H$
Контактное давление, q	Па	$\pi_q = \frac{q\ell^2}{N}$	$C_q = 1$	$(q)_M = (q)_H$
Градиент температуры, $\Delta\Theta$	°К/м	$\pi_{\Delta\Theta} = \frac{\Delta\Theta\sigma\ell^3}{NV}$	$C_{\Delta\Theta} = 1$	$(\Delta\Theta)_M = (\Delta\Theta)_H$
Время трения, t	с	$\pi_t = \frac{tV}{\ell}$	$C_t = 1$	$(t)_M = (t)_H$
Твёрдость, HB	Па	$\pi_{HB} = \frac{HB \cdot \ell^2}{N}$	$C_{HB} = 1$	$(HB)_M = (HB)_H$
Модуль упругости, E	Па	$\pi_E = \frac{E\ell^2}{N}$	$C_E = 1$	$(E)_M = (E)_H$

1	2	3	4	5
Масса, m	кг	$\pi_m = \frac{mV^2}{Nl}$	$C_m = C_\ell^2$	$(m)_M = \frac{(m)_H}{C_\ell^2}$
Демпфирование, β	Н·с/м	$\pi_\beta = \frac{\beta V}{N}$	$C_\beta = C_\ell^2$	$(\beta)_M = \frac{(\beta)_H}{C_\ell^2}$
Момент инерции, J	кг·м ²	$\pi_J = \frac{JV^2}{N\ell^3}$	$C_J = C_\ell^3$	$(J)_M = \frac{(J)_H}{C_\ell^3}$
Амплитуда деформации связей, A	м	$\pi_A = \frac{A}{l}$	$C_A = 1$	$(A)_M = (A)_H$
Путь трения, L	м	$\pi_L = \frac{L}{\ell}$	$C_L = C_\ell$	$(L)_M = \frac{(L)_H}{C_\ell}$
Сила тяги, F	Н	$\pi_F = \frac{F}{N}$	$C_F = C_\ell^2$	$(F)_M = \frac{(F)_H}{C_\ell^2}$
Массовый расход брикета, Δm	кг/с	$\pi_{\Delta m} = \frac{(\Delta m)V}{N}$	$C_{\Delta m} = C_\ell^2$	$(\Delta m)_M = \frac{(\Delta m)_H}{C_\ell^2}$
Плотность материала, γ	кг/м ³	$\pi_\gamma = \frac{\gamma V^2 l^2}{N}$	$C_\gamma = C_\ell^0 = 1$	$(\gamma)_M = (\gamma)_H$
Скорость нарастания усилия, V_N	Н/с	$\pi_{V_N} = \frac{(V_N)l}{NV}$	$C_{V_N} = C_\ell^2$	$(V_N)_M = \frac{(V_N)_H}{C_\ell^2}$
Размер частиц песка, δ	м ²	$\pi_\delta = \frac{\delta}{\ell^2}$	$C_\delta = C_\ell^2$	$(\delta)_M = \frac{(\delta)_H}{C_\ell^2}$
Напряжение (тангенциальное), τ	Па	$\pi_\tau = \frac{\tau \ell^2}{N}$	$C_\tau = 1$	$(\tau)_M = (\tau)_H$

1	2	3	4	5
СПМ сигнала на единицу ФПК, S_{xy}	$H^2 / (M^2 \cdot \Gamma \Pi)$	$\pi_{S_{xy}} = \frac{S_{xy} l^3}{N^2 V}$	$C_{S_{xy}} = C_l^2$	$(S_{xy})_M = \frac{(S_{xy})_H}{C_l^2}$
ККП ФС, W_{xy}	$\frac{H^2 / (M^2 \cdot \Gamma \Pi)}{H^2 / (M^2 \cdot \Gamma \Pi)}$	$\pi_{W_{xy}} = W_{xy}$	$C_{W_{xy}} = \frac{C_{S_{xy}}}{C_{S_{yy}}} = 1$	$(W_{xy})_M = (W_{xy})_H$
Скорость скольжения, $V_{ск}$	м/с	$\pi_{V_{ск}} = \frac{V_{ск}}{V}$	$C_{V_{ск}} = 1$	$(V_{ск})_M = (V_{ск})_H$
Работа сил трения, W	Дж	$\pi_W = \frac{W}{N \ell}$	$C_W = C_\ell^3$	$(W)_M = \frac{(W)_H}{C_\ell^3}$
ФПК, S	M^2	$\pi_S = \frac{S}{\ell^2}$	$C_S = C_\ell^2$	$(S)_M = \frac{(S)_H}{C_\ell^2}$
Шероховатость поверхности, h	м	$\pi_h = \frac{h}{\ell}$	$C_h = 1$	$(h)_M = (h)_H$
Интенсивность охлаждения, I_0	Вт/м ²	$\pi_{I_0} = \frac{I_0 \ell^2}{N V}$	$C_{I_0} = C_\ell$	$(I_0)_M = \frac{(I_0)_H}{C_\ell}$
Тепловой поток, Φ	Дж/с	$\pi_\Phi = \frac{\Phi}{N V}$	$C_\Phi = C_\ell^3$	$(\Phi)_M = \frac{(\Phi)_H}{C_\ell^3}$
Удельный весовой износ, U	кг/м ³	$\pi_U = \frac{U V^2 l^2}{N}$	$C_U = C_\ell^{-2}$	$(U)_M = \frac{(U)_H}{C_\ell^{-2}}$

С использованием главного определителя системы D_0 для каждого фактора получим четыре определителя и их критерии подобия [33, 152].

Например, критерий градиента температуры $[\Delta \Theta] = [M^0 L^{-1} T^0 \Theta^1]$.

Расчёт определителей:

$$D_1 = \begin{vmatrix} \Delta \Theta & 0 & -1 & 0 & 1 \\ N & 1 & 1 & -2 & 0 \\ V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ l & 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = -1; \quad \alpha_1 = \frac{D_1}{D_0} = \frac{-1}{1} = -1,$$

$$D_2 = \begin{matrix} \sigma \\ \Delta\Theta \\ V \\ l \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 1; \quad \alpha_2 = \frac{D_2}{D_0} = \frac{1}{1} = 1,$$

$$D_3 = \begin{matrix} \sigma \\ N \\ \Delta\Theta \\ l \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 1 & 1 & -2 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 1; \quad \alpha_3 = \frac{D_3}{D_0} = \frac{1}{1} = 1,$$

$$D_4 = \begin{matrix} \sigma \\ N \\ V \\ \Delta\Theta \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 1 & 1 & -2 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -3; \quad \alpha_4 = \frac{D_4}{D_0} = \frac{-3}{1} = -3.$$

Критерий подобия градиента температуры $\Delta\Theta$ имеет вид

$$\pi_{\Delta\Theta} = \frac{\Delta\Theta}{\sigma^{\alpha_1} \cdot N^{\alpha_2} \cdot V^{\alpha_3} \cdot C^{\alpha_4}} = idem \text{ или } \pi_{\Delta\Theta} = \frac{\Delta\Theta}{\sigma^{-1} \cdot N^1 \cdot V^1 \cdot l^{-3}} = 1,$$

тогда $\pi_{\Delta\Theta} = \frac{\Delta\Theta \cdot \sigma \cdot l^3}{N \cdot V} = idem.$

$$\text{Проверка: } \pi_{\Delta\Theta} = \frac{M^0 L^{-1} T^0 \Theta^1 \cdot M^1 L^0 T^{-3} \Theta^{-1} \cdot M^0 L^3 T^0 \Theta^0}{M^1 L^1 T^{-2} \Theta^0 \cdot M^0 L^1 T^{-1} \Theta^0} = 1.$$

Критерий амплитуды деформации связей $[A] = [M^0 L^1 T^0 \Theta^0]$.

Расчёт определителей:

$$D_1 = \begin{matrix} A \\ N \\ V \\ l \end{matrix} \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & -2 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0; \quad \alpha_1 = \frac{D_1}{D_0} = \frac{0}{1} = 0,$$

$$D_2 = \begin{matrix} \sigma \\ A \\ V \\ l \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0; \quad \alpha_2 = \frac{D_2}{D_0} = \frac{0}{1} = 0,$$

$$D_3 = \begin{matrix} \sigma \\ N \\ A \\ l \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 1 & 1 & -2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0; \quad \alpha_3 = \frac{D_3}{D_0} = \frac{0}{1} = 0,$$

$$D_4 = \begin{matrix} \sigma \\ N \\ V \\ A \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 1 & 1 & -2 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 1; \quad \alpha_4 = \frac{D_4}{D_0} = \frac{1}{1} = 1.$$

Критерий подобия амплитуды деформации связей A :

$$\pi_A = \frac{A}{\sigma^{\alpha_1} \cdot N^{\alpha_2} \cdot V^{\alpha_3} \cdot C^{\alpha_4}} = idem \text{ или } \pi_A = \frac{A}{\sigma^0 \cdot N^0 \cdot V^0 \cdot l^1} = 1,$$

тогда $\pi_A = \frac{A}{l} = idem$.

Проверка: $\pi_A = \frac{M^0 L^1 T^0 \Theta^0}{M^0 L^1 T^0 \Theta^0} = 1$, что подтверждает сделанные ранее пред-

положения о неизменности микрогеометрии поверхностей трения при модельных и натурных исследованиях.

Уравнение подобия подсистемы «колесо – рельс» состоит из 26 критериев [149] согласно теореме Бэкингема за вычетом четырёх базисных [33]:

$$I = f \left(\frac{kl}{V}, \frac{ql^2}{N}, \frac{\Delta \Theta \sigma l^3}{NV}, \frac{tV}{l}, \frac{HBl^2}{N}, \frac{El^2}{N}, \frac{mV^2}{Nl}, \frac{\beta V}{N}, \frac{JV^2}{Nl^3}, \frac{A}{l}, \frac{L}{l}, \frac{F}{N}, \frac{(\Delta m)V}{N}, \frac{\gamma V^2 l^2}{N}, \frac{V_N l}{NV}, \frac{\delta}{l^2}, \frac{\tau l^2}{N}, \frac{S_{xy} l^3}{N^2 V}, W_{xy}, \frac{V_{ск}}{V}, \frac{W}{N \cdot l}, \frac{S}{l^2}, \frac{h}{l}, \frac{I_0 l^2}{NV}, \frac{\Phi}{NV}, \frac{UV^2 l^2}{N} \right). \quad (2.52)$$

Критериальное уравнение (2.52) и критерии (см. табл. 2.6) зависят от параметров, принятых за базисные, поэтому требуют экспериментальной проверки и сопоставления со «стандартными», многократно апробированными ранее [33] при исследовании процессов трения в других областях техники.

1 *Критерий гомохронности*, или однородности процессов во времени, получим делением критерия времени π_t на критерий пути трения π_L , то есть

$$\left(\frac{tV}{l} \right) : \left(\frac{L}{l} \right) = \frac{V \cdot t}{L} = idem.$$

2 *Критерий Ньютона* выражает его второй закон и получается, если критерий силы π_F умножить на критерий времени испытаний π_t , разделить на критерий массы π_m с последующей подстановкой выражения $V = L / t$, то есть

$$\pi_{Ne} = \left(\frac{F}{N} \right) \times \left(\frac{tV}{l} \right) : \left(\frac{mV^2}{Nl} \right) = \frac{Ft}{mV} = \frac{Ft^2}{mL} = \text{idem}.$$

3 *Критерий Фруда*, соотношения силы инерции и силы тяжести, в поле которой происходит движение, получается делением критерия массы π_m на критерий времени π_t с последующей подстановкой выражений $N = mg$ и $V = \frac{L}{t}$:

$$\left(\frac{mV^2}{Nl} \right) : \left(\frac{tV}{l} \right) = \frac{mV}{Nt} = \frac{L}{gt^2} = \text{idem}. \text{ Умножив на квадрат критерия гомохронно-}$$

$$\text{сти, получаем } \pi_{Fr} = \left(\frac{L}{t^2 g} \right) \cdot \left(\frac{Vt}{L} \right)^2 = \frac{V^2}{Lg}.$$

4 *Критерий Био*, стационарного теплообмена между нагретой поверхностью и окружающей средой, получим из критерия теплопроводности π_λ :

$$\pi_{Bio} = \frac{\sigma L}{\lambda}.$$

При решении конкретных задач по исследованию ТС и обеспечению заданных триботехнических характеристик необходимо из общего количества физических величин (их более пятидесяти) выделить минимальное количество параметров, однозначно характеризующих исследуемый физический процесс. Таким образом, аналогично стандартным критериям, были **впервые выведены новые зависимости**, приведенные ниже [152, 149].

5 *Критерий идентичности упруго-диссипативных характеристик связей ТС* [149, 148, 13, 191], однозначно определяющий соотношение трибоспектральных характеристик при их эксплуатации и стендовых исследованиях

$$\pi_W = \frac{\left(\frac{S_{xy}N}{VC^3} \right) \cdot \left(\frac{\tau N}{C^2} \right)}{\left(\frac{S_{xx}N}{VC^3} \right) \cdot \left(\frac{\sigma N}{C^2} \right)} = C_{W_{xy}} \cdot \frac{C_\tau}{C_\sigma} = 1 \cdot \frac{1}{1} = \text{idem},$$

где S_{xy} и S_{yy} – соответственно взаимная СПМ выходного и входного сигналов и авто-СПМ входного сигнала, приходящиеся на единицу ФПК поверхностей трения; σ и τ – напряжения соответственно в нормальном и тангенциальном направлениях.

6 При разработке *модификаторов трения* и их оптимизации разработан критерий фрикционных характеристик брикетов модификатора трения [149, 190, 191, 219], использование которого обеспечивает стабильность коэффициента сцепления тягового колеса с рельсом, предотвращение боксования, если критерии подобия силы тяги π_F и массового расхода брикета $\pi_{\Delta m}$ зависят от критериев подобия плотности брикета π_γ , скорости нарастания усилия π_{VN} , размера частиц песка π_δ и пути трения π_L следующим образом

$$\pi_{\phi c} = \frac{\left(\frac{F}{N}\right) \cdot \left(\frac{(\Delta m)V}{N}\right)}{\left(\frac{\gamma V^2 l^2}{N}\right) \cdot \left(\frac{V_N l}{NV}\right) \cdot \left(\frac{\delta}{l^2}\right) \cdot \left(\frac{L}{l}\right)} = \frac{F \cdot \Delta m}{\gamma \cdot V_N \cdot \delta \cdot L} = idem.$$

7 Критерий подобия демпфирующих характеристик трибосистем при введении во ФК смазочных материалов [149, 151, 219], если критерии демпфирования π_β (демпфирующие свойства смазочного материала) умножить на частоту колебаний π_k , разделить на контактное давление π_q и путь трения π_L :

$$\pi_{cm} = \frac{\left(\frac{\beta V}{N}\right) \cdot \left(\frac{kl}{V}\right)}{\left(\frac{ql^2}{N}\right) \cdot \left(\frac{L}{l}\right)} = \frac{\beta k}{qL} = idem.$$

8 Критерий экспериментальной триботермодинамики [149, 134, 218, 219], позволяющий установить подобие максимальных контактных температур Θ активных микрообъемов на ФПК натуры и модели

$$\pi_\Theta = \Theta \cdot \frac{qV_{ck} \sigma W \gamma Sh}{\alpha m \beta k l_o \Phi} = idem,$$

где α – показатель экспоненты (см. рисунок 2.25, ∂); m – масса контактная m_k , поверхностная m_n , либо объёмная m_v , кг (см. рисунок 2.25, ∂).

Физическое подобие фрикционного контакта
«диск – тормозная колодка»

В соответствии с данными структурной модели (рисунок 2.28) процессов трения и изнашивания УТ тормозного механизма [152] функциональная зависимость представляется в виде:

$$I = \Phi [\sigma; N; V; \ell; k; q; \Delta\Theta; S; A_c; V_N; k_{\text{вз}}; L; S_{\text{ш}}; P; t; \Theta; I_o],$$

где S – номинальная ФПК тормозного диска, м^2 ; A_c – сопротивление плёнок окислов срезу, Па; V_N – скорость нарастания нагрузки, Н/с ; $k_{\text{вз}}$ – коэффициент взаимного перекрытия; L – путь торможения, м; $S_{\text{ш}}$ – площадь пятна контакта шины, м^2 ; P – давление воздуха в шине, Па; t – время торможения, с; Θ – температура тормозного диска, $^{\circ}\text{K}$; I_o – интенсивность охлаждения тормозной колодки, Вт/м^2 ; остальные параметры – такие же, что при моделировании ФК «колесо – рельс».

Основные результаты расчёта приведены в табл. 2.6, а в табл. 2.7 – дополнительные параметры, характерные для ФК «диск – тормозные колодки».

Таблица 2.7 – Результаты расчёта основных параметров модели

Параметр	Размерность в системе СИ	Критерий подобия, = <i>idem</i>	Масштабный коэффициент перехода	Формула пересчёта с оригинала на модель
1	2	3	4	5
Сопротивление плёнок срезу, A_c	Па	$\pi_{A_c} = \frac{A_c l^2}{N}$	$C_{\delta} = 1$	$(A_c)_M = (A_c)_H$
Коэффициент взаимного перекрытия, $k_{\text{вз}}$	—	$\pi_{k_{\text{вз}}} = \frac{S_1 l_2^2}{l_1^2 S_2}$	$C_{k_{\text{вз}}} = 1$	$(k_{\text{вз}})_M = (k_{\text{вз}})_H$
Площадь шины, $S_{\text{ш}}$	м^2	$\pi_{S_{\text{ш}}} = \frac{S_{\text{ш}}}{l^2}$	$C_{S_{\text{ш}}} = C_{\ell}^2$	$(S_{\text{ш}})_M = \frac{(S_{\text{ш}})_H}{C_{\ell}^2}$

1	2	3	4	5
Давление воздуха в шине, P	Па	$\pi_P = \frac{Pl^2}{N}$	$C_P = 1$	$(P)_M = (P)_H$
Температура тормозного диска, Θ	°К	$\pi_\Theta = \frac{\Theta\sigma l^2}{NV}$	$C_\Theta = C_l$	$(\Theta)_M = \frac{(\Theta)_H}{C_l}$

Уравнение подобия подсистемы «диск – тормозные колодки» из 13 критериев [152]:

$$I = f\left(\frac{kl}{V}, \frac{ql^2}{N}, \frac{\Delta\Theta\sigma l^3}{NV}, \frac{S}{l^2}, \frac{A_c l^2}{N}, \frac{V_N l}{NV}, \frac{S_1 l_2^2}{l_1^2 S_2}, \frac{L}{l}, \frac{S_w}{l^2}, \frac{Pl^2}{N}, \frac{tV}{l}, \frac{\Theta\sigma l^2}{NV}, \frac{I_o l^2}{NV}\right).$$

Введены дополнительные критерии, однозначно характеризующие фрикционные триботехнические процессы для ТС [152]:

1) *критерий охлаждения тормозного механизма* [150], если критерий площади диска π_S , обдуваемого воздушным потоком, умножить на критерий температуры π_Θ и разделить на критерий интенсивности охлаждения тормозной колодки π_{I_o} , т.е.

$$\pi_\Theta = \frac{\left(\frac{S}{l^2}\right) \cdot \left(\frac{\Theta\sigma l^2}{NV}\right)}{\left(\frac{I_o l^2}{NV}\right)} = \frac{\Theta\sigma}{I_o} = idem.$$

2) *критерий стабильности тормозного усилия*, если критерий ФПК π_S умножить на критерий сопротивления срезу загрязнений π_{A_c} , разделить на критерии коэффициента взаимного перекрытия $\pi_{K_{63}}$ и скорости нарастания нагрузки π_{V_n} с последующей подстановкой линейной скорости вращения тормозного диска $V = \frac{L}{t}$:

$$\pi_S = \frac{\left(\frac{S}{l^2}\right) \cdot \left(\frac{A_c l^2}{N}\right)}{\left(\frac{S_1 l_2^2}{l_1^2 S_2}\right) \cdot \left(\frac{V_N l}{NV}\right)} = \frac{SVA_c}{K_{63} V_N L} = \frac{SA_c}{K_{63} V_N t} = idem$$

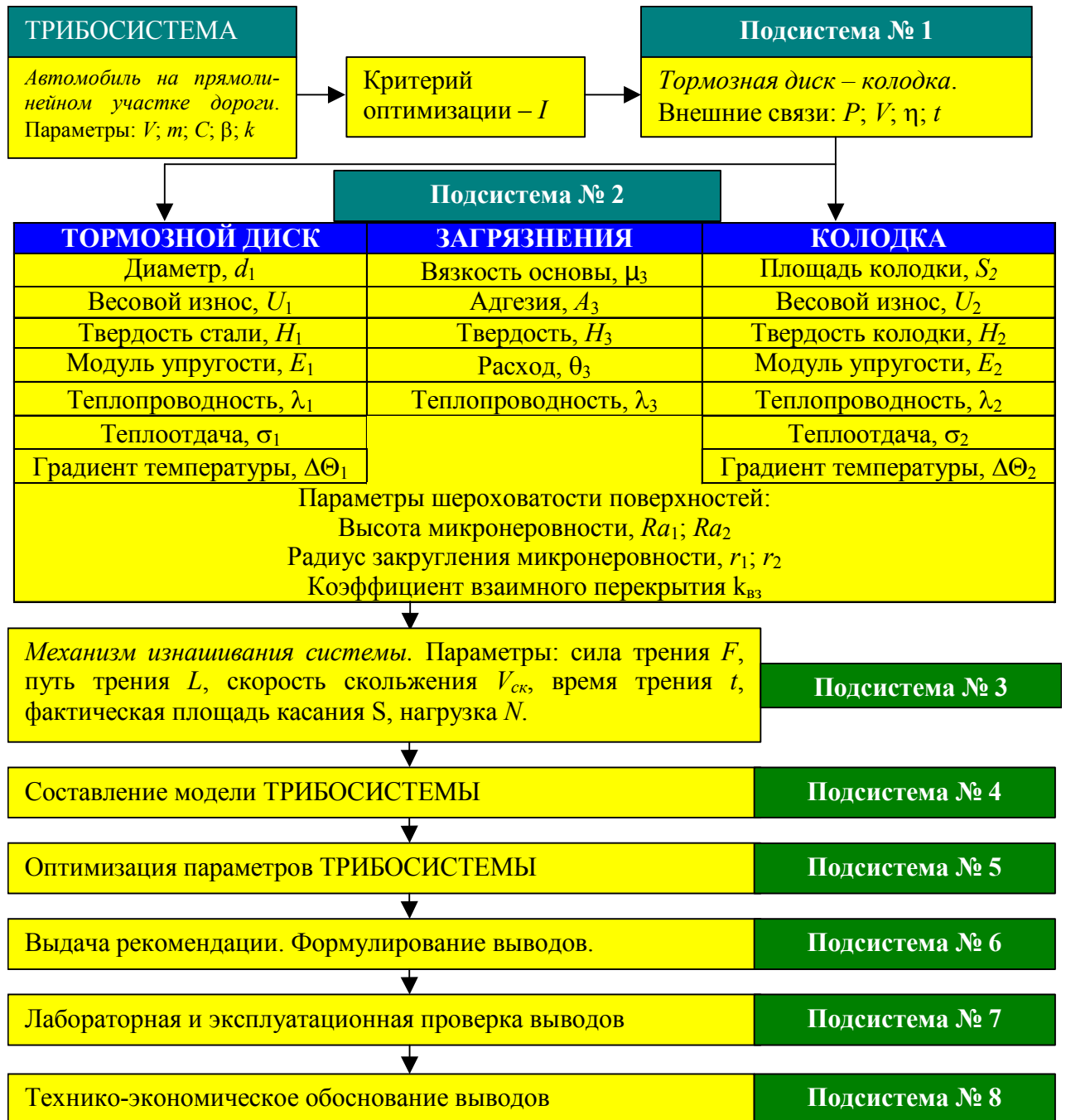


Рисунок 2.28 – Модель исследования процессов трения ФК «диск – тормозная колодка»

3) критерий тормозного пути π_L , если его значение разделить на критерий площади пятна контакта автошины π_{Su} , критерий давления воздуха в автошине π_P и критерий времени торможения π_t с последующей подстановкой $V = L/t$:

$$\pi_L = \frac{\left(\frac{L}{l}\right)}{\left(\frac{S_u}{l^2}\right) \cdot \left(\frac{Pl^2}{N}\right) \cdot \left(\frac{tV}{l}\right)} = \frac{NL}{S_u P V t} = \frac{N}{S_u P} = idem.$$

Таким образом, на базе метода анализа размерностей физических параметров с ограничениями [33, 169] *созданы оригинальные критерии подобия физических процессов природы и модели*, позволяющие определить управляемые факторы кибернетической модели «чёрный ящик». В результате последующего использования математического планирования эксперимента выявляются коэффициенты влияния управляемых факторов на величину отклика, определяются оптимальные соотношения факторов, а результаты физического эксперимента с помощью масштабов подобия переносятся на натурный объект.

2.4.7 Стенды для проведения модельных исследований

При проведении исследований ТС по динамическому мониторингу, оптимизации их упруго-диссипативных связей, выявлению трибологических характеристик при модифицировании поверхностей трения материалами фрикционного и антифрикционного назначения, при исследовании динамики МС в целом и отдельно взятого ФК на базе ФММ использовано *разномасштабное моделирование* [149, 137].

Для проведения модельных испытаний ПС и верхнего строения пути (подпрыгивания, галопирования и боковой качки), исследования факторов, влияющих на улучшение коэффициента сцепления колёс с рельсами, величины демпфирования верхнего строения пути на стабильность коэффициента сцепления, использован испытательный стенд, представленный на рисунке 2.29.

Стенд для проведения экспериментальных исследований модельной системы «ПС – путь» является копией ходовой части с соблюдением жесткостных и инерционных свойств, распределения массы по осям колёсных пар.

На раме **7** установлен двигатель постоянного тока **6** для моделирования рекуперативного движения локомотива и подшипниковые опоры **9**. Модель ПС устанавливается на опорные катки **10** и фиксируется относительно упоров **1** винтами **2**. Опорные катки **10** задают заданную ширину рельсовой колеи (304,8 и 304 мм соответственно для колеи в 1524 и 1520 мм) и позволяют моделировать *боковую качку* вращением надрессорного строения ПС относительно про-

дольной его оси, *подпрыгивание*, *галопирование* вращением наддрессорного строения ПС относительно поперечной оси, *виляние* и ударные колебания при прохождении рельсовых стыков. Асинхронные двигатели **4** чрез карданные передачи **5** передают вращение на оси колёсных пар **13**. Тяговое усилие регистрирует тензометрическое кольцо **3**. Режимы вписывания ПС в криволинейные участки пути с разным непогашенным ускорением задаются с помощью тяг **11**.

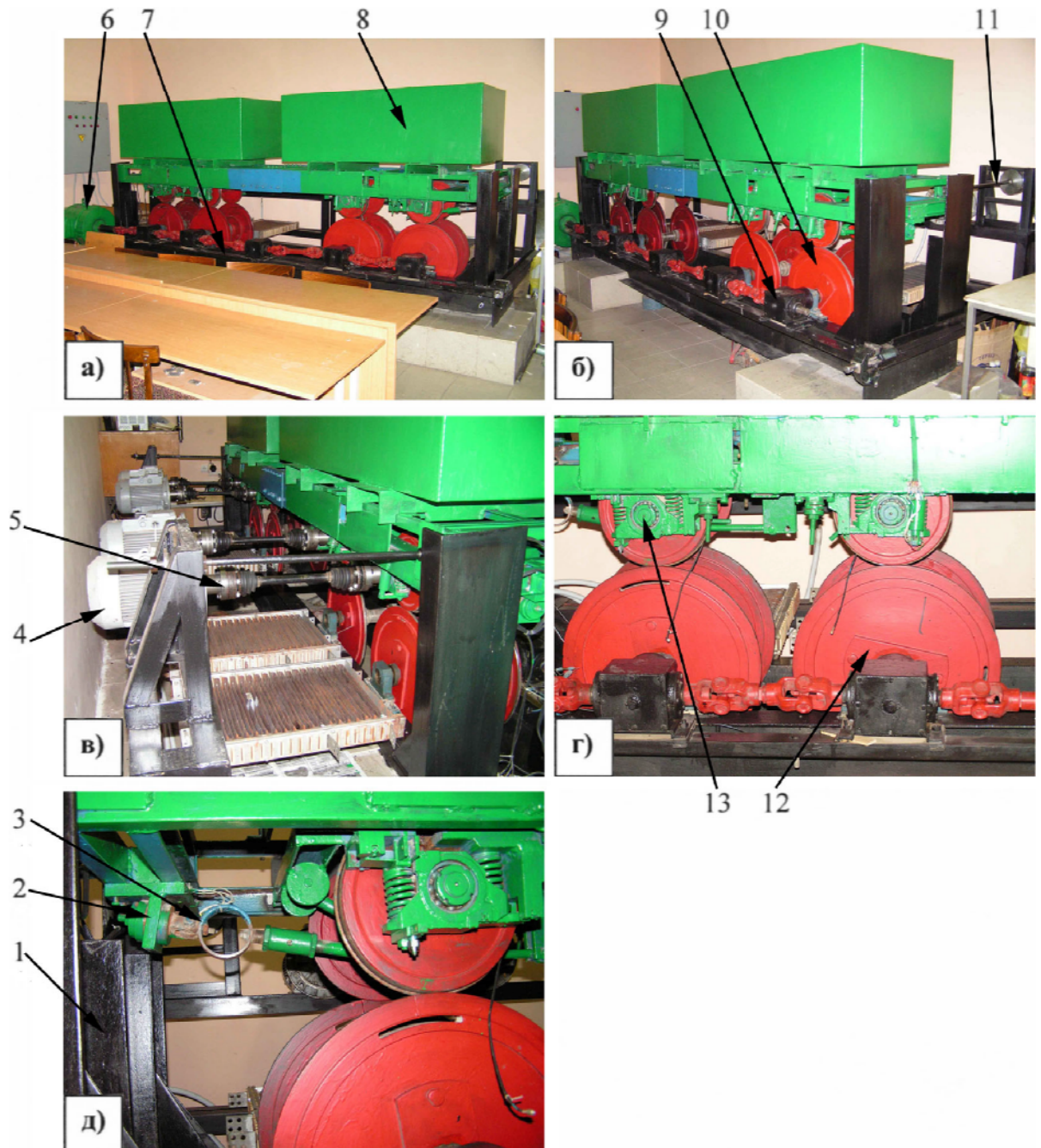


Рисунок 2.29 – Катковый стенд, моделирующий взаимодействие ПС и пути: а, б – внешний вид; в – конструкции моторно-осевых блоков; г – конструкции фрикционной подсистемы «колесо – рельс»; д – конструкция тягового узла

ношения i_{Σ} . Регистрируются в реальном времени характеристики нормальной нагрузки P_{Σ} , реактивный момент сопротивления M , скорость вращения модельных роликов и температура тормозной колодки при 100 % проскальзывании нижнего ролика.

Устройство нагружения (рисунок 2.31) с тензометрической опорой **1** и вибродатчиком **3** измеряет виброперемещения и виброускорения нормальной составляющей фрикционного взаимодействия. Левая **2** и правая **5** консоли соответственно предназначены для моделирования кузова локомотива и оси колёсной пары. Вибратор **4** создаёт дополнительную вибрационную нагрузку на консоль **5** (исследуемый ФК) частотой 0,1...10 Гц, чем моделируется влияние ПС в плане пути.

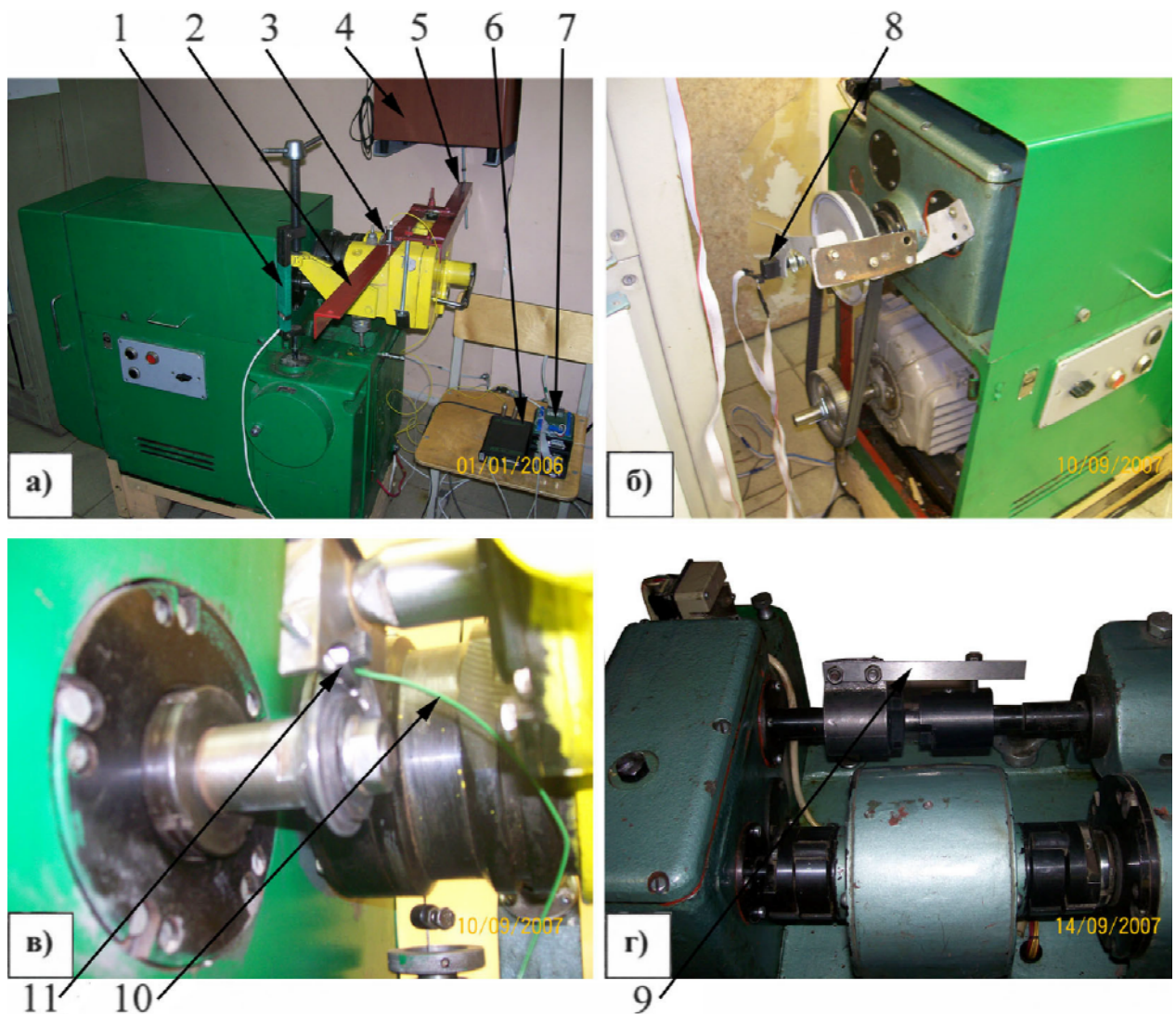


Рисунок 2.31 – Модернизированная установка трения СМЦ-2: а – моделирование МС и ФК; б – привод; в – испытания с использованием тормозной колодки и термопары; г – моделирование жёсткости привода

Анализатор спектра **6** регистрирует сигналы вибродатчиков **3**, а аналого-во-цифровой преобразователь **7** – сигналы тензометрических датчиков нормального и тангенциального взаимодействия, термопары и скорости вращения при помощи энкодера **8**. Жесткостные и демпфирующие свойства тягового привода моделируются муфтой **9**. Температурные режимы фрикционного взаимодействия регистрировались с помощью термопары **10**, устанавливаемой внутри тормозной колодки **11**.

Режимы модельных испытаний специализированного ПС МПТ-Г при движении в круговой кривой пути радиуса 350 метров с постоянной скоростью 60 км/ч приведены в табл. 2.8 [220] для её исследований на катковом стенде (см. рисунок 2.29) и машине трения СМЦ-2 (см. рисунок 2.31). В соответствии с первой теоремой подобия [33] угловые координаты подобны ($C_\omega = 1$). Однако условием динамической эквивалентности и подобия характерного изнашивания активных микрообъемов поверхностей трения подсистемы «колесо – рельс» является равенство скоростей относительного проскальзывания ($C_{V_{ск}} = 1$). В этом случае путь трения и линейная скорость скольжения объекта и модели идентичны ($C_{L_{ск}} = 1$ и $C_{V_l} = 1$). Получим, что угловая частота вращения колеса локомотива изменится в соответствии с константой подобия $C_{\omega_{ск}} = C_{ск} = C_l^{-1}$.

Таблица 2.8 – Константы подобия путевой машины МПТ-Г

Параметр	Объект	Константа подобия	Модель	
			Катков- стенд	Машина на трения СМЦ-2
1	2	3	4	5
Диаметр тягового колеса $2R$, м	0,95	$C_\ell = \frac{0,95}{0,19} = 5$	0,19	0,04
Масса путевой машины m , кг	15295	$C_m = C_l^2$	611,8	27,12
Скорость движения СПС V , км/ч	60	$C_V = C_\ell$	12	2,52

1	2	3	4	5
Время трения при прохождении дуги в 1 рад, с	21	$C_t = 1$ [169]	21	21
Частота вращения колеса, мин^{-1} $\omega = \frac{V}{2\pi \cdot R \cdot 60} = \frac{60 \cdot 1000}{6,28 \cdot 0,475 \cdot 60}$	335	$C_\omega = 1$ [169]	335	335
Путь, пройденный колесом на длине дуги в 1 рад, м				
- внутренним	349,233	$C_S = C_\ell$ [169]	69,85	14,704
- внешним	350,768		70,15	14,769
Скорость относительного скольжения колеса и рельса $V_{ск}$, км/ч	0,2628	$C_{Vск} = 1$	0,2628	0,2628
Величина скольжения внешним колесом, $\frac{350,768 - 349,233}{350,768} \cdot 100\%$	0,438	$C_{ск} = C_\ell^{-1}$ из условия равенства пути трения скольжения $C_L = 1$	2,19	10,403
Частота вращения чистого скольжения колеса по рельсу $\omega_{ск}$, мин^{-1}	1,47		7,34	34,91
Контактное давление, МПа при:				
- вертикальной статической;	302	$C_q = 1$ [169]	302	302
- боковом усилии при непогашенном ускорении $0,7 \text{ м/с}^2$	2360		2360	2360
Статическая нагрузка колеса на каток P , Н при:				
- вертикальной статической;	23500	$C_P = C_\ell^2$ [169]	940	101 *
- боковом усилии при непогашенном ускорении $0,7 \text{ м/с}^2$	7600	$C_P = *$	304	1230 *
Интенсивность износа смазочного стержня, $I_{см}$		$C_{Исм} = C_\ell$	$(I_{см})_{м} = \frac{(I_{см})_{н}}{C_\ell}$	

1	2	3	4	5
Интенсивность охлаждения тормозной колодки, I_o		$C_{I_o} = C_\ell$	$(I_o)_m = \frac{(I_o)_n}{C_\ell}$	
Макс. температура на ФПК, $\Theta_{всп}$		$C_\Theta = 1$		
Температура объёмная, Θ_V		$C_{\Theta_V} = C_\ell^{-1}$	$(\Theta_V)_m = C_\ell \cdot (\Theta_V)_n$	

* - Значение нормальной нагрузки на ролик на машине трения СМЦ-2 определяется, исходя из требуемого контактного давления, геометрических размеров роликов и формулы номинальной площади контакта для случая контакта двух цилиндров с параллельными осями. Контакт примем в форме прямоугольника со сторонами $l \times b$

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{P}{lE} / \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)},$$

где P – статическая нагрузка на моделируемый ролик, Н; l – ширина ролика (соответственно 10 и 2 мм); E – модуль Юнга ($2,1 \cdot 10^{11}$ Па); R_1 и R_2 – радиусы верхнего и нижнего роликов (0,02 м)

$$b_1 = 1,522 \sqrt{\frac{101}{0,01 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} / \left(\frac{1}{0,02} + \frac{1}{0,02} \right)} = 0,0333 \text{ мкм};$$

$$b_2 = 1,522 \sqrt{\frac{1230}{0,002 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} / \left(\frac{1}{0,02} + \frac{1}{0,02} \right)} = 0,2605 \text{ мкм},$$

а номинальное контактное давление составит величину:

$$q_1 = \frac{P}{l \cdot b} = \frac{101}{10 \cdot 0,0333} = 302 \text{ МПа} - \text{ для моделирования трения качения};$$

$$q_2 = \frac{P}{l \cdot b} = \frac{1230}{2 \cdot 0,2605} = 2360 \text{ МПа} - \text{ для моделирования движения в криволинейном участке пути.}$$

2.5 Выводы

1 Свойства трибосистем при прочих неизменных условиях функционирования принципиально зависят от точек равновесия системы, определяемых параметрами механической подсистемы и внешнего силового поля, скорости относительного скольжения и других факторов. В зависимости от точек равновесия системы меняются спектральные методы оценки трибосопряжений:

1.1) первый метод основан на отображении динамических характеристик процесса трения в динамических свойствах трибосистемы как динамической связи и через варьирование параметров этой связи в изменении коэффициентов характеристического полинома или *АР*-модели спектра и их корней. Использование методов *АР*-оценивания по методу Берга обеспечивает устойчивость спектральных оценок, однако затрудняет выявление граничных условий перехода от стационарности к потере устойчивости;

1.2) второй метод основан на отображении динамических характеристик процесса трения в динамических свойствах трибосистемы как динамической связи и через варьирование параметров этой связи в изменении ККП (2.10) с учётом всех силовых факторов, воздействующих на систему.

2 При использовании теоретических основ физического подобия и моделирования, изложенных в существующей научно-технической литературе, возникает ряд противоречий и неоднозначных решений, исключающих создание физических моделей ТС и результатов исследований на трение и изнашивание, адекватных натурным. Для исключения противоречий необходимо, чтобы:

2.1) движение механических систем натуре и модели описывалось одними и теми же системами дифференциальных уравнений, у механических систем натуре и модели должны быть равны частоты и формы колебаний;

2.2) адекватность динамических характеристик механических систем и подсистем ФК натуре и модели обеспечивалось условиями равенства величин деформаций связей механической системы, макро- и микронеровностей;

2.3) идентичность процессов трения и изнашивания УТ в натуральных и модельных условиях реализовывалось идентичностью давлений и скоростей.

3 Впервые выведены критериальные соотношения подобия между базисными факторами применительно к моделируемому физическому процессу, позволяющие более эффективно использовать экспериментальные данные при определении граничных интервалов варьирования физических величин, входящих в критериальные соотношения.

4 Принципиальное отличие основ динамического мониторинга ТС и прогнозирования их выходных параметров от существующих заключается в обеспечении *октавного (долеоктавного) анализа трибоспектральных характеристик* процессов, протекающих во ФК в нормальном и тангенциальном направлениях фрикционного взаимодействия. Это позволяет:

4.1) исключить этап *линеаризации* существенно-нелинейных (фрикционных) связей;

4.2) определить устойчивость трибосистемы по существующим ИО АФЧХ: запаса устойчивости по амплитуде и по фазе;

4.3) оценить упруго-диссипативные свойства трибосистемы по **впервые разработанным** ИО трибосистемы (2.16–2.19) на конкретных частотных диапазонах фрикционного взаимодействия, либо по октавным, долеоктавным полосам частот;

4.4) осуществлять задачи динамического мониторинга термодинамики фрикционных подсистем, критических режимов схватывания поверхностей трения использованием взаимной корреляционной функции (ВКФ) температуры фрикционного взаимодействия и тангенциальной составляющей трения;

4.5) ИО АФЧХ (2.16)–(2.19) должны определяться двумя способами: точечной оценкой в данный момент времени и по результатам усреднения по времени. Превышение точечных оценок ИО над усреднёнными более чем на заданную величину *пик-фактора* (2–3 среднеквадратичных отклонения) может свидетельствовать об изменении стационарной траектории, приближении к критическому состоянию трибосистемы, что может обуславливать последующее снижение надёжности и безопасности эксплуатации ТС.

3 РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ И ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ФРИКЦИОННЫХ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Для решения поставленных задач диагностики и динамического мониторинга ТС железнодорожного и автомобильного транспорта, на базе разработанных ранее методик [169] ФММ и ТСИ, выявленных идентификационных характеристик динамического состояния, в работе были выполнены исследования по идентификации и оптимизации упруго-диссипативных связей, а также определению устойчивости трибосистем и их стабильности.

3.1 Исследование и оптимизация параметров колебаний модели специализированного подвижного состава МПТ-Г

Как было сказано в разделе 2.4.1, при эксплуатации специализированного ПС МПТ-Г возникали динамические режимы, следствием которых был сход его колёсных пар с рельсов. Для оптимизации параметров развески и упруго-диссипативных связей МПТ-Г были проведены модельные испытания на катковом стенде (см. рисунок 2.29) при различных скоростях движения [141]. Катки стенда в соответствии константой подобия C_V имитируют верхнее строение пути с длиной рельсового звена в 12,5 м, что сказывается на результатах исследований модели, которые несколько отличаются от испытаний натурной дрезины при движении по рельсовому пути с длиной рельсового звена в 25 м.

Для выявления величины корреляции модельных и натурных испытаний специализированного ПС на выбранной скорости движения измерялись три двойных амплитуды перемещений буксовых узлов h_1 и h_2 в течение не менее трёх оборотов катка стенда. Полученные данные усреднялись и помещены в табл. 3.1.

Используя данные модельных испытаний и масштабный коэффициент геометрических размеров, определим зависимость амплитуды колебаний от скорости в пересчёте на реальный объект, а результаты сведём в табл. 3.2.

Зависимость величины амплитуды колебаний от скорости находим в виде

$$\Delta S = c + a \cdot V_i + b \cdot V_i^2,$$

где a , b и c – постоянные коэффициенты, определяемые по методу наименьших квадратов [225] из системы уравнений:

$$\begin{aligned} n \cdot c + a \sum_1^n V_i + b \sum_1^n V_i^2 - \sum_1^n \Delta S &= 0; \\ c \cdot \sum_1^n V_i + a \cdot \sum_1^n V_i^2 + b \sum_1^n V_i^3 - \sum_1^n V_i^3 &= 0; \\ c \cdot \sum_1^n V_i^2 + a \cdot \sum_1^n V_i^3 + b \cdot \sum_1^n V_i^4 - \sum_1^n V_i^3 &= 0. \end{aligned}$$

Таблица 3.1 – Результаты измерений амплитуд колебаний МПТ-Г в режиме свободного качения

Скорость, км/ч	Перемещение буксовых узлов $\Delta S_{1,2}$, мм						Средняя величина $\Delta S_{1,2}^{cp} = \frac{\sum \Delta S_{1,2}}{3}$, мм		Средняя величина перемещений колёсной пары $\Delta S_{cp} = \frac{\sum \Delta S_{1,2}^{cp}}{2}$, мм
	Правая букса			Левая букса			Левая букса	Правая букса	
10	0,50	0,46	0,44	0,41	0,40	0,34	0,47	0,38	0,425
20	0,4	0,38	0,38	0,37	0,39	0,39	0,39	0,38	0,385
30	0,42	0,4	0,42	0,35	0,38	0,4	0,41	0,38	0,395
40	0,54	0,48	0,48	0,41	0,38	0,43	0,5	0,41	0,455
50	0,52	0,5	0,44	0,44	0,37	0,4	0,49	0,4	0,445
60	0,54	0,46	0,52	0,4	0,43	0,41	0,51	0,41	0,46
80	0,66	0,56	0,68	0,5	0,47	0,54	0,63	0,5	0,565
100	0,64	0,56	0,64	0,52	0,42	0,42	0,64	0,46	0,58

Таблица 3.2 – Перемещение буксовых узлов модели МПТ-Г в зависимости от скорости, в пересчёте на натуру

V , км/ч	10	20	30	40	50	60	80	100
$\Delta S = \Delta S_{cp} \cdot C_l$	15,09	17,84	17,44	18,04	22,15	22,74	23,05	23,52

Вычисляя соответствующие значения для нахождения зависимости колёсных пар модели МПТ-Г в зависимости от скорости в пересчете на натурные значения, получаем следующее выражение:

$$\begin{cases} 6 \cdot c + 210 \cdot a + 9100 \cdot b - 113,3 = 0; \\ 210 \cdot c + 9100 \cdot a + 441 \cdot 10^3 \cdot b - 4224,4 = 0; \\ 9100 \cdot c + 441 \cdot 10^3 \cdot a + 22,086 \cdot 10^6 \cdot b - 190,443 \cdot 10^3 = 0. \end{cases}$$

Из совместного решения уравнений, получим следующую зависимость амплитуд колебаний от скорости движения

$$\Delta S = 13,0 + 0,2 \cdot V_i - 0,000728 \cdot V_i^2.$$

Соотношение между стендовыми и эксплуатационными перемещениями буксовых узлов представим в виде:

$$\Delta S^H = a + b \cdot \Delta S^M,$$

где коэффициенты a и b определим из системы равенств [225]:

$$\begin{cases} n \cdot a + b \sum_{i=1}^n (\Delta S_i^M) - \sum_{i=1}^n (\Delta S_i^H) = 0; \\ b \cdot \sum_{i=1}^n (\Delta S_i^M)^2 + a \sum_{i=1}^n (\Delta S_i^H) - \sum_{i=1}^n (\Delta S_i^M) \cdot (\Delta S_i^H) = 0. \end{cases} \quad (3.1)$$

После определения и подстановки всех расчётных значений уравнение (3.1) получим систему уравнений

$$\begin{cases} 8 \cdot a + 126 \cdot b - 102,1 = 0; \\ 1713 \cdot b + 126 \cdot a - 1456 = 0, \end{cases}$$

а соотношение между стендовыми и эксплуатационными перемещениями буксовых узлов примет следующий вид:

$$\Delta S^H = 0,834 \cdot \Delta S^M - 0,844.$$

Коэффициент корреляции определим по формуле

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (\Delta S_i^M - \Delta \bar{S}^M) \cdot (\Delta S_i^H - \Delta \bar{S}^H)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\Delta S_i^M - \Delta \bar{S}^M)^2 \cdot \sum_{i=1}^n (\Delta S_i^H - \Delta \bar{S}^H)^2}}, \quad (3.2)$$

где $\Delta \bar{S}^M = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta S^M}{n}$; $\Delta \bar{S}^H = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta S^H}{n}$ – средние значения величин.

На основании вышеизложенного материала следует, что $\Delta S^H = 12,8$, а $\Delta S^M = 15,7$, тогда коэффициент корреляции $r = 0,893$. Сравнение теоретической и экспериментальной зависимости результатов испытаний по относительным перемещениям букс для натурных и модельных испытаний показали [141], что они хорошо совпадают и имеют высокий коэффициент корреляции.

Большой интерес представляет исследование зависимости величины ускорений неподрессоренных масс модели путевой машины МПТ-Г от скорости. Визуальный анализ полученных осциллограмм виброускорений, регистрируемых виброметрическими датчиками АР98, позволяет сделать вывод о том, что колебания неподрессоренных масс модели представляют стационарный случайный процесс [225]. Кроме того, этот процесс периодичен, что объясняется повторяемостью внешних воздействий, то есть за каждый оборот катка модель дрезины преодолевает одни и те же неровности и состоит из двух составляющих.

Первая – низкочастотная составляющая, которая представляет собой колебание модели при прохождении ею неровностей катка стенда, соизмеримых с длиной круга катания. Амплитуды виброускорений для низкочастотной составляющей в зависимости от скорости движения сведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 – Ускорения неподрессоренных масс модели в пересчёте на натуру в зависимости от скорости низкочастотной составляющей

V , км/ч	10	20	30	40	50	60	80	100
a , в долях g	1,33	3,715	4,317	7,4	20,878	23,703	25,12	27,86

Вторая, высокочастотная, составляющая возникает при прохождении колесом модели дрезины микронеровностей малой длины, находящихся на поверхности катания катков стенда (табл. 3.4).

Таблица 3.4 – Ускорения неподрессоренных масс модели в зависимости от скорости для высокочастотной составляющей, в пересчёте на натуру

V , км/ч	10	20	30	40	50	60	80	100
a , в долях g	0,185	0,555	1,86	3,06	7,64	14,4	26,2	37,8

Искомую зависимость ускорений неподрессоренных масс модели в зависимости от скорости имеем в виде:

$$a = c + b \cdot V_i,$$

где выражения для определения коэффициентов c и b определяются из соотношений системы уравнений

$$\begin{cases} n \cdot c + b \cdot \sum_{i=1}^n V_i - \sum_{i=1}^n a = 0; \\ b \cdot \sum_{i=1}^n V_i^2 + c \cdot \sum_{i=1}^n V_i^2 - \sum_{i=1}^n a \cdot V_i = 0. \end{cases} \quad (3.3)$$

n – число интерполируемых точек.

На основании данных табл. 3.4 выражение (3.3) примет вид:

$$\begin{cases} 6 \cdot c + 210 \cdot b - 27,7 = 0; \\ 9100 \cdot b + 210 \cdot c - 1437,15 = 0, \end{cases}$$

решением здесь являются значения коэффициентов b и c , а зависимость ускорений неподрессоренных масс модели примет вид

$$a = -4,725 + 0,267 \cdot V_i.$$

Для сравнения результатов натурального и модельного эксперимента рассмотрим зависимость величин ускорений неподрессоренных масс в зависимости от скорости в координатах «натура», «модель». Искомую зависимость представим в виде

$$a^H = b \cdot a^M,$$

где коэффициент b определится из выражения [225]:

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n a^H \cdot a^M}{\sum_{i=1}^n (a^M)^2}.$$

На основании расчётных данных (табл. 3.3 и 3.4) получим искомое уравнение:

$$a^H = 0,905 \cdot a^M.$$

Согласно выражению (3.2) определяем коэффициент корреляции, значение которого составит величину $r = 0,867$. Полученные результаты показывают, что величины ускорений модели в пересчете на натуру достаточно близки к величинам, полученным при эксплуатационных испытаниях.

С целью оптимизации *центра тяжести масс и упруго-диссипативных связей* МПТ-Г дальнейшие исследования проводились для максимально допустимых для машин данного класса скоростей движения $V = 100$ км/ч [141]. С применением методик ФММ [169] и ортогонального полного факторного эксперимента типа 2^3 [55] для определения оптимальных сочетаний основных параметров мотовоза МПТ-Г (жёсткости рамы машины C_p , жёсткости рессорного подвешивания $C_{ж}$ и расстояния от геометрического центра машины до её центра тяжести r) была выбрана математическая модель следующего вида:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2.$$

Значения уровней (табл. 3.5) выбраны на основании априорных данных, данных эксплуатации и предварительных расчётов.

Таблица 3.5 – Уровни варьируемых факторов

Уровни факторов	Значения уровней факторов			Кодовые значения уровней факторов		
	$C_{ж} \times 10^2, \frac{\text{кН}}{\text{м}}$	$r, \text{м}$	$C_p \times 10^2, \frac{\text{кН}}{\text{м}}$	X_1	X_2	X_3
Нулевой	70	0,3	120	0	0	0
Верхний	75	0,32	130	+1	+1	+1
Нижний	65	0,28	110	-1	-1	-1

Каждый из опытов повторялся три раза. Установлено, что в пределах варьирования значений отклонения центра тяжести от геометрического центра машины, которые связаны с конструктивными отклонениями от принятой ком-

поновки, влияние фактора r на величину силы тяги F статистически незначимо. Обработка экспериментальных данных позволила получить математическую зависимость силы тяги y от варьируемых факторов в виде:

$$y = 0,1422 + 0,011x_1 - 0,046x_3 - 0,0019x_3^2.$$

Однородность дисперсий проверялась по критерию Кохрена:

$$G = \frac{S_n^2 \max}{\sum_{n=1}^N S_n^2} = \frac{2,43 \cdot 10^{-4}}{13,48 \cdot 10^{-4}} = 0,18,$$

так как $G < G_{табл}$ ($G_{табл} = 0,217$), то дисперсии оказались однородными.

$$\text{Дисперсия воспроизводимости опытов } S_{(y)}^2 = \frac{\sum_{n=1}^N S_n^2}{N} = \frac{13,48 \cdot 10^{-4}}{27} = 5 \cdot 10^{-5}.$$

$$\text{Дисперсия адекватности равна } S_{ад}^2 = \frac{\sum_{n=1}^N (\bar{y}_n - \tilde{y}_n)^2}{N \cdot \lambda} = 6,5 \cdot 10^{-5},$$

где $\bar{y}_n$ – среднее экспериментальное значение,

λ – число статистически значимых коэффициентов уравнения,

$\tilde{y}_n$ – расчётное значение.

$$\text{Критерий Фишера: } F_p = \frac{S_{ад}^2}{S^2(y)} = \frac{6,5 \cdot 10^{-5}}{5 \cdot 10^{-5}} = 1,3,$$

так как $F_p < F_m(\alpha; f_E; f_{ад}) = 2,96$, то математическая модель адекватна при $\alpha = 0,05; f_E = n \cdot (r - 1) = 34; f_{ад} = (n - \lambda) = 22$.

Методом градиента функции определены рекомендуемые значения жёсткости рамы $C_p = 12000$ кН/м и суммарной жёсткости рессорного подвешивания $C_{жс} = 7500$ кН/м, обеспечивая максимум тягового усилия машины МПТ-Г [141]. Результаты оптимизации упруго-диссипативных связей мотовоза МПТ-Г в эксплуатации показали удовлетворительную сходимость, что подтверждается актом эксплуатационных испытаний, приведенным в приложении ПЗ.

3.2 Алгоритм трибоспектральной идентификации

Регистрация вибрационных последовательностей в двух ортогональных плоскостях фрикционного взаимодействия и изменения поверхностной температуры осуществлялась с помощью комплекса сертифицированного программного обеспечения Zetlab ЗАО «Электронные технологии и метрологические системы – ЗЭТ» ФГУП ВНИИФТРИ [67].

Для решения конкретных задач динамического мониторинга ТС был разработан алгоритм трибоспектральной идентификации физических процессов, протекающих на ФК, применительно к математическому пакету MATLAB [200]. Рассмотрим реализацию алгоритма обработки сигналов на примере рисунка 3.1 [131]. Входная и выходная силовые характеристики фрикционного взаимодействия считываются в массивы $X1$ и $X2$ соответственно. Задаются параметры для расчёта непараметрической ПФ: частоты дискретизации $F_{\text{дис}}$ аналого-цифрового преобразователя (блок 1), весовой функции окна Ханна (блок 2), предназначенной для уменьшения растекания спектральных оценок, перекрытия окон Ханна (блок 3), размерности быстрого преобразования Фурье (блок 4) и режима расчёта ПФ без удаления тренда из анализируемых данных (блок 5). Результатом расчёта непараметрической частотной ПФ функцией *tfe* в блоке 6 являются вектора комплексных амплитуд ККП W (1.12), (2.10) и частот F . Квадрат модуля взаимной когерентности (2.11) выходных и входных силовых координат рассчитывается функцией *cohere* (блок 7), что позволяет обнаружить общие свойства анализируемых данных. Нормирование вектора частот к частоте Найквиста выполняется в блоке 8. Далее функцией *filternorm* (блок 9) осуществляется расчёт порядка полиномов линеаризованной модели ПФ (1.6) методом максимального правдоподобия [28] – характеристического (m) и авто-регрессии (n). Отправной точкой расчёта порядка линеаризованной модели является максимальная величина фазового сдвига, а максимальный порядок полинома – как результат деления максимальной величины фазового сдвига на 90° . Минимум логарифмической функции правдоподобия модели обеспечивается фиксацией порядка знаменателя n и числителя m ПФ с последующим об-

ратным перебором порядка m – внешнего воздействия на систему при фиксированном значении порядка n . Линеаризованная дискретная модель ККП в форме значений коэффициентов полиномов числителя *den* и знаменателя *num* ПФ (1.6) рассчитывается функцией *invfreqz* (блок 10). Для выполнения последующих исследований в блоке 11 создаётся объектная модель дискретной системы *Sys*. Для последующего анализа устойчивости ФС необходимы значения коэффициентов непрерывной линеаризованной модели. Эта модель создаётся в блоке 12, а извлечение коэффициентов полиномов непрерывной системы – в блоке 13. Для анализа корневых оценок устойчивости вектора нулей и полюсов ПФ (1.6), значение общего коэффициента усиления рассчитывается функцией *tf2zp* (блок 14). С целью последующего решения непрерывного уравнения Ляпунова (блок 17) [187] полученная непрерывная модель преобразуется в матричную модель пространства состояний (блок 15). Для корректного вычисления непрерывного уравнения Ляпунова $AX + XB + C = 0$ вектор коэффициентов числителя порядка m дополняется нулевыми значениями до порядка n знаменателя ПФ функцией *eqtflength* и трансформируется в матричную форму (блок 16). Анализируемая ФС является устойчивой, если главные миноры матрицы L непрерывного решения уравнения Ляпунова по критерию Сильвестра положительны (блок 23). Иначе ФС неустойчива (блок 22). Анализ амплитудочастотной и фазочастотной характеристик непрерывной линеаризованной модели осуществляется командой *bode* (блок 24), АФЧХ – командой *nyquist* (блок 26), диаграммы нулей и полюсов модели – командой *zplane* (блок 25). Временные критерии устойчивости системы рассчитываются функциями *step* (блок 27) – реакции модельной системы на входную функцию Хэвисайда, и *impulse* (блок 28) – реакции системы на входную импульсную функцию Дирака. Анализ диаграммы взаимной когерентности силовых координат ФС в тангенциальном и нормальном направлениях фрикционного взаимодействия выполняется в блоке 29. Анализ частотных характеристик упруго-инерционных свойств ФК осуществляется в блоке 30, а диссипативных свойств – в блоке 31.

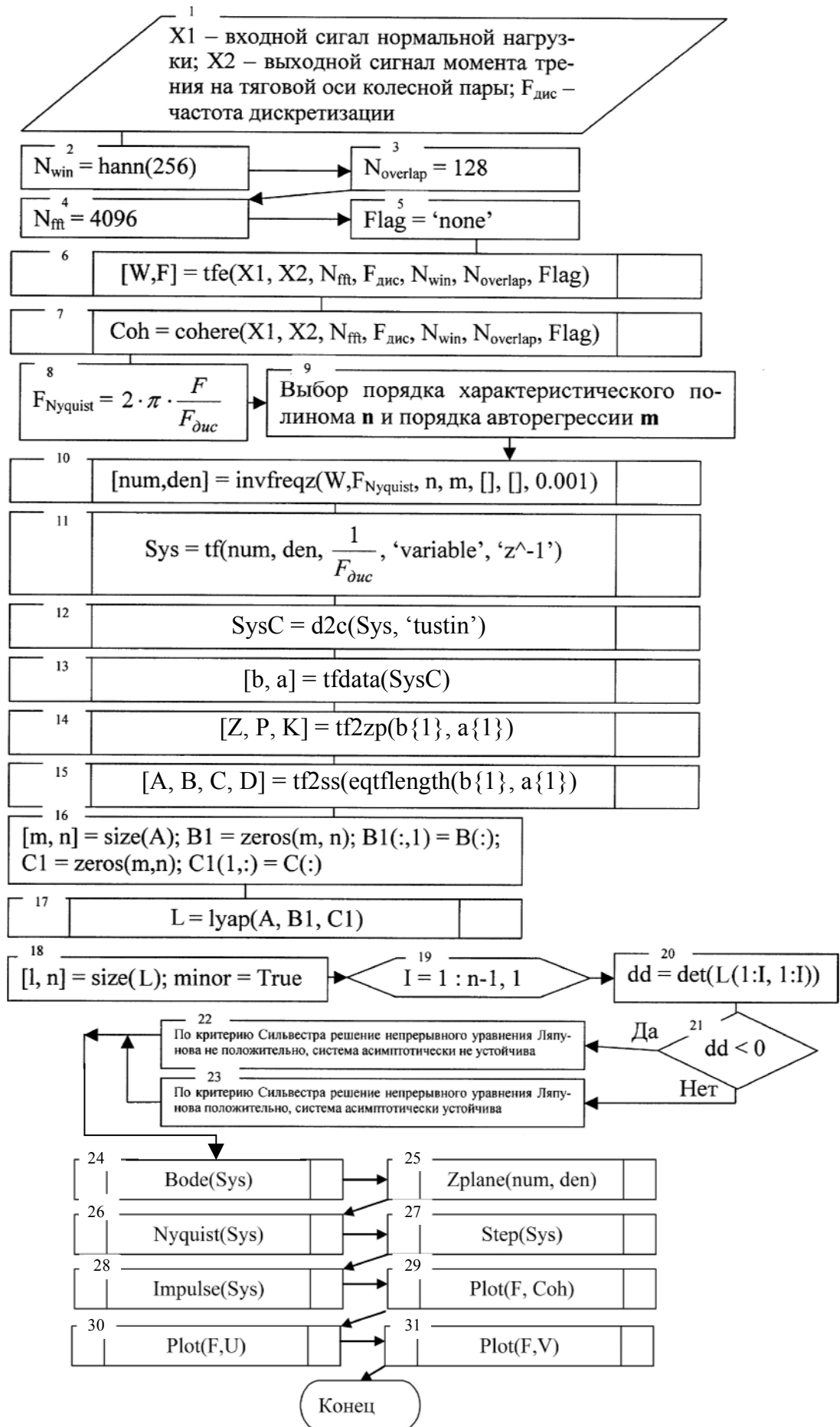


Рисунок 3.1 – Алгоритм ТСИ процессов трения во ФС

Для анализа нелинейных динамических процессов, протекающих во ФК, сбора методом ТСИ [169, 182, 243, 149] базы трибоспектральных данных и ИО упруго-диссипативных свойств ФК использовалась программа «Цифровая обработка сигналов» (рисунок 3.2), разработанная на кафедре «Транспортные машины и триботехника» Ростовского государственного университета путей сообщения доц. А.Л. Озябкиным. На рисунке 3.2 приведены результаты расчёта ККП в виде:

- *комплексного коэффициента трения* [149], вычисленного согласно (1.12) или (2.10) в виде годографа Найквиста или диаграммы Боде (АЧХ и ФЧХ);
- *спектрограммы* – цветового представления амплитудно-частотной характеристики по времени;
- *осциллограмм* (сигналов, коэффициента трения, ИО диссипативной составляющей трения и степени диссипации, а также режимов работы САУ).

Программа «Цифровая обработка сигналов» обеспечивает анализ координат состояния ТС, прогнозирование их изменения и управление исполнительными органами через цифровой порт тензометрической станции, в частности своевременной подачи смазочного материала или модификатора трения в контакт колеса с рельсом модельного и натурного подвижного состава.

В качестве примеров комплексного исследования процессов трения, осуществления задач неразрушающего контроля ФС, задач диагностики и динамического мониторинга рассмотрим следующие триботехнические задачи:

- 1) формирование предельного уровня скольжения колёсных пар локомотивов при реализации силы тяги;
- 2) контроль за наличием смазочного материала в контакте гребней колёсных пар подвижного состава с рельсами;
- 3) определение остаточного ресурса разового нанесения смазочного материала в контакт гребней колёсных пар с рельсами;
- 4) комплексное исследование наиболее тяжёлых режимов трения, приводящих к атермическому и термическому схватыванию.

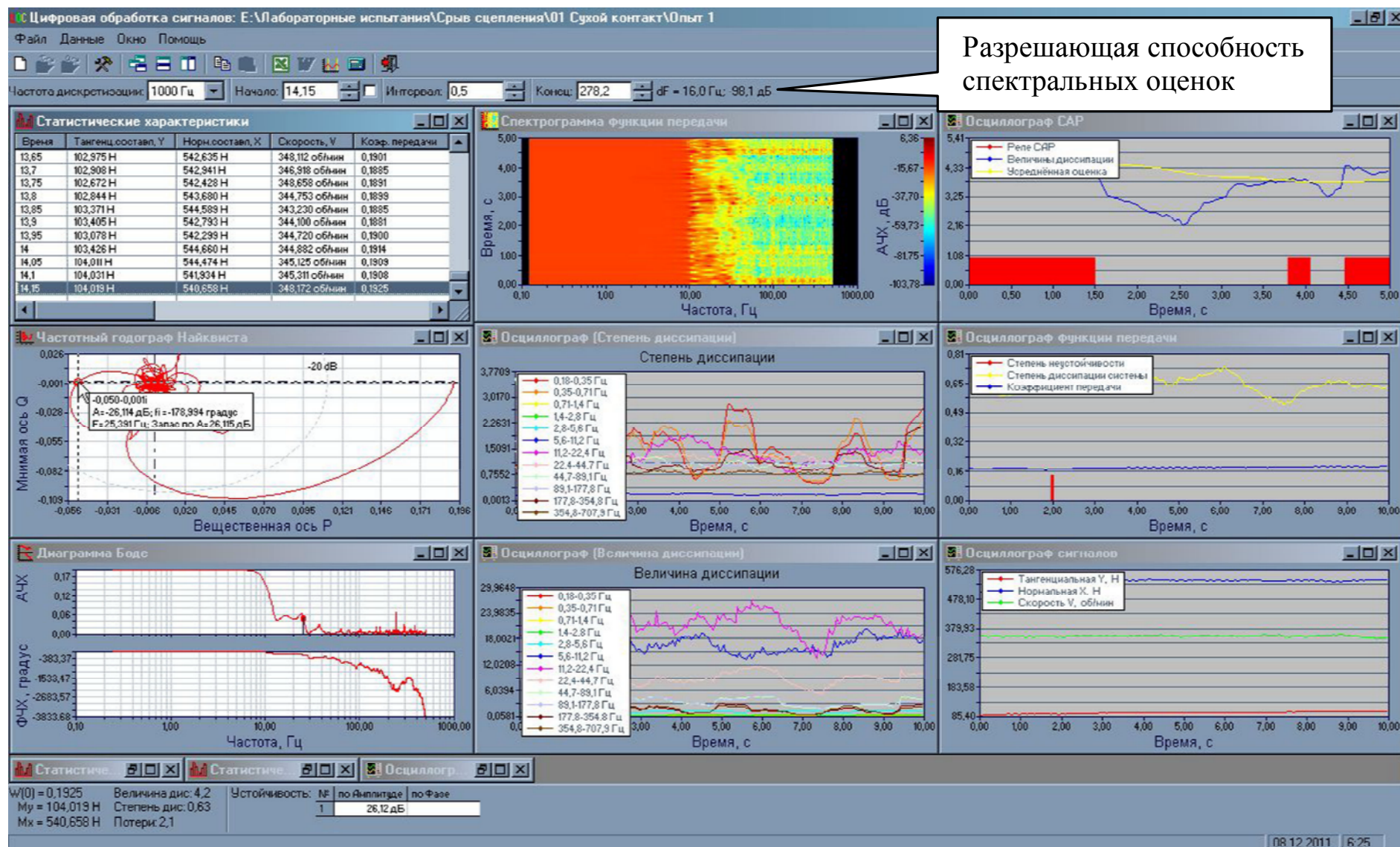


Рисунок 3.2 – Интерфейс программы «Цифровая обработка сигналов»

От успешного решения первых трёх задач зависит уровень эффективности и безопасности эксплуатации системы «ПС – путь». Актуальность решения последней из предложенных задач связана с необходимостью устранения возникновения аномальных режимов контактирования (термоповреждений) как при боксовании колёсных пар в режиме тяги, образовании односторонних ползунов при роспуске товарных вагонов с сортировочных горок, образовании двухсторонних ползунов при заклинивании тормозных механизмов, так и при вписывании ПС в криволинейные участки пути малого радиуса. При появлении одно- и двухсторонних ползунов на колёсных парах создаются условия разрушения колёсных пар и необходимости изъятия ПС из эксплуатации, а термическое и атермическое схватывание гребней колёсных пар и рельсов приводит к 10–15-кратному увеличению интенсивности изнашивания поверхностей. При этом теряется до 10 % тяговой мощности локомотива.

3.3 Трибоспектральная идентификация фрикционного контакта «колесо – рельс»

Увеличение величины и стабильности коэффициента сцепления колеса с рельсом ТПС является одной из основных задач железнодорожной отрасли [74, 110, 242]. Для обеспечения максимального тягового момента, стабильности коэффициента сцепления колеса с рельсом, предотвращения критического режима движения (боксование тяговых колёс) при различных скоростях относительного скольжения, преодолении уклонов пути, торможении ТПС [178] на тяговую поверхность *I* (рисунок 1.4) следует подавать альтернативные варианты модификаторов трения (специальных фрикционных составов, рисунок 1.5). Одновременно для исключения потерь мощности вследствие потерь на трение в контакте гребней колёсных пар с рельсами, устранения так называемого «паразитного трения» в зону *II* подаются антифрикционные смазочные композиции. Отсутствие конструктивной границы между фрикционной *I* и антифрикционной *II* подсистемами усложняет задачу по управлению процессами трения в контакте колеса с рельсом.

Учитывая специфику тяговых приводов, условий реализации тягового усилия, САУ приводом подачи модификаторов трения должна иметь систему по диагностике и прогнозированию явлений срыва сцепления и обеспечивать своевременное включение приводов подачи до начала критического режима.

Для решения задачи динамического мониторинга ТПС, сбора идентификационных характеристик выполнены стендовые испытания модельной подсистемы «колесо – рельс» грузового электровоза переменного тока 2ЭС5К «ЕР-МАК», анализ коэффициента трения и трибоспектральных характеристик при отсутствии **1** и наличии **2** в зоне фрикционного взаимодействия модификаторов трения (рисунок 3.3) [4, 133, 218, 219].



Рисунок 3.3 – Кривые изменения коэффициента сцепления во времени как функции скорости относительного скольжения: *II* – «трогание» ПС; *III* – реализация тягового усилия локомотива; *IV* – граница устойчивости реализации тягового усилия; *V* – потеря устойчивости тягового усилия, снижение коэффициента сцепления, наступление режима боксования

Исследования проводились на испытательном стенде возвратно-поступательного движения при геометрическом масштабе диаметров тяговых колёс локомотива и модельного ролика $C_\ell = \frac{1200 \text{ мм}}{50 \text{ мм}} = 24$, масштабе подобия нор-

мальной нагрузки $C_N = C_\ell^2 = 576$, нагрузке колеса на рельс $N_0 = 235$ кН (нормальной нагрузке на ролик $N_m = 0,408$ кН), скорости качения объекта исследования $V_0 = 2,4$ м/с = 8,64 км/ч (ролика модели $V_m = 0,1$ м/с).

Коэффициент сцепления у колеса с рельсом определяется силой сцепления и нагрузкой от колеса на рельс, а коэффициент трения – силой трения и нагрузкой. Коэффициент сцепления выражается следующей зависимостью [46]:

$$\psi = \frac{M_\kappa R_{3\kappa}}{2r_{мз\kappa} R_\delta N} = \frac{M_\kappa i}{2R_\delta N},$$

где M_κ – крутящий момент, Нм; $R_{3\kappa}$ – радиус зубчатого колеса тягового редуктора, м; $r_{мз\kappa}$ – радиус малого зубчатого колеса (шестерни) тягового редуктора, м; i – передаточное число тягового редуктора; R_δ – радиус колеса по кругу качения, м; N – нагрузка колеса на рельс, Н.

Зная коэффициент трения f , полученный при лабораторных исследованиях на установке трения СМЦ-2, можно его выразить через коэффициент сцепления ψ реального колеса с рельсом [46]

$$\left. \begin{aligned} f = \frac{F_{mp}}{N} &\Rightarrow M_\kappa = fNR_\delta; \\ \psi = \frac{M_\kappa i}{2R_\delta N} &\Rightarrow M_\kappa = \psi \frac{2R_\delta N}{i}; \end{aligned} \right\} \Rightarrow \psi = \frac{1}{2} f \cdot i,$$

где M_κ – тяговый (крутящий) момент; R_δ – радиус бандажа колеса (радиус ролика); i – передаточное число тягового редуктора.

Используемый метод ТСИ процессов трения во ФС [169] позволяет анализировать коэффициент трения, АФЧХ и косвенно оценивать диссипативные и консервативные составляющие фрикционного взаимодействия по значениям ИО диссипативной составляющей трения (2.17) и степени диссипации (2.18) по диапазонам частот, величин ЗУА и ЗУФ [133], дисперсии оценок относительной величины потери стабильности ζ (см. [с. 104](#)). Такой способ анализа динамики ФС упрощает процесс автоматизированного управления свойствами трибоконтакта путём заблаговременной подачи МТ на тяговую поверхность колёс-

ных пар. На рисунке 3.4 представлены АФЧХ ТПС без использования МТ для момента времени трогания с места **1** и спустя 0,008 секунды **2**.

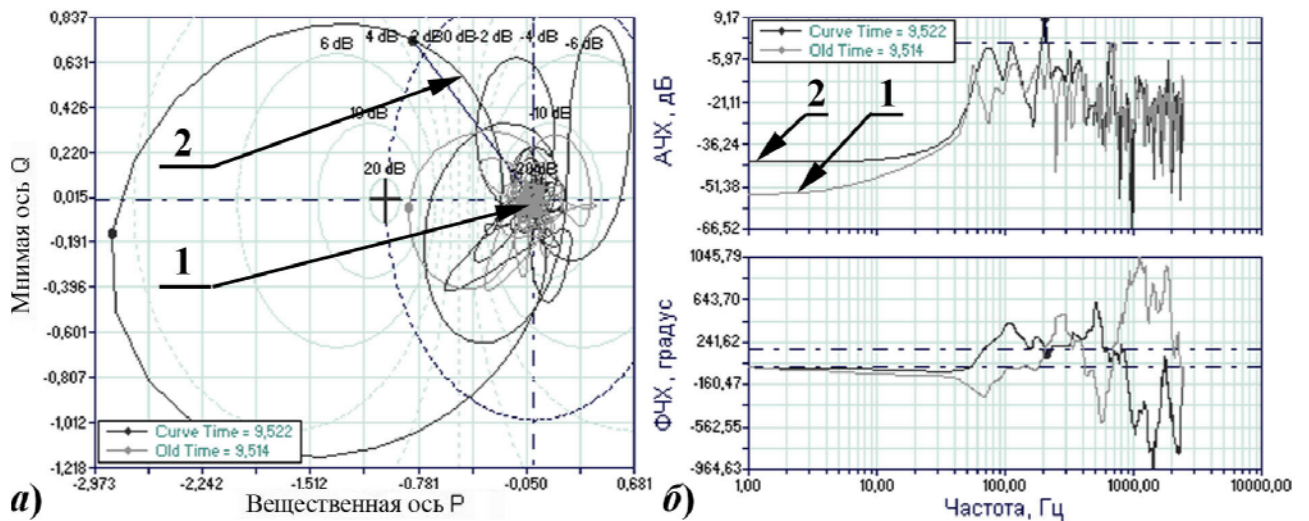


Рисунок 3.4 – Частотные характеристики ФС: **1** – в момент трогания ТПС (зарождения неустойчивости); **2** – спустя 0,008 секунды (в момент потери устойчивости по амплитуде и фазе); *а* – АФЧХ, вычисленные согласно выражениям (1.12) или (2.10); *б* – АЧХ и ФЧХ

Здесь ИО диссипативной составляющей трения возрастают с $I_Q = 0,106$ до 0,116, степени диссипации с $I_\gamma = 0,922$ до 0,978; ККП повышается с $-54,37$ дБ до $-42,41$ дБ; коэффициент сцепления – с 0,003 до 0,012; модуль ККП на отдельных частотах повышается на 15 дБ; инерционные характеристики смещаются в отрицательную область комплексной плоскости на частотах, близких к частоте 205 Гц; трибосистема теряет устойчивость (амплитуда коэффициента сцепления на этой частоте достигает абсолютного значения 4,7 с потерей устойчивости по фазе $41,8^\circ$). Неподвижный контакт колеса с рельсом обуславливает падение теплопоглощающих и теплоотдающих характеристик ФК, увеличение объёмной температуры и температурного градиента; создаются условия резкого возрастания инерционной и диссипативной составляющих взаимодействия. Поверхности трения разогреваются до температуры плавления, образуются мостики схватывания II рода по классификации Б.И. Костецкого [94]. Величина степени диссипации 0,978 близка к единице и свидетельствует об аperiодическом

виде движения. Формируются условия развития фрикционных автоколебаний, «боксования на месте» и диссипации энергии ФК.

При реализации тягового усилия подвижного состава и возрастании скорости относительного скольжения его колёсных пар от V_1 до V_2 (см. рисунок 3.3) неподвижному контакту колёс с рельсами соответствует периодическое образование локальных участков фрикционного контакта с положительным и отрицательным градиентом механических свойств. Это обуславливает падение теплопоглощающих и теплоотдающих характеристик фрикционного контакта, вызывает увеличение объёмной температуры и температурного градиента, создаёт условия возрастания инерционной и диссипативной составляющих взаимодействия. Поверхности трения разогреваются до температуры плавления, образуются мостики схватывания. За счёт спонтанного разрыва мостиков схватывания реализуется мгновенный рост тягового усилия. Формируются условия развития фрикционных автоколебаний и «боксования на месте». По анализу амплитудно-фазочастотных характеристик регистрируем возрастание значения интегральных оценок (2.17) диссипативной составляющей трения I_Q **1** (рисунок 3.5), смещение инерционных характеристик в отрицательную область фазовой плоскости, возможную потерю стабильности фрикционных связей **2** [4, 133, 219]. Фрикционные автоколебания наблюдаются в частотном диапазоне 125...250 Гц; несколько слабее – в диапазоне 0...125 Гц, и отсутствуют в диапазонах частот, превышающих 250 Гц. При использовании модификаторов трения дисперсия указанных ИО значительно ниже (рисунок 3.5, б) по сравнению с экспериментом без их применения (рисунок 3.5, а), что характеризует большую стабильность реализуемых сил сцепления.

При повышении коэффициента сцепления до 0,05 фрикционные автоколебания завершаются (9,72 с эксперимента без применения МТ и 13,96 с эксперимента с применением МТ), т.е. спустя 0,21 секунды с момента трогания ПС. Увеличение сил сцепления и скорости относительного проскальзывания до 0,4 % скорости движения обуславливает повышение объёмных температур и развитие фрикционных автоколебаний, что отображается в регистрируемых ИО диссипативной составляющей трения **3** (2.17) в частотном диапазоне 0...250 Гц.

Следует отметить, что дисперсия указанных ИО при применении МТ значительно ниже (см. рисунок 3.5, б). Потери фрикционной связи **5** предшествуют «моменты зарождения неустойчивости» **4** со сниженной величиной энергии.

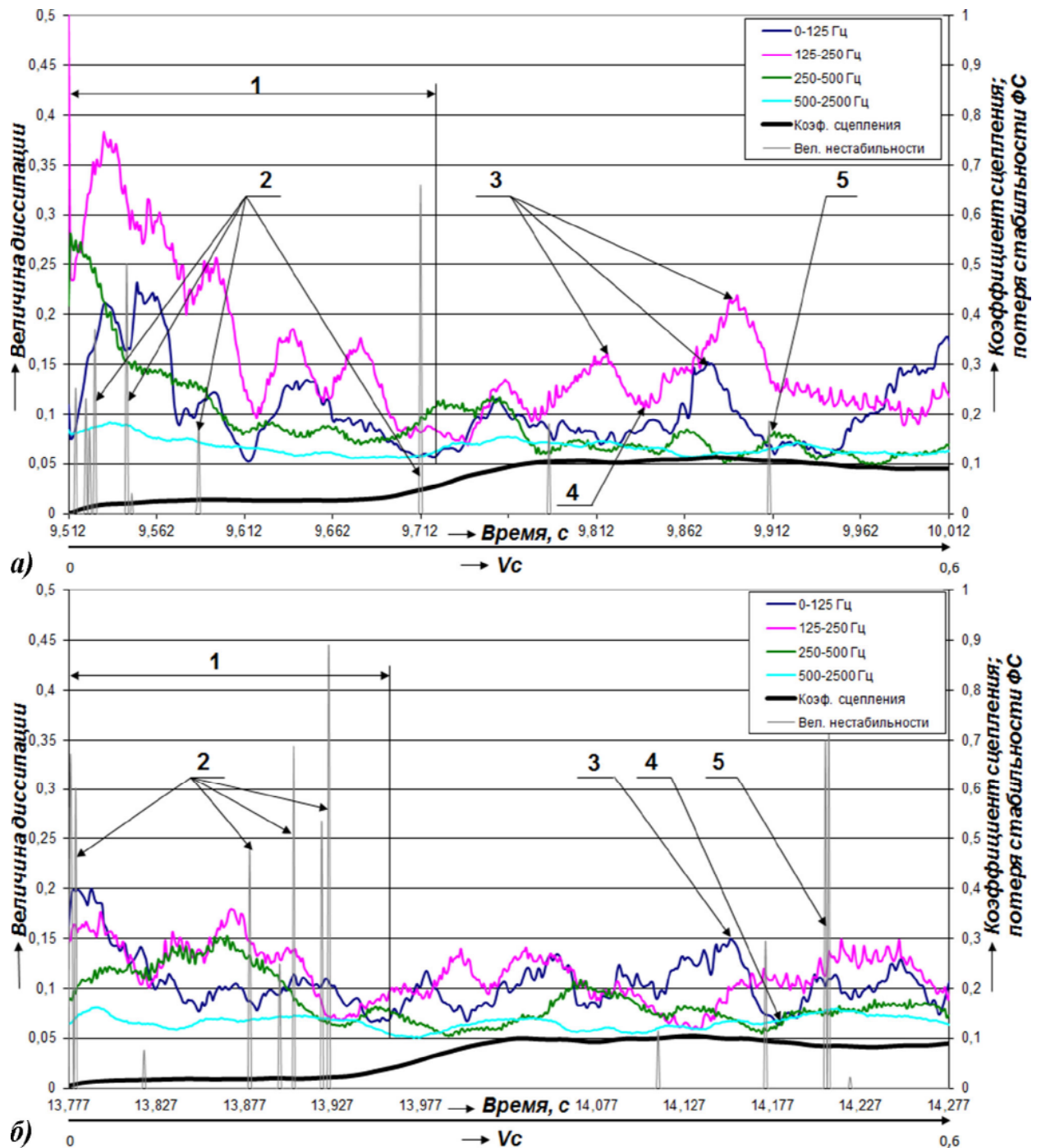


Рисунок 3.5 – Интегральная оценка диссипативной составляющей трения (2.17) при трогании ТПС (скорость скольжения от 0 до 0,6 %): а – без использования МТ; б – с применением МТ

Реализация тягового усилия ПС сопровождается увеличением скорости относительного скольжения от V_2 до V_3 (см. рисунок 3.3), т.е. от 0,6 до 2 % ско-

рости движения. Снижается прочность единичных фрикционных связей **1**, регистрируется уменьшение диссипации энергии системы, увеличивается ФПК на порядок и более, возрастают инерционные свойства трибосистемы, которые обуславливают фрикционные автоколебания **2**, характеризуются моментами зарождения неустойчивости по амплитуде или фазе **3** и потери стабильности фрикционных связей **4** (рисунок 3.6).

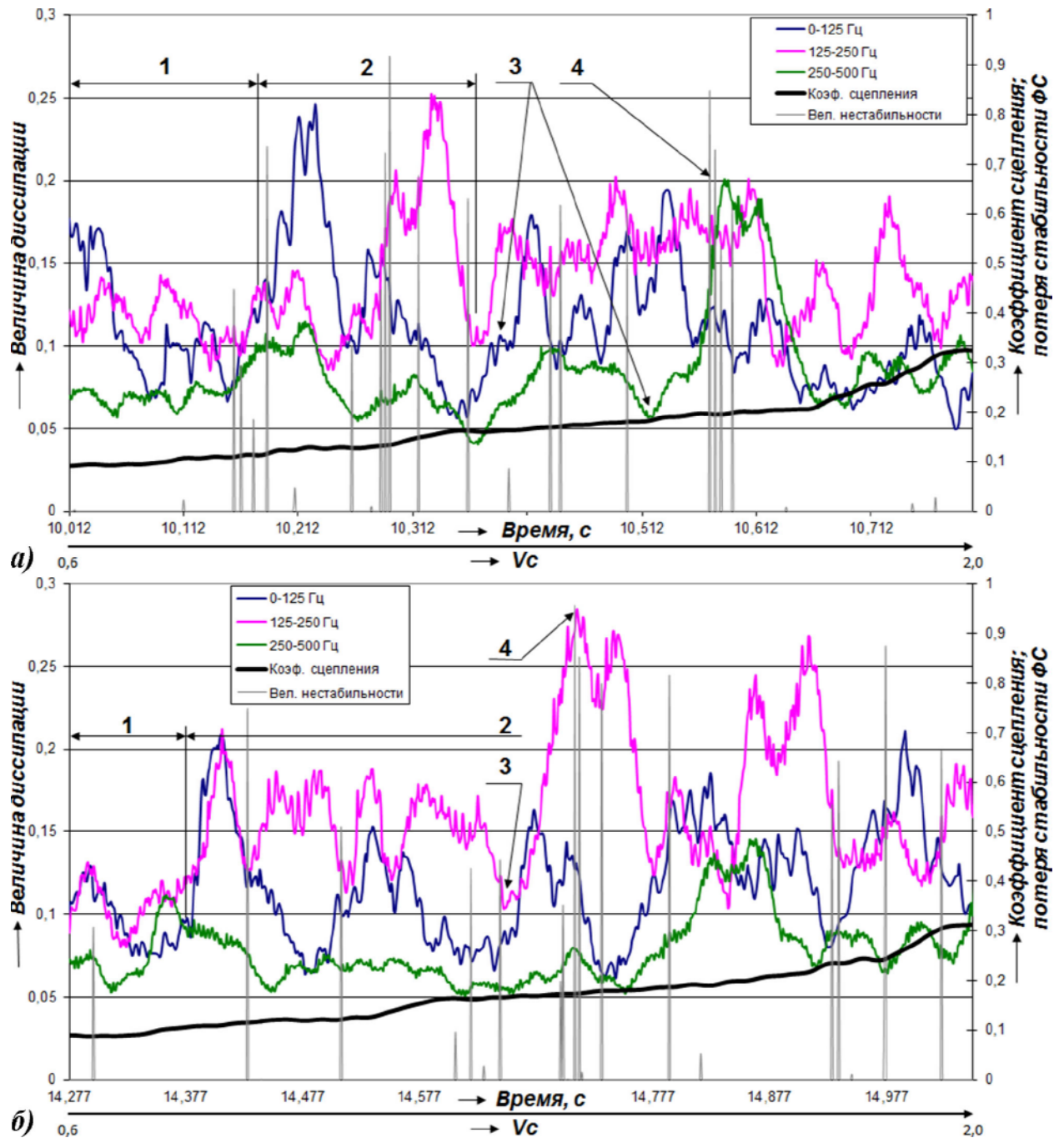


Рисунок 3.6 – ИО диссипативной составляющей трения (2.17) при реализации тягового усилия ПС(скорость скольжения от 0,6 до 2,0 %): а – без использования МТ; б – с применением МТ

Возрастает скорость разрушения существующих фрикционных связей при одновременном образовании новых. Однако скорость разрыва существующих фрикционных связей намного ниже, чем скорость образования новых. Трибосистема продолжает выполнять свои служебные функции по реализации трения-качения с проскальзыванием с минимальными потерями энергии [219].

Анализ АФЧХ (рисунок 3.7) трибосистемы в области фрикционных автоколебаний **2** (см. рисунок 3.6) подтверждает гипотезу о формировании и разрыве фрикционных связей на разных частотах взаимодействия. Состояние формирования фрикционных связей **1** характеризуются ИО степени диссипации $I_\gamma = 0,928$ без использования МТ и $I_\gamma = 0,816$ – с использованием МТ, а разрыва связей **2** – $I_\gamma = 0,817$ и $I_\gamma = 0,761$ соответственно. Рост коэффициента сцепления и снижение степени диссипации свидетельствует о повышении температуры макро- и микрошероховатостей ФК.

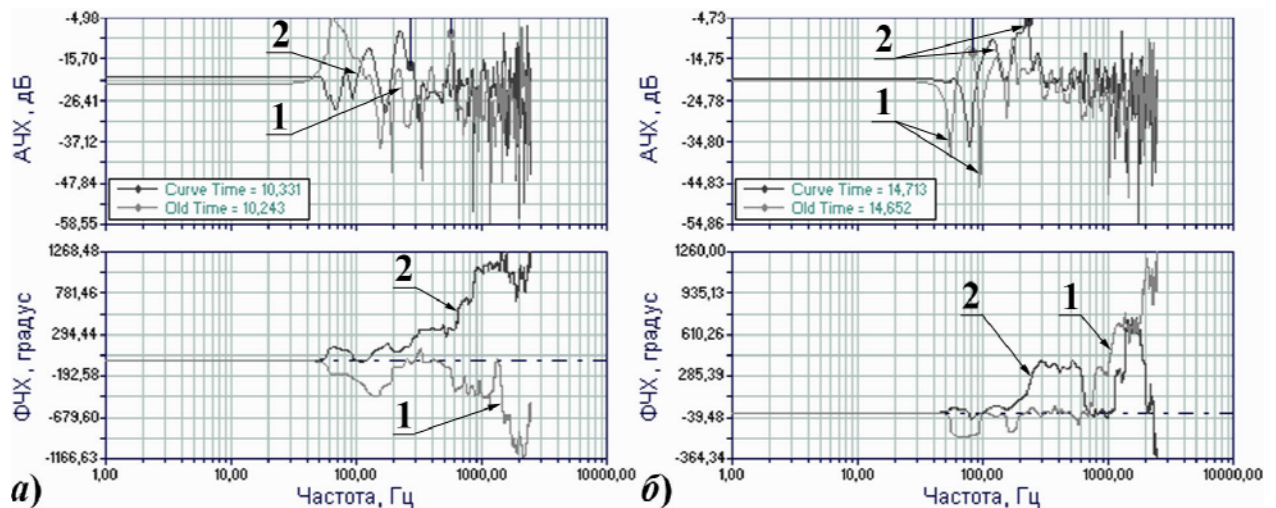


Рисунок 3.7 – АЧХ и ФЧХ трибосистемы: *а* – без использования МТ; *б* – с применением МТ; 1 – в момент формирования фрикционных связей; 2 – в момент разрыва фрикционных связей

При увеличении скорости относительного скольжения до 2,1 % регистрируемое *среднее значение ИО* диссипативной составляющей трения (μ_{Iq}) *трибосистемы 1* (рисунок 3.8) в частотном диапазоне 125...250 Гц без использования МТ увеличивается с 0,1 до 0,4 (в 4 раза), а с их использованием – с 0,17 до 0,32 (в 1,9 раз); в частотном диапазоне 0...125 Гц – соответственно с 0,08 до 0,23 (в 2,8 раз) в первом опыте и с 0,09 до 0,2 (в 2,2 раз) – во втором.

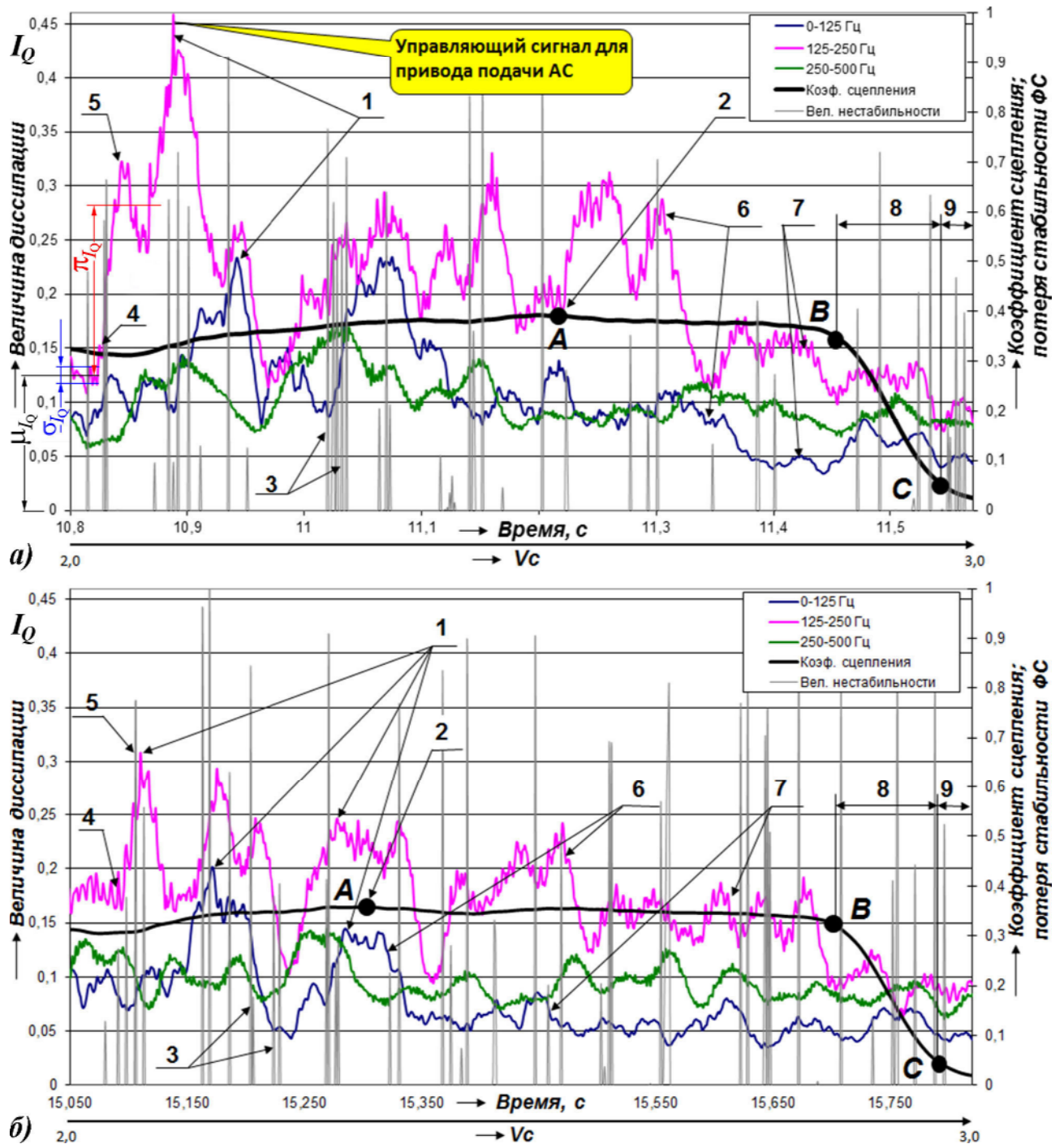


Рисунок 3.8 – ИО диссипативной составляющей трения (2.17) при максимальном коэффициенте сцепления (скорость скольжения от 2 до 3 %): а – без использования МТ; б – с применением МТ; μ_{I_Q} , σ_{I_Q} , π_{I_Q} – соответственно среднее, среднеквадратичное и пиковое значения

На основе нарушения условия стационарности регистрируемых ИО, в частности их *среднего значения* и правила *трёх среднеквадратичных отклонений*, устанавливаем, что увеличение скорости относительного проскальзывания способствовало *переходу от упругих к упруго-пластическим деформациям*, при которых

количество разорванных фрикционных связей приближается к количеству спонтанного образования новых. Данное условие может служить информационным источником для САУ приводами подачи МТ в контакт колеса с рельсом.

Увеличивается количество моментов потери стабильности фрикционных связей **3**, коэффициент сцепления достигает своего максимального значения **2** (точки *A* на рисунке 2.9). Ярво выраженные моменты времени зарождения неустойчивости **4** и её потери **5** обусловлены высокой напряжённостью поверхностных слоёв колеса и рельса, наличием поверхностных загрязнений на ФПК. Возрастают консервативные и диссипативные составляющие фрикционного взаимодействия: без использования МТ регистрируем увеличение ИО диссипативной составляющей трения (I_Q с 0,09 до 0,115), степени диссипации (I_γ с 0,75 до 0,784) и коэффициента сцепления с 0,32 до 0,39, а с применением МТ – $I_Q = 0,089 \rightarrow 0,106$, $I_\gamma = 0,627 \rightarrow 0,763$ и коэффициент сцепления с 0,31 до 0,36. В первом опыте ЗУА уменьшается с 19,37 дБ до 12,6 дБ, наблюдается потеря устойчивости по фазе в $132,19^\circ$, что свидетельствует о протекающих автоколебательных процессах. При использовании МТ наблюдаем снижение ЗУА с 19,13 до 11,47 дБ и потерю устойчивости по фазе $115,25^\circ$ (рисунок 3.9).

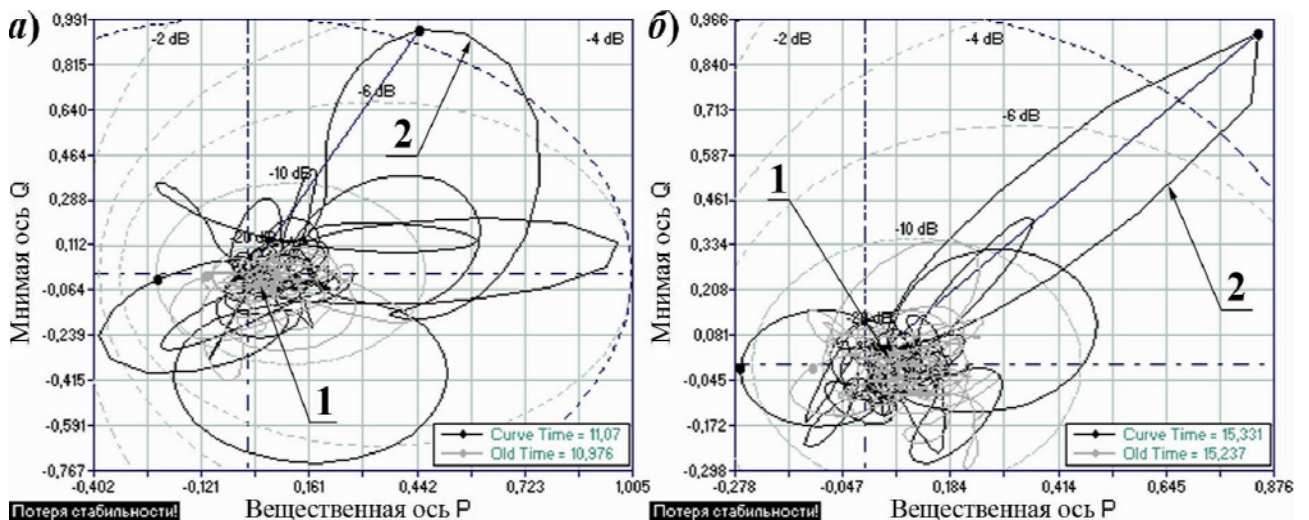


Рисунок 3.9 – АФЧХ трибосистемы: *a* – без использования МТ; *б* – с применением МТ; 1 – в момент разрыва большинства фрикционных связей; 2 – в момент формирования очередного количества фрикционных связей

После достижения максимального значения **2** коэффициент сцепления начинает медленно падать, снижаются упруго-инерционные и увеличиваются диссипативные составляющие фрикционного взаимодействия. При увеличении скорости относительного скольжения от точки *A* к точке *B* явно выделяются два временных периода, в течение которых ИО диссипативной составляющей трения в частотных диапазонах 125...250 Гц и 0...125 Гц имеют повышенный уровень автоколебательных процессов **6** с последующим двукратным снижением **7**. Следует отметить, что уровень ИО в частотном диапазоне 0...125 Гц значительно меньший, чем в частотном диапазоне 125...250 Гц.

После достижения максимального коэффициента сцепления (**2** на рисунке 3.8) коэффициент сцепления начинает медленно падать, снижаются упруго-инерционные (**3–4**) и увеличиваются диссипативные составляющие **5** фрикционного взаимодействия (рисунок 3.10, табл. 3.6). С использованием МТ после достижения максимального коэффициента сцепления (*A* на рисунке 3.8, б) величина диссипации в частотном диапазоне 0...125 Гц снижается в 2 раза и остаётся на этом уровне до точки *B*, характеризующей последующее его резкое падение.

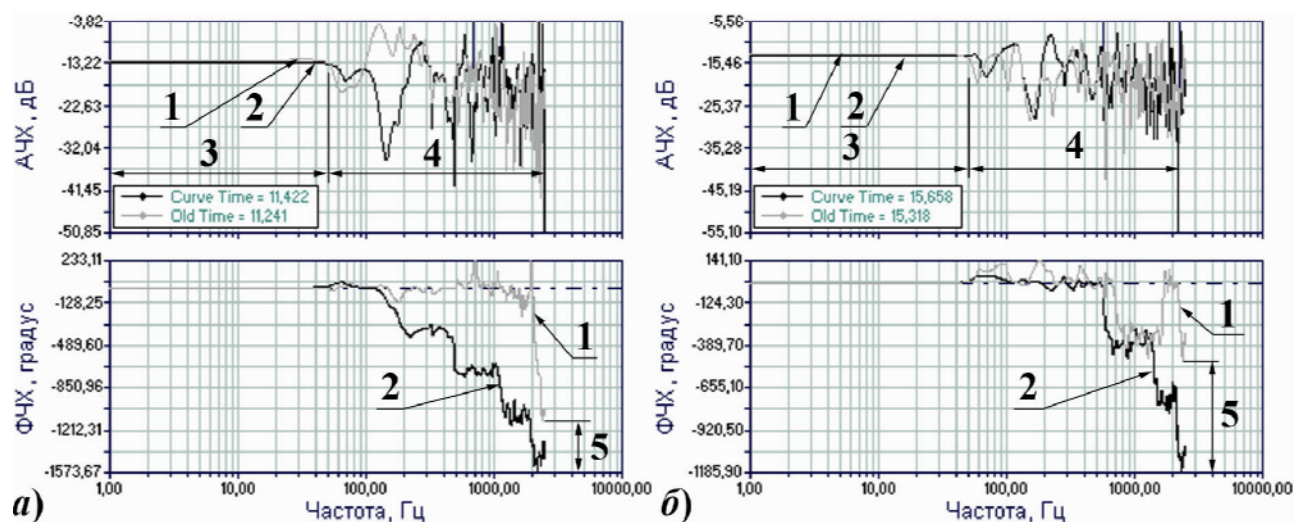


Рисунок 3.10 – АЧХ и ФЧХ трибосистемы в развитии потери устойчивости тягового усилия: *a* – без использования МТ; *б* – с применением МТ

Таблица 3.6 – Численные характеристики трибосистемы в развитии потери устойчивости тягового усилия

Вариант использования	Время, с	Коэффициент сцепления	Величина диссипации I_Q	Степень диссипации I_γ	ЗУА
без использования МТ	11,241	0,39	0,103	0,697	14,25
	11,422	0,37	0,101	0,665	10,41
с применением МТ	15,318	0,36	0,102	0,720	21,12
	15,658	0,34	0,098	0,660	18,42

Анализ численных характеристик, вычисленных по АФЧХ трибосистемы в развитии потери устойчивости тягового усилия, показывает, что потеря устойчивости наступает не мгновенно, а ей предшествует некоторая предыстория, на протяжении которой уменьшаются значения коэффициента трения, величины и степени диссипации, а также ЗУА.

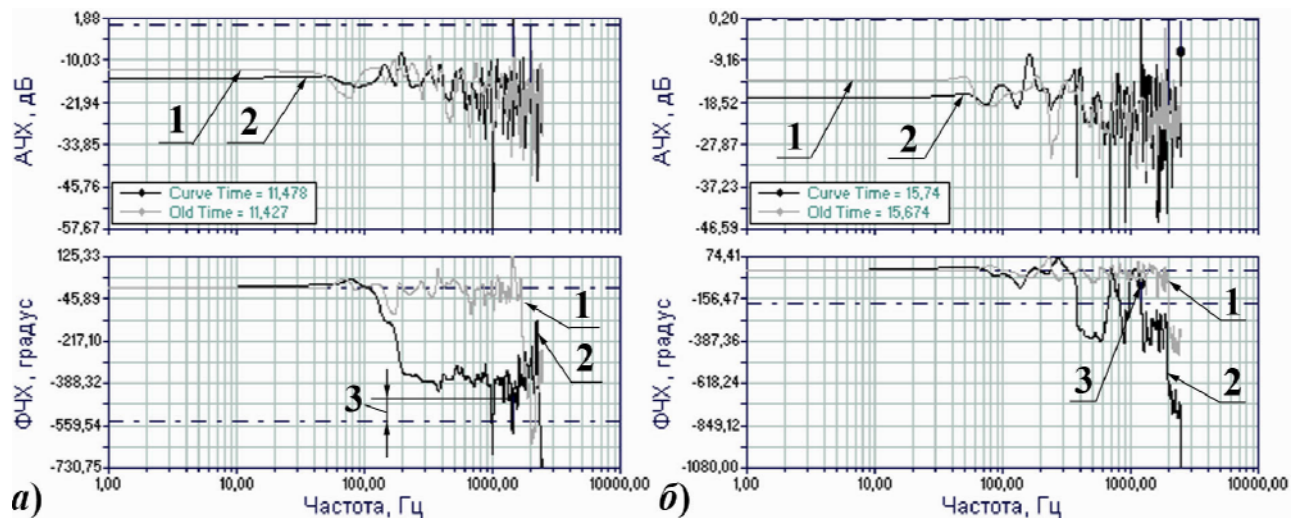


Рисунок 3.11 – АЧХ и ФЧХ трибосистемы при снижении тяговой мощности: а – без использования МТ; б – с использованием МТ; 1 – при коэффициенте трения в точке В; 2 – при коэффициенте трения в точке С

Дальнейшее увеличение скорости относительного скольжения **8** от точки В к точке С (см. рисунок 3.8) в результате текущего состояния фрикционных поверхностей, случайного сочетания взаимодействующих случайных факторов характеризует дальнейшее падение коэффициента сцепления и обуславливает авто-

колебательные процессы **8**, но на значительно меньшем уровне. ИО диссипативной составляющей трения снижаются и флуктуируют на относительно постоянном уровне от 0,05 до 0,13 в первом опыте (**1** на рисунке 3.11) и от 0,04 до 0,1 при использовании МТ (**2**). Для этого периода реализации тяговой мощности характерно снижение упругих сил, инерционные составляющие флуктуируют, а диссипативные составляющие фрикционного взаимодействия возрастают. Состояние трибосистемы устойчивое, так как преимущественно наблюдается ЗУФ **3**.

Точка **С** (см. рисунок 3.8) характеризует дальнейшее двукратное падение ИО диссипативной составляющей трения **9**, а низкая величина коэффициента сцепления – потерю тяговой мощности и боксование колёс. Анализ АФЧХ при переходе от автоколебаний **1** к боксованию колёс **2** (рисунок 3.12) показывает, что при дальнейшем увеличении скорости скольжения снижаются упругие свойства **3** при значительном возрастании диссипативной функции (ИО степени диссипации падают, $I_\gamma = 0,6$), которые вызывают переход ТПС в режим устойчивого боксования при значительной теплоотдаче ФК в окружающую среду.

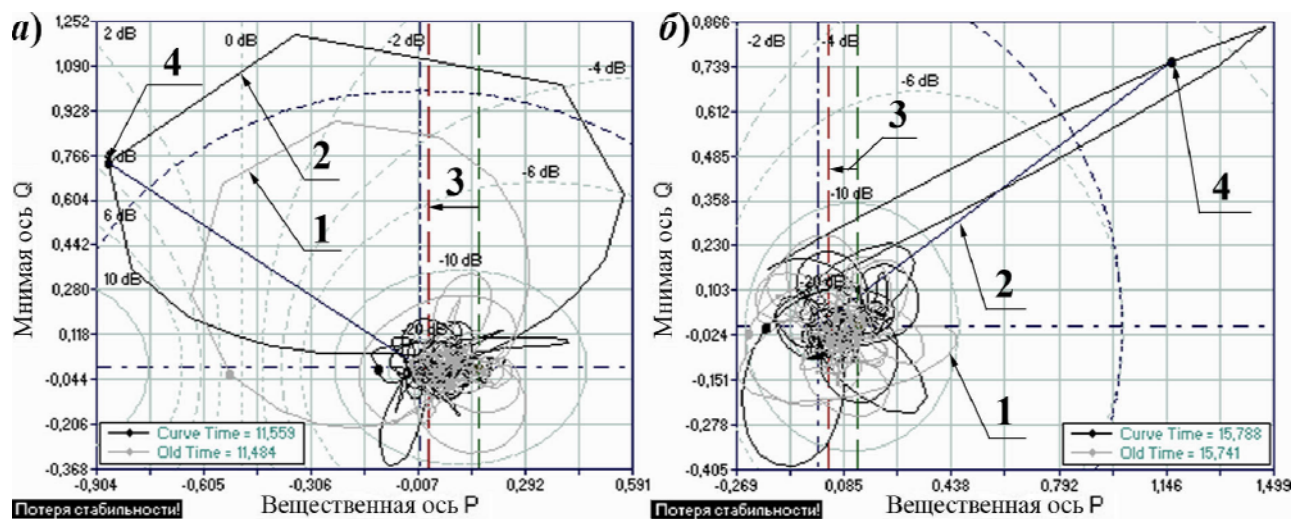


Рисунок 3.12 – АФЧХ трибосистемы при переходе от автоколебаний к боксованию тяговых колёс: *а* – без использования МТ; *б* – с использованием МТ

Анализ соотношений реализуемого коэффициента трения с ИО диссипативной составляющей трения (2.17), степени диссипации (2.18) и энергетических потерь (2.19) позволил выявить условия некритического режима движения ПС (без боксования колёс ПС по рельсам) и решать задачи динамического монито-

ринга ТПС, прогнозирования явлений боксования тяговых колёс. Использование МТ снижает потери на трение, повышает критическую величину скорости скольжения A (рисунок 2.9), положительно сказывается на свойствах ТПС [133].

Установлено, что увеличение среднего значения и пик-фактора ИО диссипативной составляющей трения (2.17) на величину, более чем в 2...3 раза их среднеквадратичного отклонения в наиболее информативных октавных (доле-октавных) полосах частот, соответствует переходу от упругих к упруго-пластическим деформациям макро- и микрошероховатостей поверхностей трения, приближении тяговой мощности локомотива к критической по условиям сцепления колёс с рельсами, что может служить управляющим сигналом для САУ привода подачи МТ [168] на поверхность колёсных пар [219].

3.4 Трибоспектральная идентификация фрикционного контакта «гребень колеса локомотива – боковая поверхность рельса»

Во фрикционной подсистеме контакта гребней колёсных пар с рельсами также необходимо решать задачи по контролю её текущего состояния, прогнозированию их изменений. За счёт «паразитного трения» гребней колёс ПС о боковую поверхность головки рельса теряется от 5 до 10 % тяговой энергии. Эффективным способом повышения тяговой мощности локомотивов, снижения потерь на трение в криволинейных участках пути является применение технических средств лубрикации [214, 164, 161, 237, 240, 146, 175, 177, 178, 192, 176].

Трибоспектральная идентификация типа и качества смазочных материалов

Для решения задачи динамического мониторинга качества смазочных материалов, нанесённых рельсосмазывающими поездами на рельсы, были выбраны существующие смазочные материалы, используемые для открытых пар трения «колесо – рельс», такие как ДонАГС; Литол-24; рельсовая паста (РП); Химеко; разовое антифрикционное покрытие – смазочный материал (РАПС)

[13]. Все смазочные материалы исследовались путём одноразового нанесения на верхний образец установки трения СМЦ-2 (см. рисунок 2.35) с последующим испытанием при нормальной нагрузке 1230 Н, скорости качения 335 мин^{-1} , что соответствовало боковой нагрузке гребня колеса на рельс 7,6 кН или давлению 2,36 ГПа и скорости движения 60 км/ч при принятом масштабном факторе $C_l = 24$. На рисунке 3.13 приведены результаты измерений коэффициента трения, относительной степени неустойчивости ФС и ИО (2.17)...(2.19).

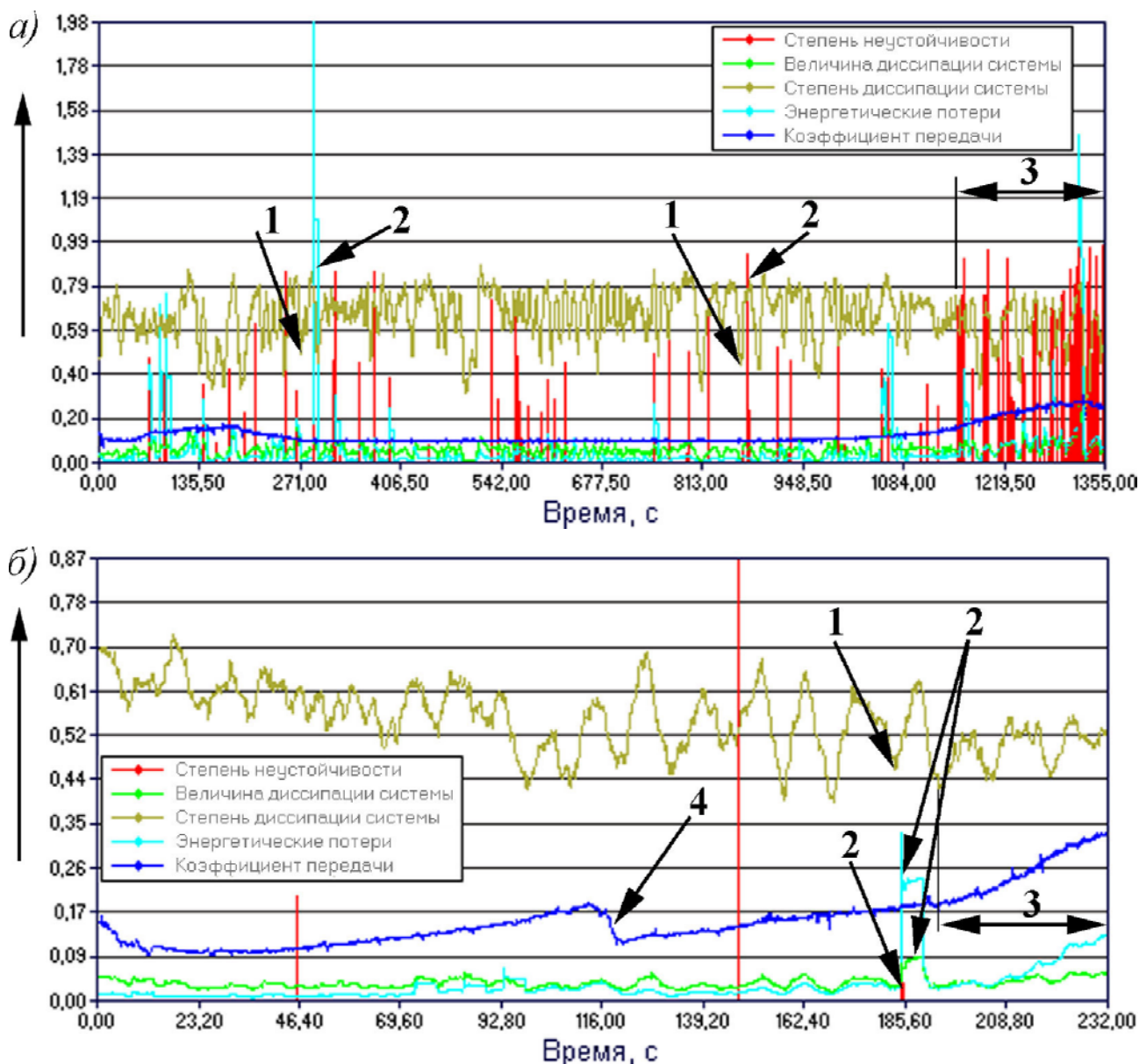


Рисунок 3.13 – Графики изменения коэффициента трения, характеристики степени неустойчивости ФС и ИО при разовом нанесении смазочного материала (начало): *а* – ДонАГС; *б* – Литол-24

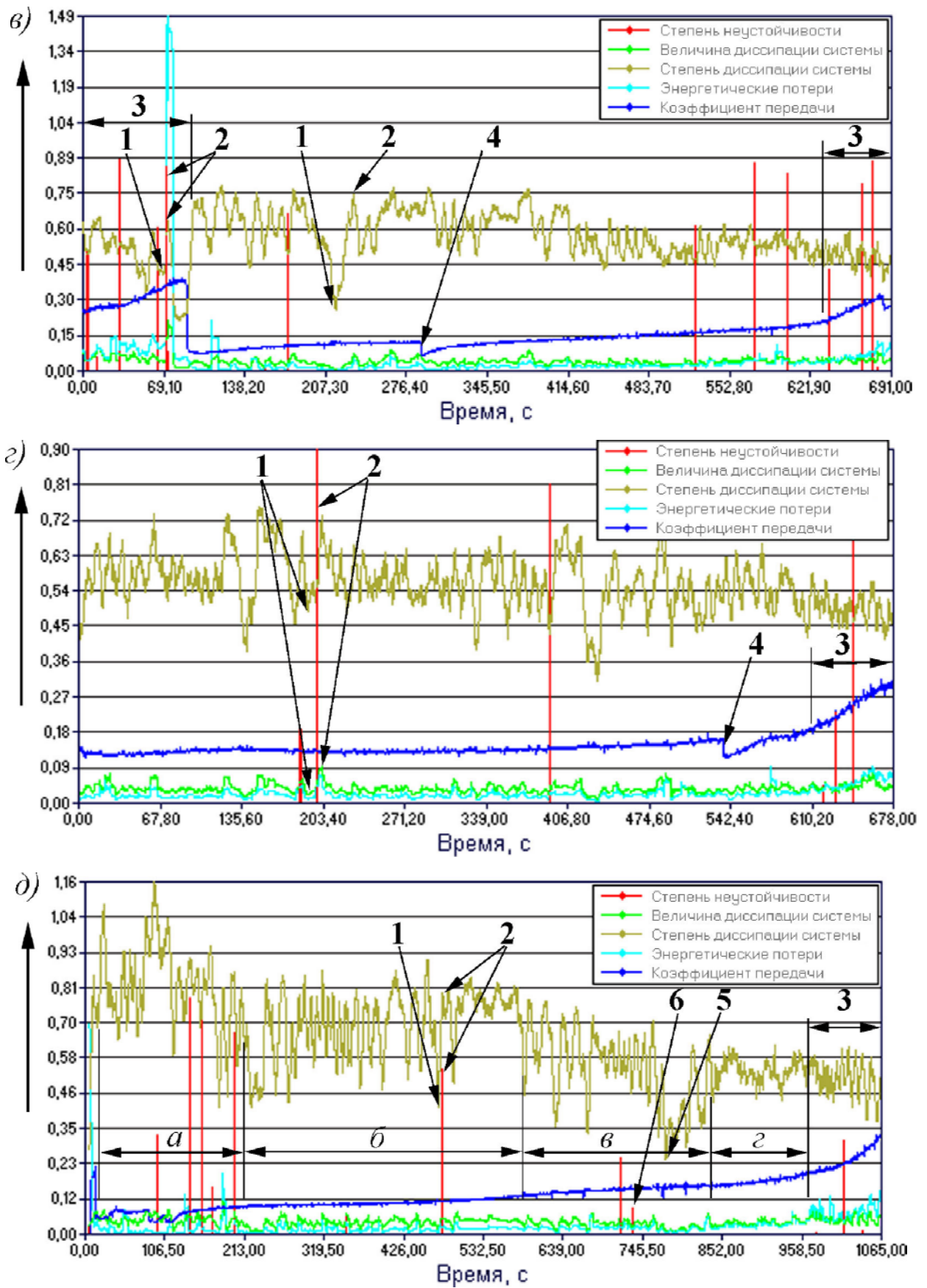


Рисунок 3.13 – Графики изменения коэффициента трения, характеристики степени неустойчивости ФС и ИО при разовом нанесении смазочного материала (окончание): а – РП; б – Химеко; д – РАПС

Момент зарождения неустойчивого состояния фрикционных связей колеса с боковой поверхности рельса при наличии в их контакте анализируемых смазочных материалов обозначен цифрой **1**, момент потери устойчивости по амплитуде или фазе – цифрой **2**, и область фрикционного взаимодействия колеса с рельсом при отсутствии смазочного материала – цифрой **3**.

На рисунке 3.14 приведены результаты расчёта ИО диссипативной составляющей трения (2.17), на котором цифрами **1** и **2** обозначены моменты времени зарождения и потери стабильности.

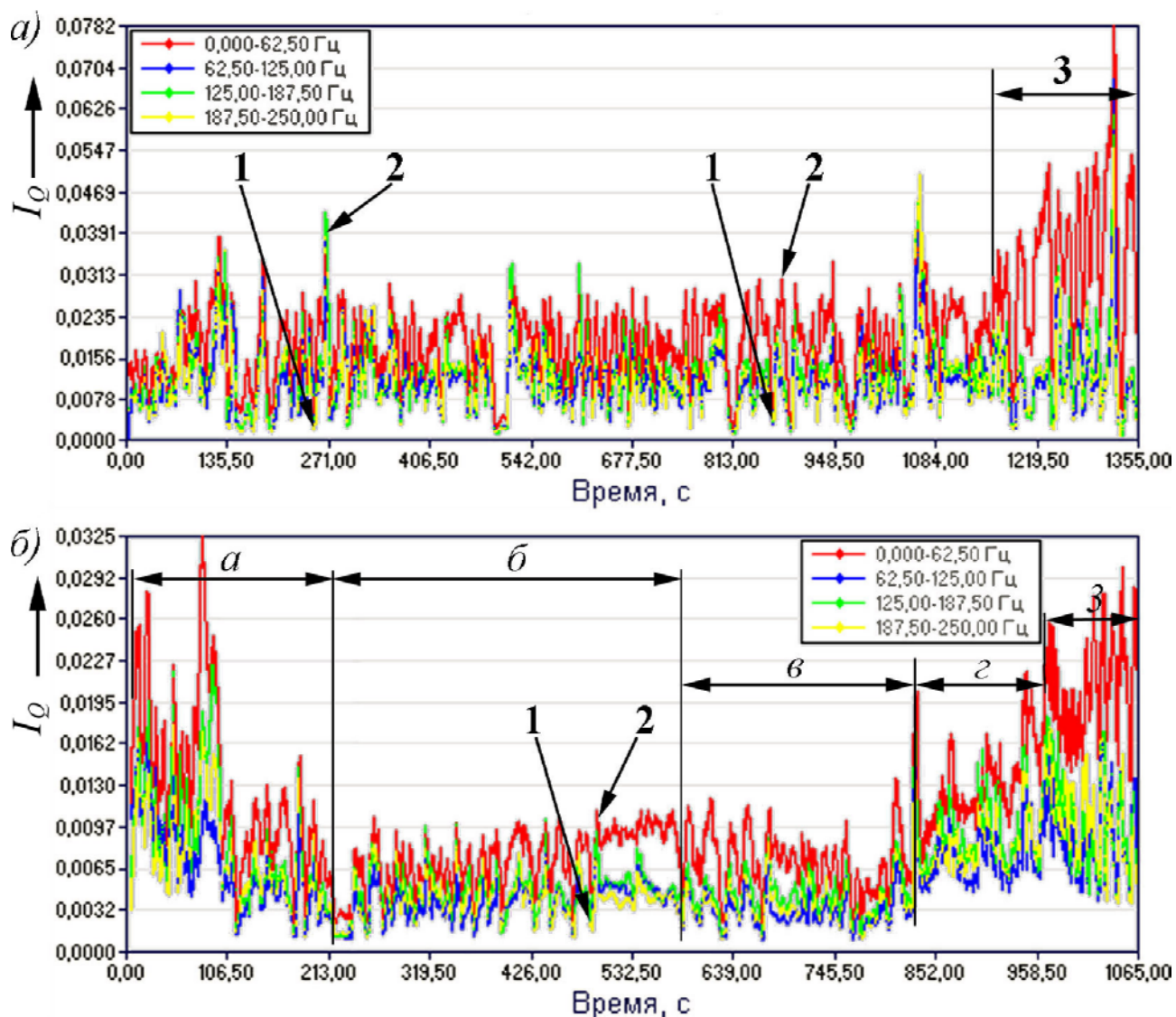


Рисунок 3.14 – ИО диссипативной составляющей трения ФС при использовании смазочных материалов: *a* – ДонАГС; *б* – РАПС

Смазочный материал ДонАГС (рисунок 3.13, *a*), несмотря на высокий ресурс, обладает низкой нагрузочной стойкостью и адгезией. На поверхностях

возникают локальные мостики схватывания, что вызывает значительные инерционные колебания механической подсистемы «колесо – рельс». Динамические свойства трибосистемы проявляются в большом количестве моментов потери устойчивости фрикционных связей по амплитуде или фазе, а также высоким среднеквадратичным отклонением ИО диссипативной составляющей трения (рисунок 3.14, *а*) [13].

Смазочный материал Литол-24 (рисунок 3.13, *б*) обладает минимальным ресурсом 190 секунд, однако имеет наивысшие среди рассмотренных смазочных материалов адгезионные связи со ТС «колесо – рельс», проявляющееся в сравнительно постоянной величине ИО степени диссипации (2.18) – $I_\gamma \approx 0,6$ и минимальном количестве моментов потери устойчивости фрикционных связей. Снижение коэффициента трения с 0,17 до 0,1 в момент времени, обозначенный цифрой 4, обусловлен подпиткой ФК смазочным материалом, выдавленным ранее из зоны ФК. Однако применение смазочного материала Литол-24 в открытой паре трения не рекомендуется ввиду малого его ресурса разового нанесения, возможностью его выдавливания на тяговую поверхность, попадания в смазочный материал пыли, что может приводить к обратному эффекту lubrication – дополнительному механическому изнашиванию колёс и рельсов [13].

Смазочные материалы РП (рисунок 3.13, *в*) и Химеко (рисунок 3.13, *г*) имеют приблизительно одинаковый ресурс разового нанесения – 570...600 секунд, однако адгезионные свойства Химеко лучше смазочного материала РП, проявляющиеся в меньшем количестве относительной потери устойчивости фрикционных связей [13].

Смазочный материал РАПС (рисунок 3.13, *д*) по своим трибологическим свойствам имеет четыре фазы работы: *а* – образования фрикционных связей с поверхностями колеса и рельса (разнесение и намазывание битумной основы, заполняющей микротрещины поверхностей; образование прочных адгезионных связей); *б* – режим стабильной работы смазочного материала с графитными включениями; *в* – область образования силикатных оксидов смазочного материала и уменьшения количества битумной основы; *г* – область залечива-

ния микротрещин соприкасающихся поверхностей благодаря силикатным включениям в смазку РАПС, характеризующейся минимальным среднеквадратичным отклонением ИО степени диссипации (2.18). При износе силикатных включений увеличивается коэффициент трения до режима сухого контакта, снижается ИО степени диссипации, а её среднеквадратичное отклонение – возрастает (3 на рисунке 3.13, д) [13]. Соответствующие области можно проследить на рисунке 3.14, б ИО диссипативной составляющей трения по диапазонам частот.

Сравнение ИО диссипативной составляющей трения трибосистемы при использовании смазочных материалов ДонАГС (рисунок 3.14, а) и РАПС показало, что при использовании РАПС на внешнее трение расходуется в 1,5...2 раза меньше диссипативной энергии (области б и в на рисунке 3.14, б), т.е. сил сопротивления движению. Это обусловлено отсутствием непосредственного ФК гребня колеса с боковой поверхностью рельса, хорошей адгезией смазочного материала РАПС с металлом, что связано с отсутствием локальных мостиков схватывания, снижением инерционных колебаний и отсутствием моментов потери стабильности трибосистемы. Данное состояние трибосистемы наглядно видно на рисунке 3.13, д, на котором видны лишь единичные моменты потери стабильности [13].

Показано, что использование метода ТСИ при динамическом мониторинге эффективности работы рельсосмазывающих поездов позволяет идентифицировать *наличие или отсутствие смазочного материала на боковой поверхности головки рельсов, его ресурс разового нанесения, а также качество использованных при лубрикации смазочных материалов*. При низком качестве смазочного материала либо неудовлетворительной работе рельсосмазывающих поездов использование указанного метода позволит *идентифицировать возможное атермическое схватывание колёс и рельсов* с последующей передачей информации в центр мониторинга спутниковыми информационными технологиями ГЛОНАСС для повторного проведения технологии по лубрикации рельсов.

Трибоспектральная идентификация остаточного ресурса разового нанесения смазочных материалов

Для решения задачи ТСИ остаточного ресурса разового нанесения смазочных материалов, нанесённых рельсосмазывающими поездами на рельсы, были выполнены сравнительные испытания трибосистемы «колесо – рельс» [133]. Результаты представлены на рисунке 3.15.

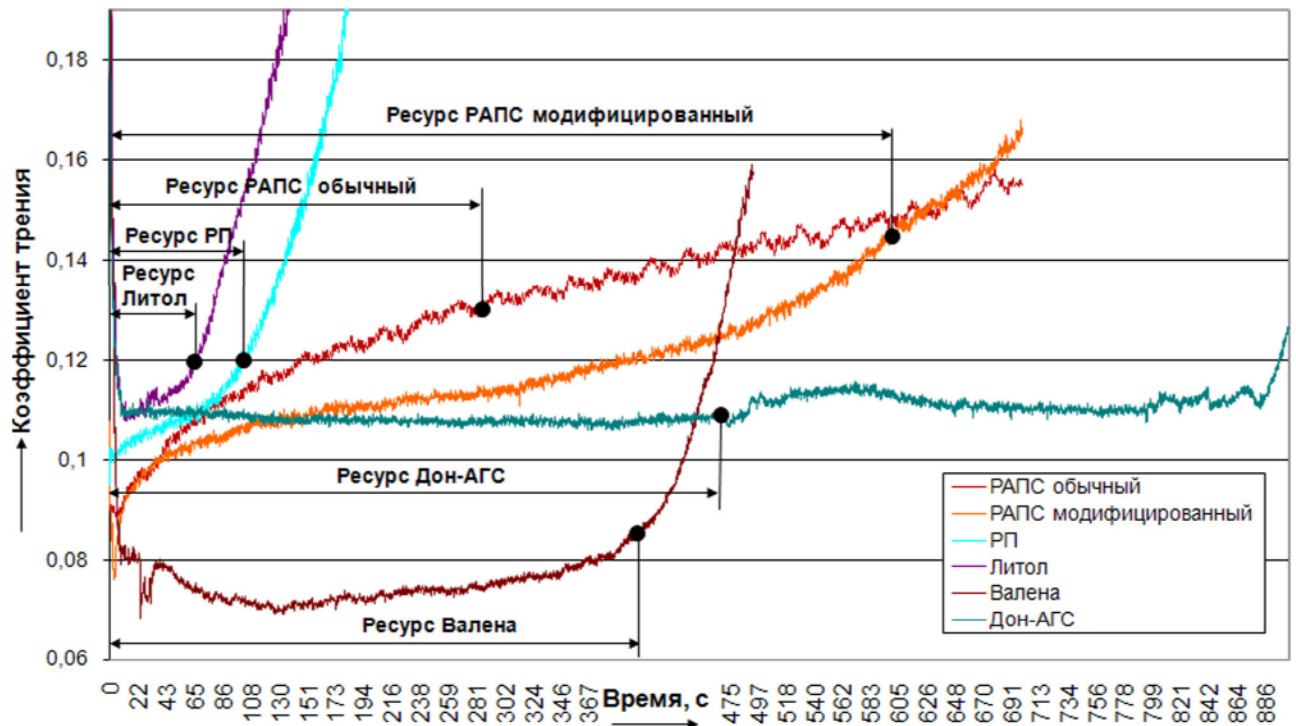


Рисунок 3.15 – Сравнительная характеристика смазочных материалов по величине коэффициента трения

Анализ триботехнических характеристик по ресурсу смазочного действия показал, что стабильным по величине коэффициента трения и продолжительности является ресурс смазочного материала Дон-АГС. Однако необходимо учитывать его физико-химические свойства возможной постоянной подпитки ФК смазочным материалом в лабораторных условиях, что и обуславливает его продолжительную работу. В эксплуатационных же условиях подпитка ФК смазочным материалом Дон-АГС исключена, поэтому по величине коэффициента трения оценивать его ресурс нельзя.

Аналогичными свойствами обладает смазочный материал Валена. Наименьшей величиной коэффициента трения обладает смазочный материал Вале-

на ($\approx 0,07$), а в начальный момент времени – РАПС ($\approx 0,078$); Дон-АГС – стабильное значение 0,11; коэффициент трения смазочных стержней РАПС возрастает до величины 0,14...0,16 – табл. 3.7. Наилучшие результаты по ресурсу смазочного материала показали твёрдые смазочные покрытия (ТСП) после разового их нанесения – РАПС обычный и РАПС модифицированный.

Таблица 3.7 – Триботехнические характеристики смазочных материалов [133]

Тип смазочного материала	Коэффициент трения	Ресурс, с
Литол-24	0,11–0,27	50
РП	0,09–0,21	100
РАПС-1	0,11–0,17	280
Валена	0,08–0,18	400*
Дон-АГС	0,11–0,13	470*
РАПС модифицированный	0,07–0,17	590

Примечание: * – за счёт подпитки смазочным материалом, характеризующимся как «выдавленный объём»

Для идентификации остаточного ресурса разового нанесения, момента очередного нанесения смазочного материала и сравнительных характеристик диссипативных потерь во ФК «гребень колеса – рельс» одновременно с фиксацией триботехнических характеристик был выполнен динамический мониторинг ИО диссипативной составляющей трения по изменению частотных характеристик ККП (2.10). Использование динамического мониторинга для определения ресурса смазочного действия материалов, используемых для лубрикации антифрикционного контакта колеса с рельсом, позволяет уточнить момент появления ювенильных участков трения по значительному возрастанию величины диссипативной составляющей трения по сравнению с трением, когда в контакте колеса с рельсом находится третье тело, т.е. смазочный материал.

Например, изменение ИО диссипативной составляющей трения «колесо – рельс» с использованием рельсовой пасты РП (рисунок 3.16) более чем в 2...3 среднеквадратических отклонения от установившегося значения соответствует

переходу от трения колеса с рельсом со смазочным материалом к трению без него, т.е. окончании ресурса смазочного действия. Таким образом, максимальный ресурс разового нанесения РП ограничен 130 с. Рельсовая паста имеет величину степени диссипации, в два раза превышающую степень диссипации смазочных материалов Дон-АГС, Валена и Литол-24, что свидетельствует о меньшем количестве «выдавленного объёма» и более высокой адгезии с поверхностью трения. Несмотря на указанное положительное свойство РП, значительная величина разброса значений указанных ИО (её среднеквадратичного отклонения) свидетельствует о нестабильной адгезионной связи рельсовой пасты с металлом при высоких контактных нагрузках и её возможного выдавливания [133].

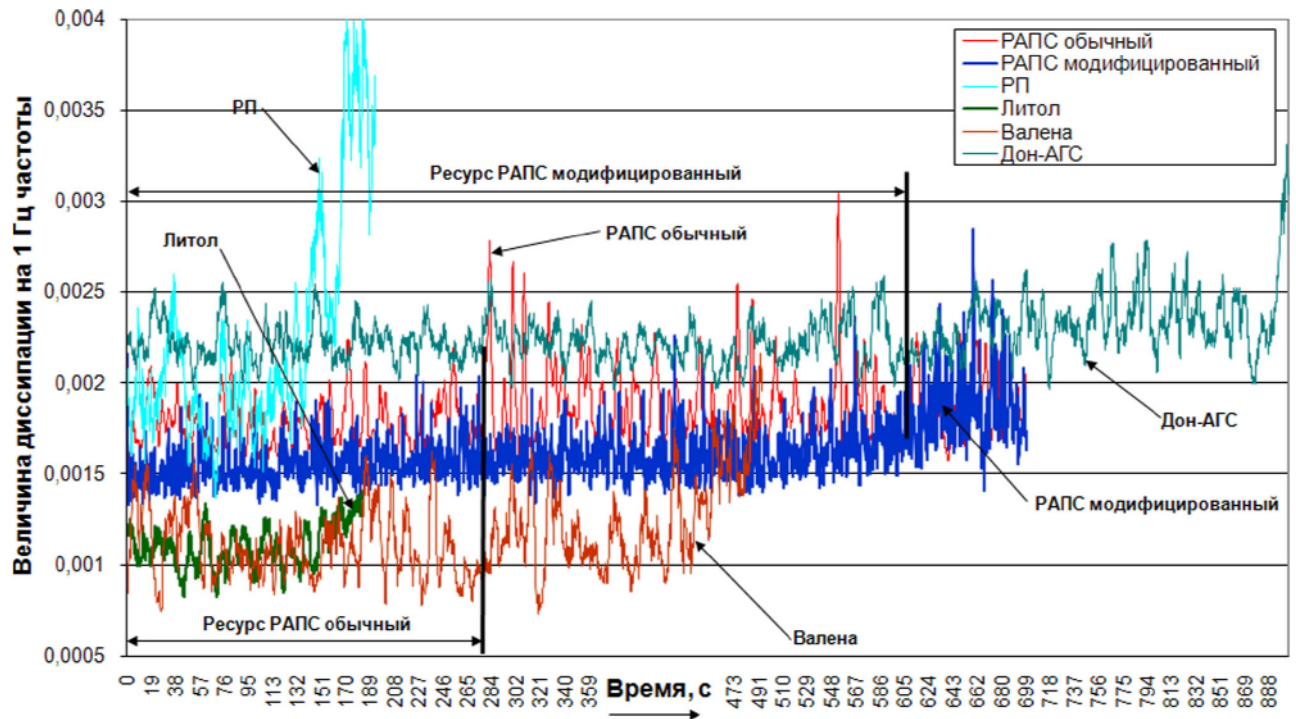


Рисунок 3.16 – ИО диссипативной составляющей трения трибосистемы «ребро колеса – боковая поверхность рельса» по величине сил трения, приходящихся на единицу частоты колебательного движения

Смазочный материал Дон-АГС имеет продолжительный ресурс в 475 с по изменению коэффициента трения (см. рисунок 3.15), однако анализ ИО диссипативной составляющей трения (см. рисунок 3.16) показывает значительную величину её дисперсии на протяжении всего эксперимента, что свидетельствует о низкой величине адгезии смазочного материала и постоянном образовании

ювенильных участков фрикционного взаимодействия. Следовательно, смазочный материал для открытой фрикционной пары «колесо – рельс» применять не рекомендуется, а его ресурс можно принять равным 19 с [133].

Анализ трибосистемы «колесо – рельс» по изменению дисперсии ИО диссипативной составляющей трения с использованием смазочного материала Валена позволил установить период приработки 55 с и ресурс его смазочного действия 178 с, что значительно меньше, чем по изменению коэффициента трения (см. табл. 3.7). Смазочный материал Литол-24 обладает одинаковым со смазочным материалом Валена уровнем диссипации, но значительно меньшим ресурсом в 56 с.

Наиболее стабильными диссипативными свойствами обладают смазочные стержни РАПС. Как видно из рисунка 3.15, в результате действия высоких контактных нагрузок и твёрдой основы смазочного покрытия в начальный период нанесения смазочного материала (до 15 с) формируется основа – коэффициент трения падает до величины 0,07. С 20 с по 242 с изнашивание модельного ФК «колесо – рельс» с использованием данного смазочного материала характеризуется стабильным среднеквадратичным отклонением диссипации (см. рисунок 3.16), т.е. формированием надёжной адгезионной основы. С 242 по 280 с эксперимента проявляются ювенильные участки, что приводит к резкому возрастанию ИО диссипативной составляющей трения и последующему развитию автоколебательных режимов, что недопустимо, так как повышается сопротивление движению, температура пар трения, снижается тяговая мощность локомотивов [133].

Наличие микрокапсульной структуры и силикатных включений смазочного материала РАПС модифицированный [192] обеспечивает шлифующее воздействие на фрикционные поверхности, в результате чего устанавливается равновесная шероховатость, снижается коэффициент трения по сравнению с предыдущим смазочным материалом до $\Delta f = 0,02$ (см. рисунок 3.15), дисперсия ИО диссипативной составляющей трения (см. рисунок 3.16) стабильна относительно математического ожидания, а ресурс разового нанесения возрастает до 600 с [134].

В табл. 3.8 представлены ИО диссипативной составляющей трения трибосистемы при использовании различных смазочных материалов, предназна-

ченные для разработки систем автоматического управления лубрикаторами [192] и пропуска рельсосмазывающих поездов. Таким образом, при помощи ТСИ и динамического мониторинга возможно определять наличие или отсутствие смазочного материала на боковой поверхности рельса, но и также их ресурс разового нанесения до появления ювенильных участков трения.

Таблица 3.8 – Пороговые значения коэффициента трения, диссипации трибосистемы и ресурса смазочного действия [133]

Тип смазочного материала	Коэффициент трения	Пороговое значение ИО I_Q	Предельный ресурс, с
Дон-АГС	0,13	0,0022	19
Литол-24	0,12	0,0011	56
РП	0,13	0,0025	130
Валена	0,1	0,0012	178
РАПС обычный	0,13	0,0020	280
РАПС модифицированный	0,13	0,0018	600

В заключение данного раздела представим на рисунке 3.17 фотографии поверхностей трения, полученных после использования смазочных материалов: Дон-АГС, Литол-24, РП, Химеко, Валена, РАПС обычный и РАПС модифицированный [133]. Анализ поверхностей трения свидетельствует, что наилучшие характеристики поверхности получаются при использовании смазочных материалов Валена (рисунок 3.17, *д*) и РАПС модифицированный (рисунок 3.17, *ж*). В первом случае поверхность трения становится гладкой, наблюдаются остатки смазочного материала Валена голубого цвета. При использовании смазочного материала РАПС обычный (рисунок 3.17, *е*) наблюдаются остатки полимерно-битумной основы, покрывающие все микровпадины поверхности трения и препятствующие механическому изнашиванию поверхностей трения. При использовании смазочного материала Дон-АГС (рисунок 3.17, *а*), рельсовой пасты РП (рисунок 3.17, *в*) наблюдаются следы термоповреждений. В первых двух случаях это обусловлено низкой несущей способностью и адгезией смазочных мате-

риалов с поверхностью трения; в третьем случае – износом смазочного материала РАПС, в частности силикатов кремния, с последующим испытанием в режиме граничной смазки. При использовании смазочных материалов Дон-АГС (см. рисунок 3.17, *а*) и Химеко (рисунок 3.17, *з*) наблюдаются элементы абразивно-механического изнашивания **2** и **4**.

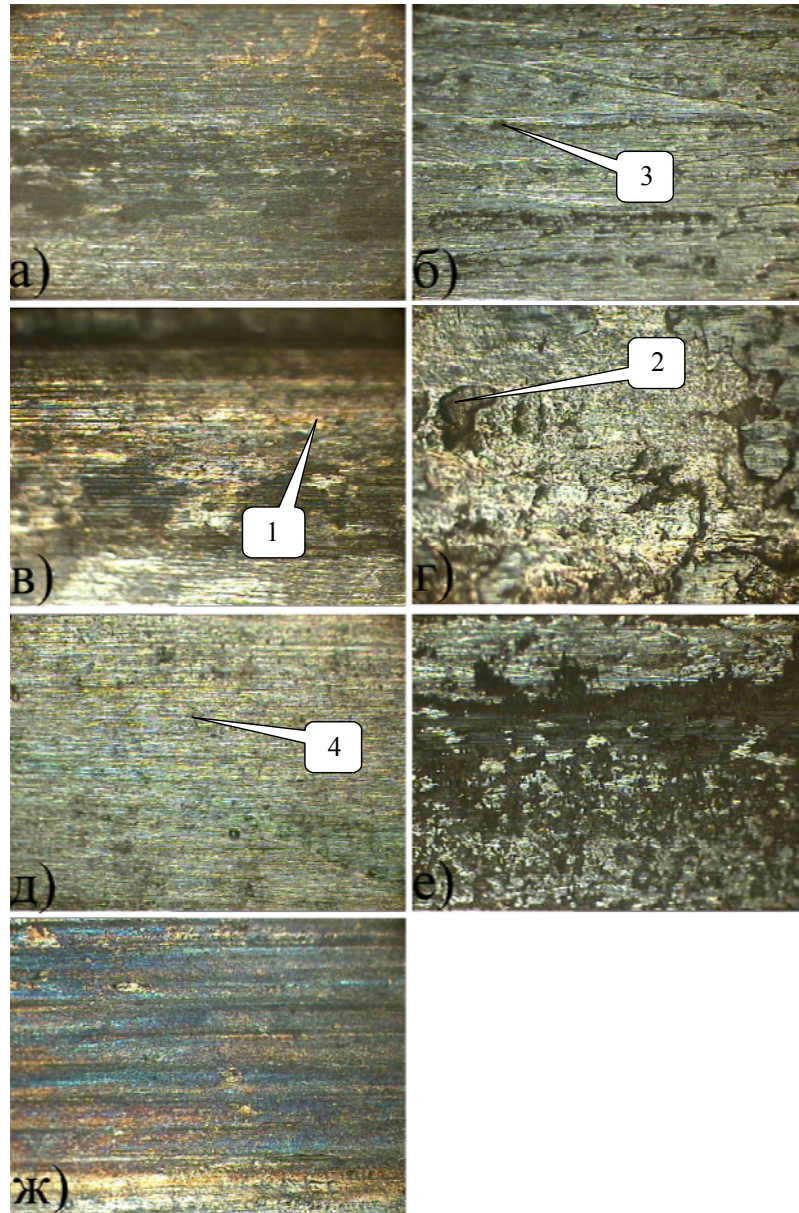


Рисунок 3.17 – Фотографии поверхностей трения верхнего образца ($\times 100$), моделирующего взаимодействие гребня колеса с боковой поверхностью рельса при использовании смазочных материалов: *а* – Дон-АГС, *б* – Литол-24, *в* – РП, *г* – Химеко, *д* – Валена, *е* – РАПС обычный, *ж* – РАПС модифицированный; **1** – окислительный; **2** – абразивный; **3** – при заедании; **4** – механический виды изнашивания

Разработка метода оценки триботехнических и трибоспектральных характеристик твёрдых смазочных материалов

Развитие вычислительной техники, информационных технологий способствует интенсификации научных исследований. В XXI веке наряду с жидкими и пластичными смазочными материалами [160] при эксплуатации ТС появились новые *твёрдые смазочные материалы* (ТСМ). Особенно актуально применение ТСМ для открытых пар трения, таких как антифрикционный УТ гребней колёсных пар с боковой поверхностью головки рельсов. Однако до сих пор не существует стандартизованных методик оценки триботехнических и трибоспектральных характеристик ТСМ. ТСМ – смазочные стержни [178] имеют твёрдую оболочку, заполненную вязкопластичным смазочным материалом, либо представляют твёрдые безоболочечные стержневые элементы. Для ТСМ не представляется возможным определить трибологические характеристики по ГОСТ 9490-75, получаемые на четырёх шариковой машине трения, а также такие характеристики, как показатель пенетрации по ГОСТ 5346-78, эффективной вязкости по ГОСТ 26581-85 [142].

В связи с этим предлагается новый проект ГОСТа, разработанный и внесенный для обсуждения и утверждения федеральным государственным бюджетным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» [142]. Настоящий стандарт распространяется на ТСМ, который устанавливает метод оценки основных трибологических характеристик (рисунок 3.18) при смазывании рабочих поверхностей открытых УТ конкретных механических систем:

а) коэффициент трения f при ротапринтном смазывании ТСМ поверхностей трения [167] и сочетании максимальных уровней нагрузок N , скоростей скольжения $V_{ск}$ или качения V_k , соответствующие их техническим условиям, обеспечении заданных частот k_i и форм A_i собственных колебаний, частот ω_j и амплитуд A_j внешнего воздействия по двум ортогональным координатам нормального и тангенциального взаимодействия поверхностей трения;

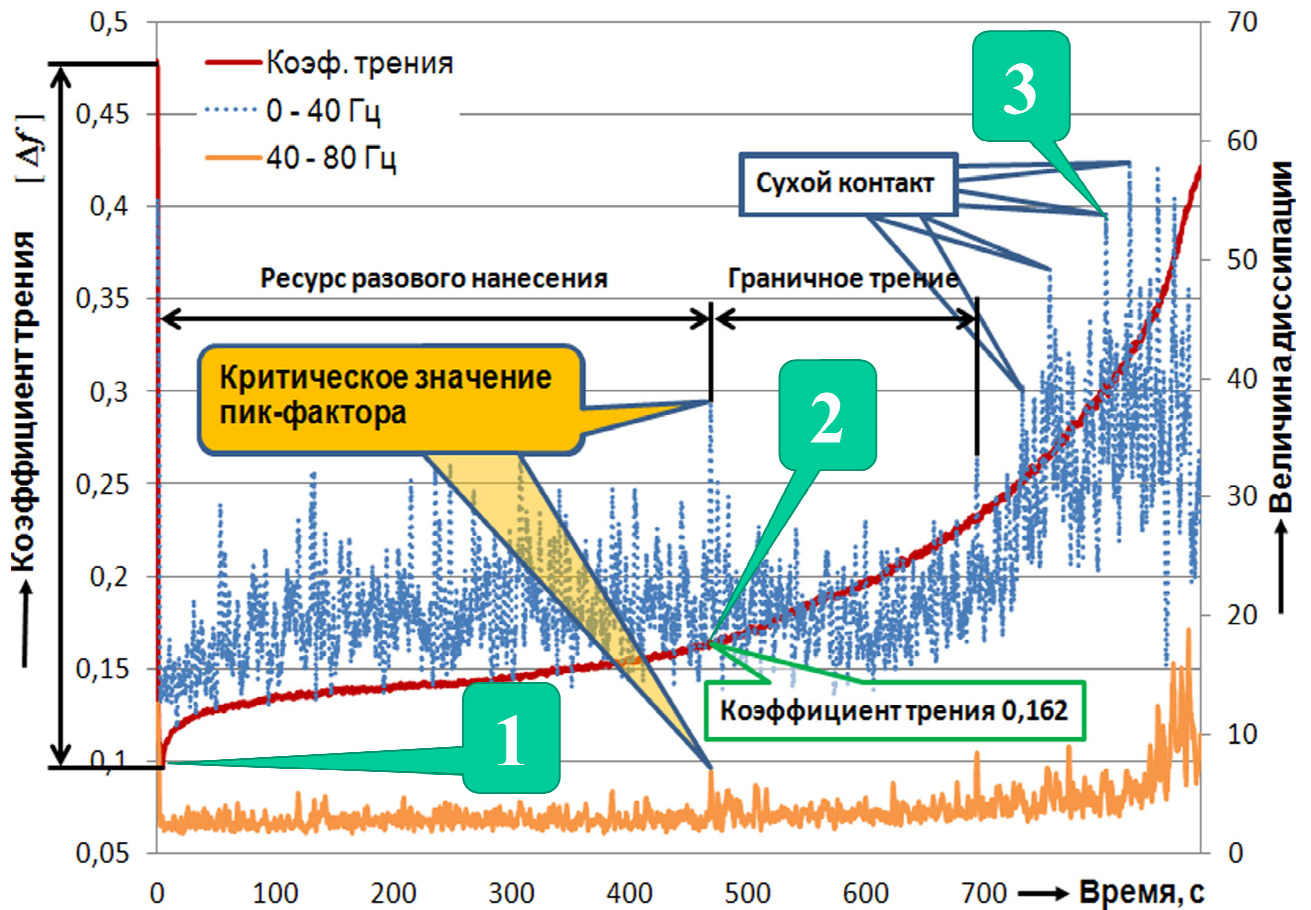


Рисунок 3.18 – Идентификация разового нанесения ТСП: **1** – момент разового нанесения ТСП на гребень колеса; **2** – момент перехода от трения со СМ к граничной смазке; **3** – трение без СМ

б) снижение коэффициента трения $[\Delta f]$ в контакте после нанесения ТСП (показатель износостойкости и энергоэффективности), которое можно оценить в ходе модельных испытаний на машинах трения типа Amsler при постоянном наличии в зоне контакта ТСП;

в) ресурс смазочного слоя при разовом нанесении, сформированного на образцах не выдавленным объемом ТСП, и его переносе, который можно оценить в ходе модельных испытаний на машинах трения типа Amsler по фактам повышения коэффициента трения f на 25 % своего минимального уровня;

г) несущая способность, как показатель нагрузки на контакте рабочих поверхностей, при которой остаточная деформация менее прочного элемента УТ достигает допустимого значения; её можно оценить в ходе модельных испытаний на машинах трения типа Amsler по методике определения нагрузки заедания;

д) коэффициент перехода, как показатель способности ТСМ к переносу с одного образца на другой;

е) учитывая специфику работы открытых УТ, высокий уровень влияния динамических нагрузок, протекающих во ФК, с динамическими нагрузками в механической подсистеме, приводящие к изменению на порядок выходных триботехнических характеристик ТСМ (пункты а–д), испытания необходимо проводить в соответствии с методикой ТСИ [169] набором базы трибоспектральных оценок эффективности ТСМ. При этом динамические характеристики машины трения типа Amsler на дискретном множестве частот должны соответствовать динамическим характеристикам механической подсистемы. Оценку эффективности коэффициента трения f необходимо проводить по методике определения частотной функции передачи по возрастанию ИО диссипативной составляющей трения трибосистемы на величину, превышающую заданную величину среднеквадратичного отклонения относительно математического ожидания после непосредственного нанесения ТСМ на образец [148];

ж) момент перехода к граничной смазке устанавливается по значению пик-фактора ИО диссипативной составляющей трения, вычисленным по АФЧХ.

Результаты испытаний показали [14, 4, 190, 191], что в зависимости от состояния антифрикционного контакта колеса с рельсом с течением времени увеличивается коэффициент трения f (моменты времени 1, 2 и 3, см. рисунок 3.18), уменьшается запас устойчивости по амплитуде L и возрастают ИО диссипативной составляющей трения I_Q и степени диссипации I_γ (табл. 3.9).

Это соответствует переходу указанных координат состояния системы «колесо – рельс» из одного стационарного состояния в другое. Анализ АФЧХ (рисунок 3.19) показал, что переход трения во ФК «колесо – рельс» со СМ к граничной смазке характеризуется возрастанием упругих (коэффициента трения) и инерционных свойств, уменьшением диссипативных свойств (повышением добротности системы). Анализ АФЧХ (рисунок 3.20) показал, что переход от граничной смазки к трению без смазочного материала характеризуется возрастанием упругих, диссипативных и инерционных свойств трибосистемы.

Таблица 3.9 – Сравнительные характеристики трибосистемы «колесо – рельс»

N	Время, с	Коэф. трения f	Интегральные оценки				
			Запаса устойчивости по амплитуде L , дБ	Диссипативной составляющей трения I_{γ}	Степени диссипации I_{γ}	Энергетических потерь I_f	Коэффициента когерентности I_C
1	3,45	0,104	37,3	3,02	0,79	0,78	0,57
2	468,6	0,163	24,7	4,72	0,57	1,41	0,30
3	802,45	0,301	12,5	6,83	0,70	53,39	0,50

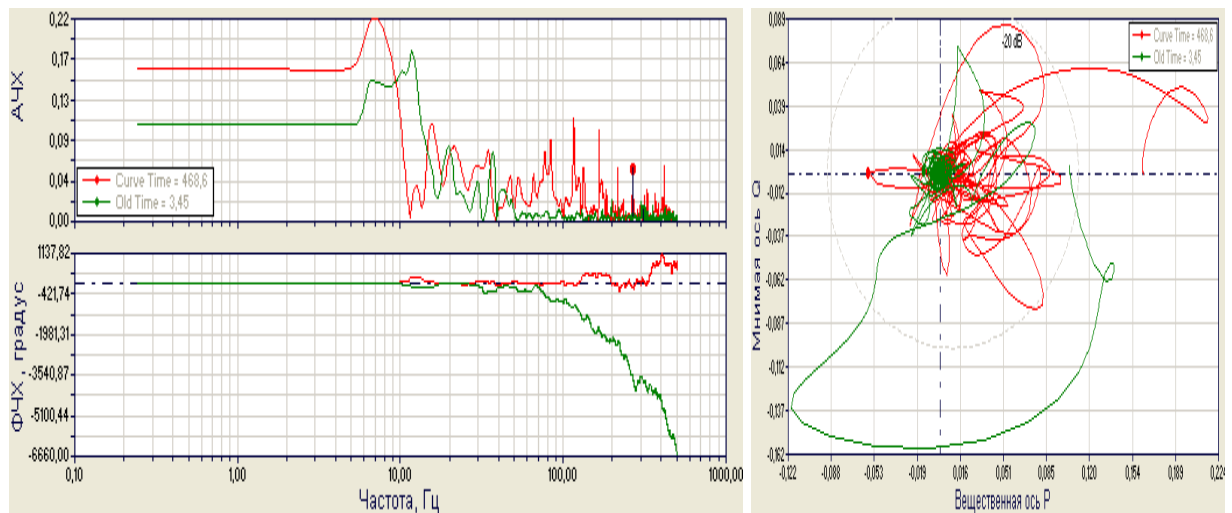


Рисунок 3.19 – АЧХ и ФЧХ (а) и АФЧХ (б) трибосистемы «колесо – рельс» при переходе от трения во ФК со смазочным материалом к граничной смазке

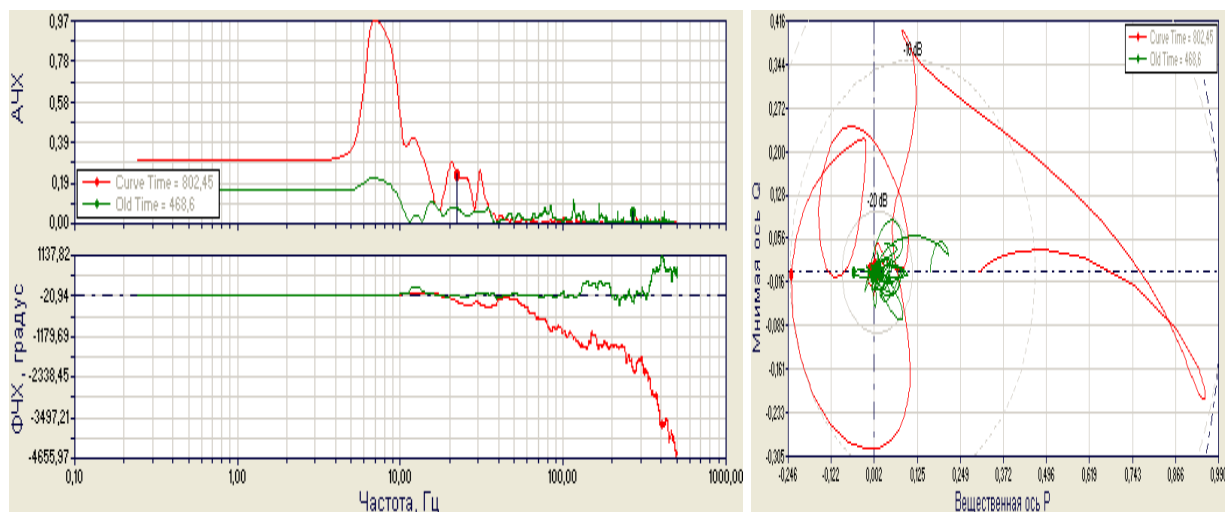


Рисунок 3.20 – АЧХ и ФЧХ (а) и АФЧХ (б) трибосистемы «колесо – рельс» при переходе от граничной смазки к трению без смазочного материала

Таким образом, состояние 3 принципиально отличается от состояния 1, так как при отсутствии ТСП по АФЧХ трибосистемы можно идентифицировать не только изменение упругих, диссипативных и инерционных свойств, но и термическое и атермическое схватывание. Использование основ ТСИ и динамического мониторинга позволяет повысить эффективность эксплуатации системы «колесо – рельс» рельсосмазывающими поездами, которые с использованием современных информационных технологий типа ГЛОНАСС могут передавать полученную информацию о наличии или отсутствии смазочного материала, его остаточном ресурсе в диспетчерский центр управления для принятия оперативных действий.

3.5 Мониторинг триботермодинамики фрикционной подсистемы «колесо – рельс»

Наиболее напряжённые условия взаимодействия подсистемы «колесо – рельс» складываются при вписывании ПС в криволинейные участки пути малого радиуса с отличным от нуля непогашенным ускорением, обусловленным пониженной или повышенной его скоростью движения по сравнению с нормативной, и на сортировочных горках.

1 При движении ПС в криволинейных участках пути малого радиуса с отрицательным или положительным непогашенным ускорением, отсутствии СМ в контакте гребней колёсных пар с боковой гранью головки рельса под действием потенциальных или боковых инерционных сил гребни колёсных пар одновременно контактируют с боковой гранью головки рельса. Возникающие в местах ФПК нормальные и тангенциальные напряжения превышают предел текучести материалов колёс и рельсов, что приводит к пластическому деформированию гребней колёсных пар (остроконечному накату) [146]. Контактное боковое давление в средней части гребней колёс и головки рельса может достигать величины 3,5 ГПа [74]. Разрушение поверхностных адсорбированных газовых плёнок и загрязнений обуславливает обнажение отдельных ювенильных площадок металла. Внешними признаками повреждаемости гребней колёсных

пар являются образование глубоких борозд, вырывов, рисок, наростов, оплавлений (рисунок 3.21).

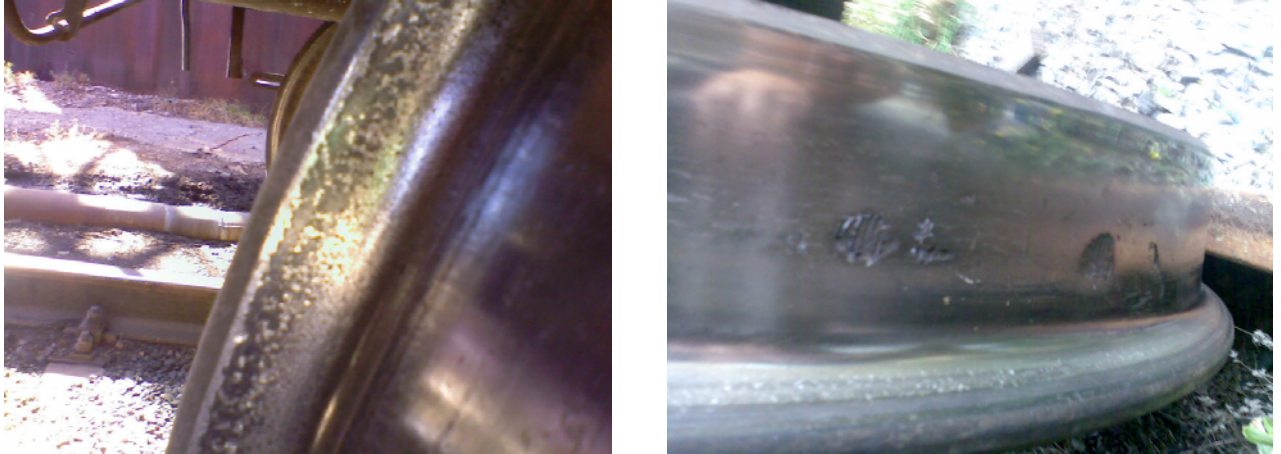


Рисунок 3.21 – Внешние признаки повреждаемости колёсных пар

С 1995 г. на железнодорожном транспорте применяются технические средства лубрикации [240, 146, 175, 192], реализующие ротапринтно-контактный способ подачи ТСМ в открытые УТ, каким является ФК «гребень колеса – боковая поверхность головки рельса». Технические средства лубрикации уменьшают износ колёс и рельсов и повышают их технический ресурс. Однако сверхнормативный износ колёсных пар и рельсов остаётся ещё достаточно высоким. Например, ресурс колёсных пар по причине остроконечного наката *не достигает* 600 тыс. км, а рельсов в криволинейных участках пути – 1 млн ткм брутто. В 2009 г. на замену рельсов в криволинейных участках пути по причине их сверхнормативного износа было потрачено более 1 млрд руб.; по причине остроконечного наката гребня обтачиваются более 40 % всех колёсных пар. Отсутствуют *системы мониторинга* работ по гребне- и рельсосмазыванию, контроля достаточного количества СМ на боковой поверхности головки рельсов, что снижает эффективность применения технических средств лубрикации.

Расчёты распределения контактных напряжений по Герцу в бесконечном полупространстве показывают [74], что непосредственно под площадкой контакта материал колёс и рельсов находится в объёмном напряжённом состоянии. Три компоненты напряжений примерно равны, что обеспечивает высокий уровень несущей способности материала. На глубине материала эти напряжения

становятся неравными, что обуславливает достижение максимальных касательных напряжений своего наивысшего значения. При вписывании ПС в криволинейные участки пути к поверхностям колёс и рельсов прикладываются тангенциальные усилия, что вызывает повышение максимальных касательных напряжений, которые смещаются ближе к поверхности. При движении ПС в местах ФПК колёс и рельсов под поверхностью возникает циклическое напряжение сжатия – растяжения, приводящее к накоплению подповерхностной пластической деформации, возникновению остаточных напряжений в металле. Такое поведение материала является причиной различных видов контактно-усталостных дефектов в колёсах и рельсах [74], возрастания динамических составляющих фрикционного взаимодействия, что сказывается на безопасности движения, может вызывать такие режимы движения ПС, как *фрикционные автоколебания и боксование*.

Конструктивное исполнение колёс и рельсов выполнено таким образом, что металл не имеет свободного направления для деформации и поэтому выдерживает высокие значения контактного давления [74]. Значительные нагрузки в сочетании со значительными скоростями скольжения приводят к повышению температуры в контактной области колеса с рельсом (её величина может быть сопоставима с температурой плавления материала колеса), что вызывает изменение физико-механических свойств ФК и снижает стабильность динамических характеристик [134], формирует в контактной зоне гребней колёс с рельсами *условий схватывания I и II рода* [94], что может значительно снижать безопасность движения.

При трении с проскальзыванием диссипация энергии происходит по следующим направлениям: генерирование теплового потока (около 90 %), остальное – накопление деформаций, точечных дефектов, дислокаций, излучение в виде акустических волн, звука, электронов и других факторов [19]. В результате нелинейной взаимосвязи более чем пятидесяти факторов, их зависимости от условий окружающей среды и динамических параметров системы генерируемый во ФК тепловой поток не стационарен [169].

Схватывание I рода – процесс недопустимой повреждаемости поверхности трения при небольших скоростях трения. *Атермическая пластичность* металла обуславливает интенсивную деформацию поверхностных объёмов металла и *возникновение локальных металлических связей*, их пластическую деформацию, разрушение плёнок окислов и адсорбированных плёнок СМ, выход на поверхность ювенильных участков металла, активизацию частиц металла поверхностных слоёв, их отделение и налипание на сопряжённой поверхности контакта, повышение коэффициента трения.

Схватывание II рода – процесс недопустимой повреждаемости поверхности трения, выражающейся в их нагревании. Выделение тепла выше допустимых для контактирующих материалов значений обуславливает деформацию поверхностей трения, контакт ювенильных поверхностей металла, сближение поверхностей на расстояние порядка межатомных радиусов и, как следствие, *увеличение ФПК*. *Деформация местных металлических связей* и их разрушение в форме трещин при последующем переносе частиц металла на сопряжённую поверхность трения связаны с теплофизическими свойствами трущихся тел и характерны для закалённых металлов, так как у них более резко происходит переход к термической пластичности.

Исследования, выполненные в 2007–2009 гг. при выполнении научно-исследовательской работы 19.5.002р «Оптимизация ширины рельсовой колеи» [155], показали, что большое количество факторов приводит к уменьшению ФПК гребней колёс с рельсами, повышению контактных нагрузок колёс ПС с рельсами. Были выделены следующие факторы:

- техническое состояние ПС определяется продлённым сроком службы парка грузовых вагонов [100];
- разность диаметров колёсных пар, неисправность шкворневого узла и узла опирания кузова на скользуны и многие другие, всё это в комплексе приводит к возникновению дополнительных моментов, стремящихся развернуть колёсную пару в колее или препятствующих её свободному вписыванию;

- превышение расчётной осевой нагрузки вагона при выполнении операций погрузки груза на промышленных предприятиях;
- движение грузовых и пассажирских составов по одному и тому же пути, в котором возвышение наружного рельса в кривых рассчитано на скоростное пассажирское и является избыточным для грузового;
- снижение величины ФПК определяется количеством активных микрообъёмов и обуславливает значительное возрастание триботермодинамики поверхностей во ФК [129].

Перед железнодорожным транспортом в XXI веке стоят задачи по увеличению объёма перевозок грузов, снижению себестоимости перевозок. Это обуславливает повышение осевых нагрузок ПС и его скоростей движения. Это может привести к дальнейшему увеличению износа колёс и рельсов без надлежащего использования информационных технологий и динамического мониторинга технического состояния подсистемы «колесо – рельс» [13].

2 Одним из основных дефектов, влияющих на работу грузового ПС, является образование неравномерного износа поверхности катания колёсных пар (ползунов), которые выражаются в виде отслоения материала, появления острых кромок, повышения динамических нагрузок повреждённого участка, увеличения зоны дефекта и отбраковки колёсных пар. Основной причиной образования односторонних ползунов продолжает оставаться применяемая на станциях технология роспуска вагонов с башмачным торможением [143].

Горочные тормозные башмаки и колёсные пары работают в тяжелейших условиях, при которых возникают термомеханические повреждения. Процесс образования таких повреждений на сортировочных горках при башмачном торможении отличается от процесса образования аналогичных повреждений при обычном торможении тем, что, во-первых, по рельсу скользит только одно колесо, а во-вторых, на поверхности катания рельса образуются навары закалённого металла, твёрдость которых достигает до HB 800 [143]. Навары закалённого металла на рельсах интенсифицируют процесс образования ползунов на колёсах, а сами рельсы требуется заменять на новые. Увеличение числа вагонов в

отцепе, уменьшение доли вагонов лёгкого веса при относительно постоянной мощности тормозных позиций приводит к увеличению необходимой длины тормозного пути (длины юза). Даже самый щадящий режим башмачного торможения приводит к повреждениям поверхности катания колёс. В большинстве случаев возникают ползуны глубиной 0,4–0,9 мм и светлые пятна различного размера, по-разному расположенные на обод колеса.

На рисунке 3.22 показано старое (развивающееся в течение 8 месяцев) повреждение, перешедшее в критическую стадию, начало которому положил небольшой (20 мм) дефект, возникающий из-за проскальзывания колеса, местного значительного нагрева и металлургического повреждения в ограниченной зоне. Указанные дефекты повышают динамические нагрузки на повреждённом участке и зону дефекта.

Механическая обработка на поздней стадии развития дефекта приводит как к значительному снижению срока службы колеса, так и к большому риску глубокого распространения поврежде-

ния в обод колеса. Существует большая вероятность того, что это повреждение снова возникнет при возврате колеса в эксплуатацию. Шлифовка краёв дефекта

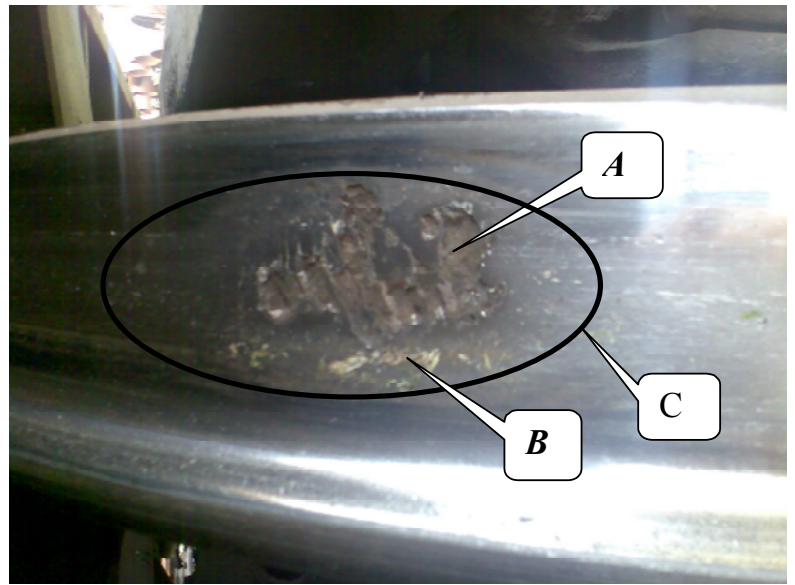


Рисунок 3.22 – Типичный, находящийся на последней стадии дефект колеса: **A** – область значительного проскальзывания, местного нагрева, металлургического повреждения в ограниченной зоне; **B** – сплющивание металла вокруг ударной зоны и растрескивание под поверхностью приводит к ещё большему выкрашиванию металла; **C** – удары, повторяющиеся в одной и той же точке, вызывают в течение длительного периода сплющивание металла на поверхности катания колеса

просто обусловит более длительное его проявление. Когда дефектное колесо остаётся в эксплуатации в течение длительного времени, то это может привести к тому, что и на соседней колёсной паре образуются дефекты.

Для повышения ресурса колёсных пар грузовых вагонов, предотвращения односторонних ползунов на колёсных парах при роспуске вагонов с сортировочных горок в РГУПС были выполнены исследовательские работы по триботермодинамике механической системы с использованием методик ФММ и ТСИ [169]. В результате исследований была разработана противоползунная система, работа которой основана на смене поверхности контакта неподбашмаченного колеса подбашмаченной колёсной пары с рельсом за счёт его проворачивания до достижения критической величины юза [143].

Трибоспектральная идентификация триботермодинамики, аномальных режимов термического схватывания

Как известно [146], основными видами изнашивания гребней колёсных пар ПС являются: усталостное изнашивание и изнашивание при заедании (по классификации Б.И. Костецкого [64] – схватывания *I* и *II* рода); сопутствующим – абразивное изнашивание.

Форма контактных поверхностей колёс и рельсов настолько сложна, а условия эксплуатации настолько быстро меняются [74], что ни теоретические, ни эксплуатационные измерения не в состоянии определить реальную нагруженность колёс и рельсов в эксплуатации. Объективную оценку нагруженности, причём усреднённую по времени, можно получить, исследуя распределение твёрдости по глубине деформированного поверхностного слоя [115].

Для ТСИ термической пластичности при возникновении местных металлургических связей (схватывания *II* рода) при проведении лабораторных исследований на установке трения СМЦ-2 по схеме «ролик – колодка» использовались следующие информационные каналы [129]: объёмная температура колодки, регистрируемая термопарой, момент трения, нагрузка и скорость скольжения. В соответствии с методом ФММ были рассчитаны нагрузочно-

скоростные режимы для условий движения гружёного грузового вагона в криволинейном участке пути радиусом 300 м со скоростью 70 км/ч.

Так как возникновение металлических связей при термической пластичности активных микрообъёмов поверхностей трения обусловлено нагреванием, деформацией, контактированием ювенильных поверхностей и увеличением ФПК, то очевидно, что:

1) увеличение ФПК двух тел, т. е. сближение активных микрообъёмов, будет обуславливать возрастание момента трения, величины коэффициента трения;

2) увеличение сил сопротивления движения будет вызывать деформацию активных микрообъёмов и их нагрев.

Сформулирована рабочая гипотеза, что между информационными каналами момента трения и температуры, регистрируемой термопарой, должна быть положительная корреляционная зависимость, которая при термоповреждении стремится к величине, равной единице.

Так как при проведении научно-исследовательских работ использовалась цифровая обработка данных, поступающих в память ЭВМ, то в качестве оценки корреляции была принята ВКФ [116, 200] конечной последовательности данных. *ВКФ используется для определения степени сходства формы двух сигналов и их взаимного расположения друг относительно друга по времени (независимой переменной):*

$$B_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} M(t)\Theta(t + \tau)dt,$$

где t – текущее значение времени испытаний; $M(t)$ – момент трения во времени; $\Theta(t)$ – объёмная температура ФК; τ – сдвиг по времени, определяющий бесконечное множество значений ВКФ.

С помощью ВКФ сигналов момента трения и температуры были обнаружены временные интервалы с максимальным значением корреляции при временном лаге, равным нулю. Это соответствует вычислению обычной величины линейного *коэффициента корреляции Пирсона* [200]. Было принято,

что достоверными считаются и подлежат анализу те временные интервалы стендовых испытаний, при которых значение корреляционной функции превышает величину 0,75. Обработка экспериментальных данных [129] осуществлялась при шаге изменения времени 0,01 с, добротности режекторного фильтра сетевой помехи 4,2 и разной частоте дискретизации для выявления максимальной величины ВКФ. Такой временной интервал был найден при частоте дискретизации 100 Гц, частотном разрешении 0,024 Гц и наблюдается с 46,38 по 46,96 с эксперимента, что представлено коррелограммой на рисунке 3.23.

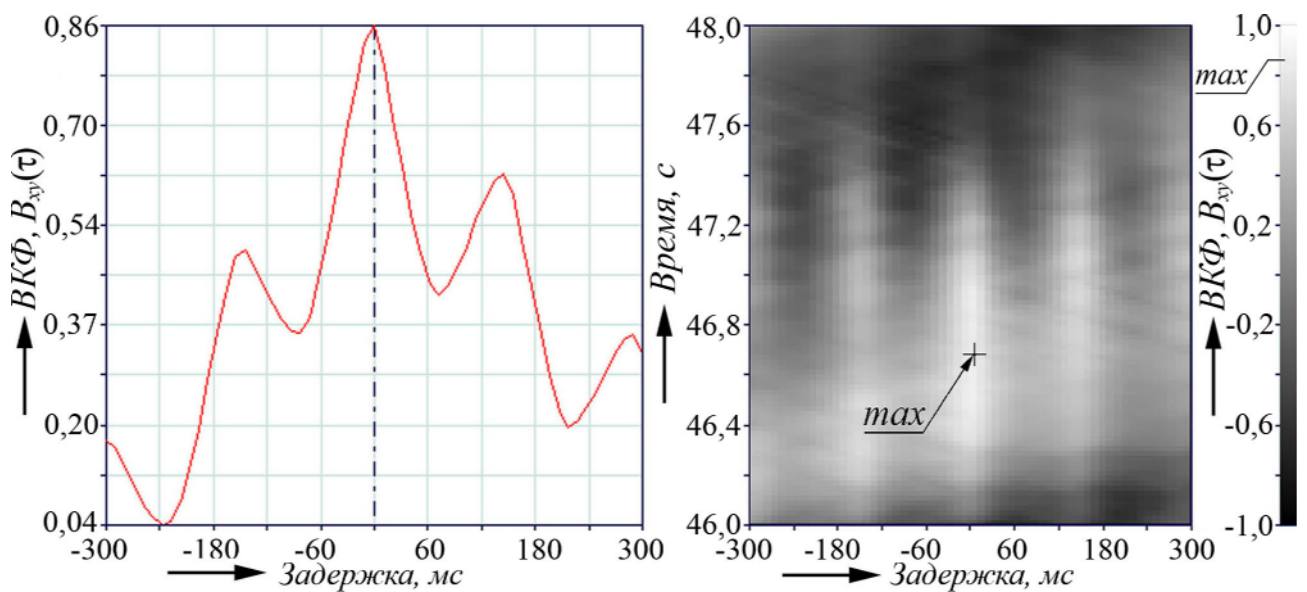


Рисунок 3.23 – ВКФ температуры ФК и момента трения (а); коррелограмма изменения функции по времени эксперимента (б)

С целью идентификации термодинамики во ФК теперь воспользуемся АФЧХ и их ИО относительной потери стабильности ζ (см. [с. 104](#)) для временного диапазона, соответствующего коррелограмме рисунка 3.23, б как на всём частотном диапазоне анализа, так и на выбранных интервалах частот [129, 134].

Анализ граничных условий изменения АФЧХ и их ИО (рисунок 3.24) в последующем позволит исключить информационный канал измеренной температуры, а оценивать термодинамику только по изменениям ИО регистрируемых АФЧХ системы.

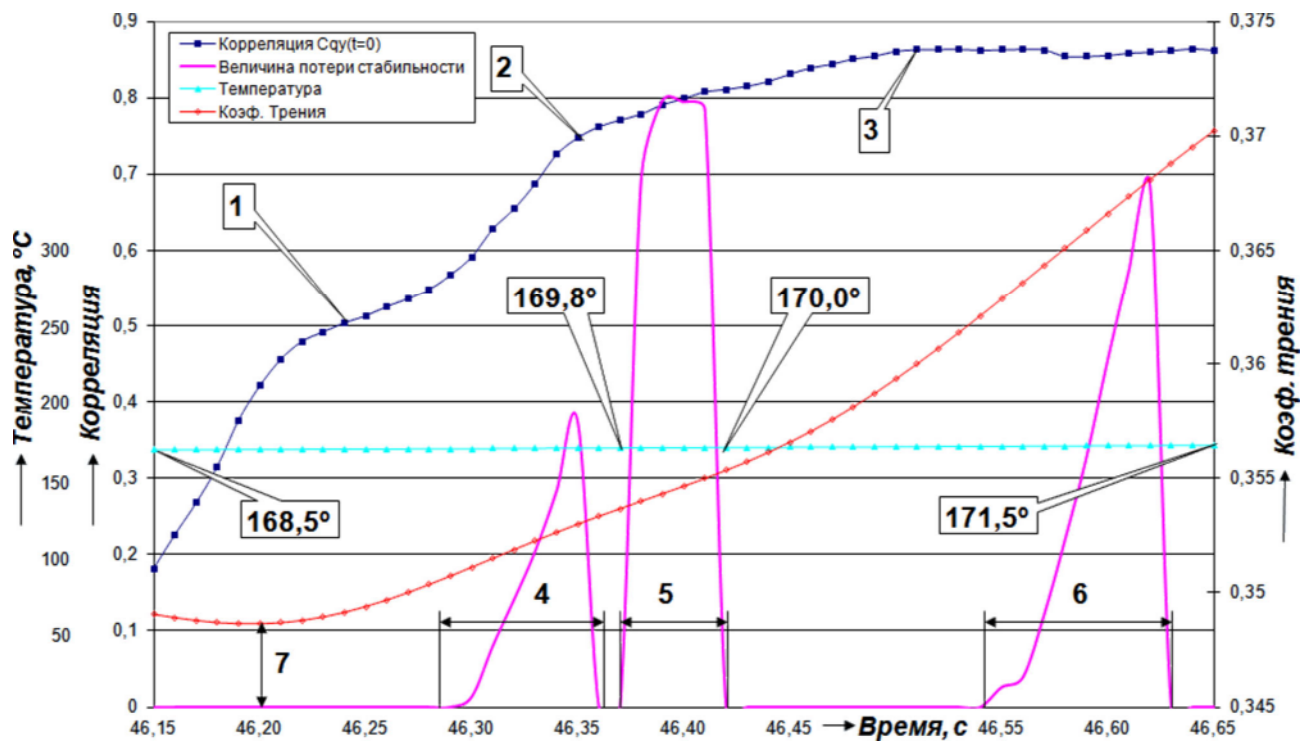


Рисунок 3.24 – Выбранный временной интервал анализа коэффициента трения, температуры и относительного показателя потери стабильности ФК

Устанавливая граничные условия для ИО, можно будет оценивать стационарность и устойчивость процессов в контакте, определять временные моменты зарождения, развития и образования максимальных контактных температур с последующим термоповреждением поверхностей, а также мощность трения.

Наблюдаются локальные максимумы ВКФ температуры и момента трения на 46,3 с (1); 46,43 с (2) и 46,55 с (3). На 46,55 с корреляционная функция достигает своего максимума, соответствующего максимальной теплоотдаче ФК, с последующим его падением. Практически одновременно с локальными максимумами корреляционной функции наблюдается потеря устойчивости по амплитуде или фазе, вычисленные по АФЧХ, которая также имеет три временных интервала: 46,3...46,36 с (4); 46,37...46,42 с (5) и 46,5...46,64 с (6). При этом коэффициент трения по Кулону имеет минимальное значение за 17 с до выбранного нами временного интервала изменения ВКФ с величиной корреляции температуры и момента трения более 0,75 (7). Вследствие накопления системой деформационной энергии и нарушения равновесной шероховатости происходит увеличение коэффициента трения, приводящего к потери устойчивости

фрикционных связей на 4, 5 и 6 временных интервалах и соответственно к последующему термоповреждению. Следовательно, процесс катастрофического разрушения наблюдаем после 46,3 с эксперимента. Анализ выбранного временного диапазона разбиваем теперь на несколько характерных этапов с периодичностью анализа АФЧХ 0,02...0,04 с [129].

На первом этапе – с 46,38 по 46,48 с – эксперимента в активных микрообъёмах поверхностей трения ролика и колодки происходит перераспределение теплового потока и повышение объёмной температуры. Это можно наблюдать по амплитудным значениям АФЧХ трибосистемы на собственной частоте МС 7,1...11 Гц (рисунок 3.25). В начальный момент времени 46,38 с (1) коэффициент ЗУА $L = 9,25$ дБ, а по фазе – потеря стабильности в $-125,07^\circ$, объёмная температура $169,84^\circ\text{C}$. Спустя 0,04 с (2) объёмная температура повышается на $0,22^\circ\text{C}$ и происходит объединение первой и второй гармоник 7,6 и 9,6 Гц в одну общую гармонику 8,1 Гц, на которой амплитуда ККП возрастает с 8,34 дБ до 12,58 дБ, а фазовый сдвиг с $-54,8$ до $-88,98^\circ$. Это соответствует мгновенным значениям коэффициента трения 2,61...4,26, коэффициента ЗУА 11,34 дБ и потери стабильности по фазе до $-142,37^\circ$, возрастании ВКФ сил трения и температуры с 0,781 до 0,851. Эти характеристики свидетельствуют о повышении температуры в контакте и степени термоповреждений в частотном диапазоне 0...10 Гц. Амплитуда ККП на третьей гармонике 15,137 Гц снижается с 2,75 до 0,32 дБ (1,37...1,04), что свидетельствует об установлении равновесной шероховатости на данной частотной гармонике, в частотном диапазоне 10...20 Гц.

Спустя 0,03 с, в момент времени 46,45 с (3) корреляционная функция стабилизируется при временном сдвиге, равным нулю, на уровне 0,831. ККП на частоте 7,886 Гц увеличился с 4,26 до 5,64 и достиг своего максимума, а фазовый сдвиг с $-54,8$ до $-68,4^\circ$. Стабильность активных микрообъёмов повысилась в результате отсутствия потери стабильности по фазе, а коэффициент ЗУА возрос до 22,6 дБ. Приведенные характеристики свидетельствуют об увеличении сил сопротивления относительно скольжению, так как фазовый сдвиг приближается к величине -90° . Отмечается снижение амплитуд ККП на гармониках

ках 14,27 и 6,83 Гц, а фазовый сдвиг на частоте 7 Гц приближается к 90° . В частотном диапазоне 0...7 Гц идентифицируется *апериодическое звено первого порядка*, а переходной процесс на ФПК как апериодический сходящийся.

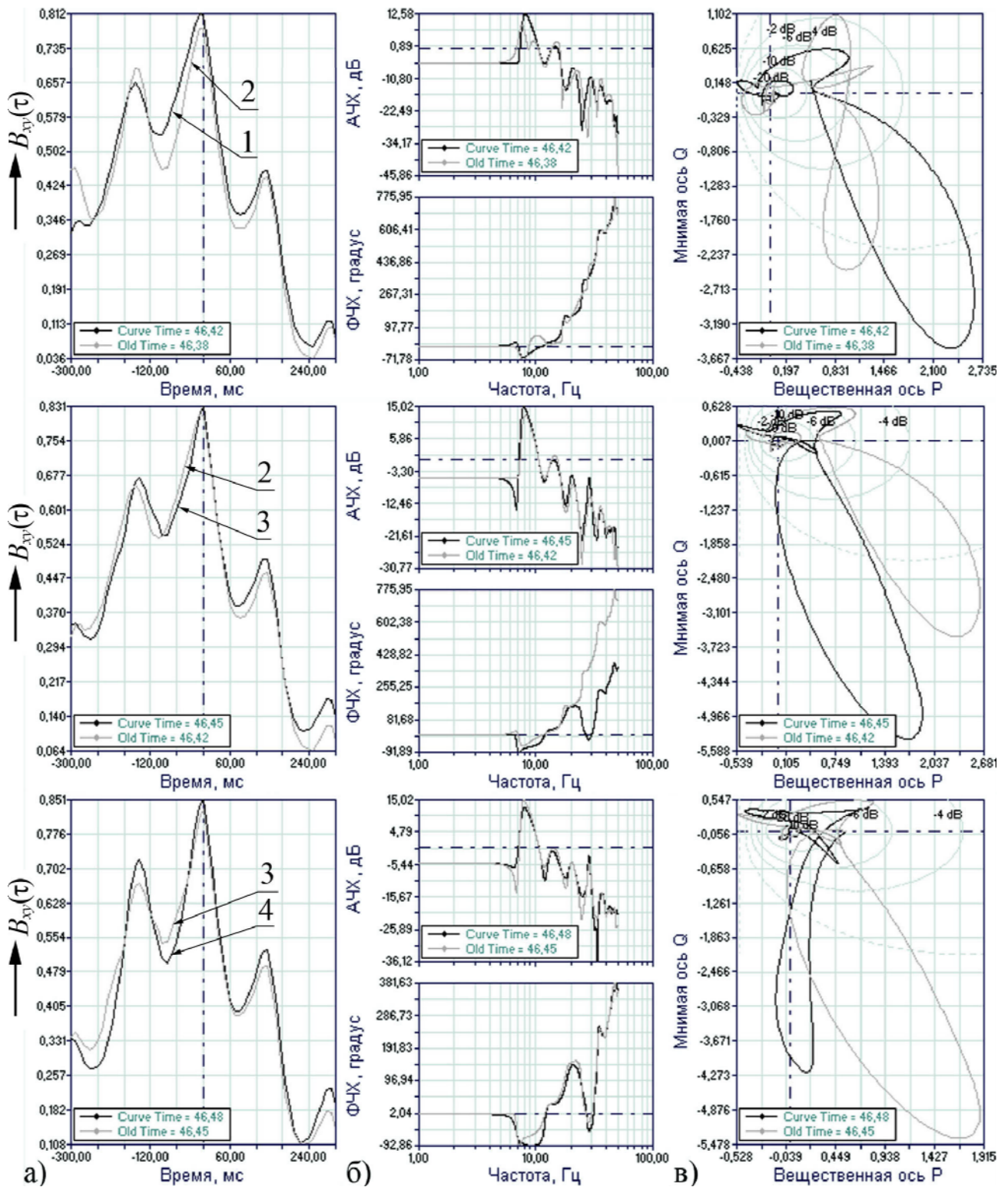


Рисунок 3.25 – Динамика изменения фрикционной трибосистемы: а – ВКФ температуры и момента трения; б – амплитудочастотные и фазочастотные характеристики; в – АФЧХ

Заключительный момент времени 46,48 с характеризуется увеличением корреляционной функции с 0,83 до 0,85 при временном сдвиге, равном нулю, возрастанием температуры до 170,41 °С и амплитуды ККП на гармонике 6,48 Гц с сохранением аperiодического характера движения, а на резонансной частоте 7,983 Гц падением ККП с 5,64 до 4,22 и стабилизацией фазового сдвига, равного 90° (на фазочастотной характеристике в диапазоне частот 7,22...10 Гц фазовый сдвиг изменяется в диапазоне –85...–93°). Повышение коэффициента ЗУА до 35,97 дБ и величина фазового сдвига основной гармоники свидетельствуют о снижении скорости относительного скольжения и, следовательно, степени термоповреждений активных микрообъемов. Можно выделить следующие характерные признаки анализа термоповреждаемости поверхностей трения:

1) триботехнические характеристики процессов в контакте стабилизируются, степень термоповреждений снижается, трибосистема становится более устойчивой (ЗУА вырос);

2) из нескольких резонансных частот остается одна, амплитуда ККП которой остаётся на достаточно высоком уровне (более 0 дБ или 1);

3) ВКФ постоянно увеличивается – с 0,78 до 0,85;

4) возрастание объёмной температуры в контакте.

Второй этап – с 46,49 по 46,54 с – характеризуется дальнейшим повышением температуры в контакте до 170,79 °С и уменьшением ЗУФ – рисунок 3.26. В течение первых 0,03 с. с момента времени 46,49 (1) до 46,52 с (2) наблюдаются: повышение ВКФ температуры и момента трения с 0,854 до 0,863 при нулевом временном сдвиге. Фазовым преобразованиям подвергаются всё большее количество частот от 0 до 12 Гц, а фазовая кривая приобретает форму горизонтальной петли в результате увеличения инерционных сил ФК. Активные микрообъемы под действием сил инерции деформируются, в результате чего происходит дальнейшее выделение тепла. ККП активных микрообъемов на частоте 8,79 Гц снижается с 11,09 до 7,18 дБ (3,59...2,29). Развивается новый динамический процесс для момента времени 46,54 с (3) на гармонике 7,52 Гц, при котором амплитуда ККП падает (с характеристики АЧХ 4 до 5). Фазовый сдвиг

стремится к $+180^\circ$ (6), корреляционная функция снижается на 0,001 до величины 0,862. На частоте 7,52 Гц наблюдаем совпадение собственных и вынужденных частот, а АФЧХ на комплексной плоскости приобретают форму неправильной восьмёрки, повернутой под некоторым углом к действительной оси. Такое поведение АФЧХ свойственно *колебательному звену*. Если в начальный период времени (от 1 к 2) коэффициент ЗУА вырос (инерционная составляющая сил фрикционного взаимодействия меньше упругих сил, до 45,69 дБ), то в последующий временной интервал он падает до 3,16 дБ, а ЗУФ сменяется на потерю стабильности ($\psi_1 = +79,27^\circ$; $\psi_2 = +38,79^\circ$, то $\psi_3 = -159,49^\circ$).

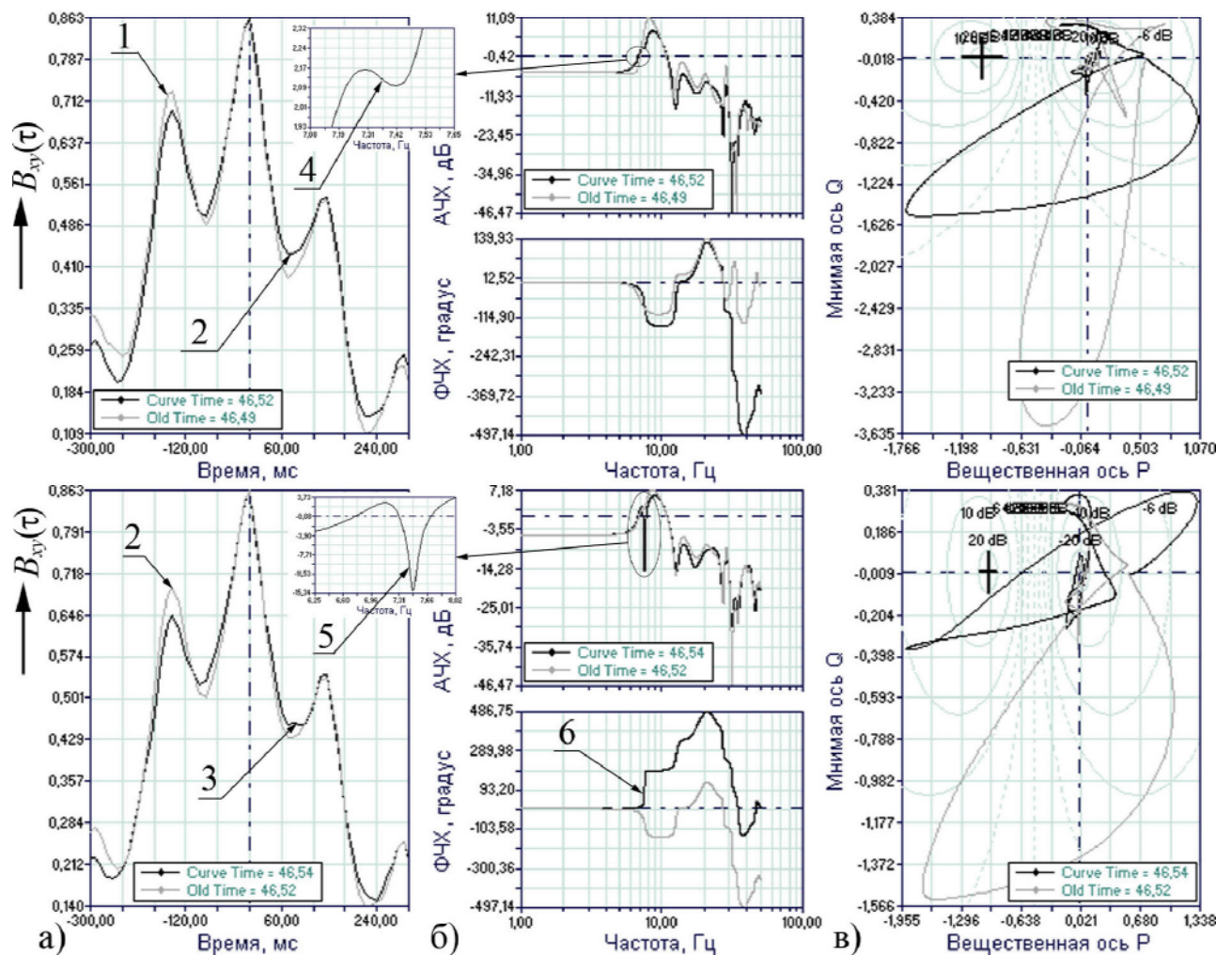


Рисунок 3.26 – Динамика изменения фрикционной трибосистемы II этапа исследований термоповреждений: а – ВКФ температуры и момента трения; б – амплитудочастотные и фазочастотные характеристики; в – АФЧХ

Рассмотренные характеристики свидетельствуют о том, что:

- 1) ВКФ температуры и момента трения стабилизируется на уровне 0,86;

- 2) происходит выделение двух самостоятельных гармоник из одной доминирующей;
- 3) продолжает увеличиваться объёмная температура;
- 4) образуются локальные мостики схватывания вершин выступов ролика и колодки;
- 5) теплоотдача поверхностными слоями приводит к увеличению количества мостиков схватывания.

Третий этап – с 46,55 по 46,57 с характеризуется «потерей устойчивости по амплитуде и фазе» и развитием автоколебаний системы, результаты которого представлены на рисунке 3.27. В начальный момент времени **1** трибосистема теряет устойчивость как по амплитуде **6**, так и по фазе **7** с соответствующими величинами $L_1 = -3,53$ дБ, $\Psi_1 = -156,96^\circ$ – наблюдается совпадение вынужденных и собственных частот на гармонике 10,01 Гц (резонанс) с последующим развитием автоколебаний. Так как инерционная составляющая активных микрообъёмов охватывает критическую точку $(-1, i0)$ при силах трения в широком частотном диапазоне 6...35 Гц, вектор направления которых совпадает с вектором относительного скольжения и тем самым не препятствует относительному движению, то деформация активных микрообъёмов поверхностных слоёв достигает максимальных значений.

Согласно закону Гука деформация микрообъёмов поверхностных слоёв обратима, если не превышен предел текучести металла: происходит падение напряжений поверхностных слоёв за счёт мгновенного выделения тепла, и момент времени **1** (46,55 с) можно охарактеризовать как результат «*температуры вспышки*».

Спустя 0,02 с после образования «температуры вспышки», ВКФ температуры и момента трения **2** при нулевом временном сдвиге не изменилась, что указывает на продолжающуюся теплоотдачу поверхностными слоями трибосистемы. Теплоотдача уменьшает контактные напряжения активных микрообъёмов в результате увеличения инерционной составляющей фрикционного взаимодействия, которой соответствует ЗУА **8** или $L_2 = 7,26$ дБ и потеря устойчивости по фазе $\psi_2 = -21,78^\circ$, что указывает на автоколебательные процессы.

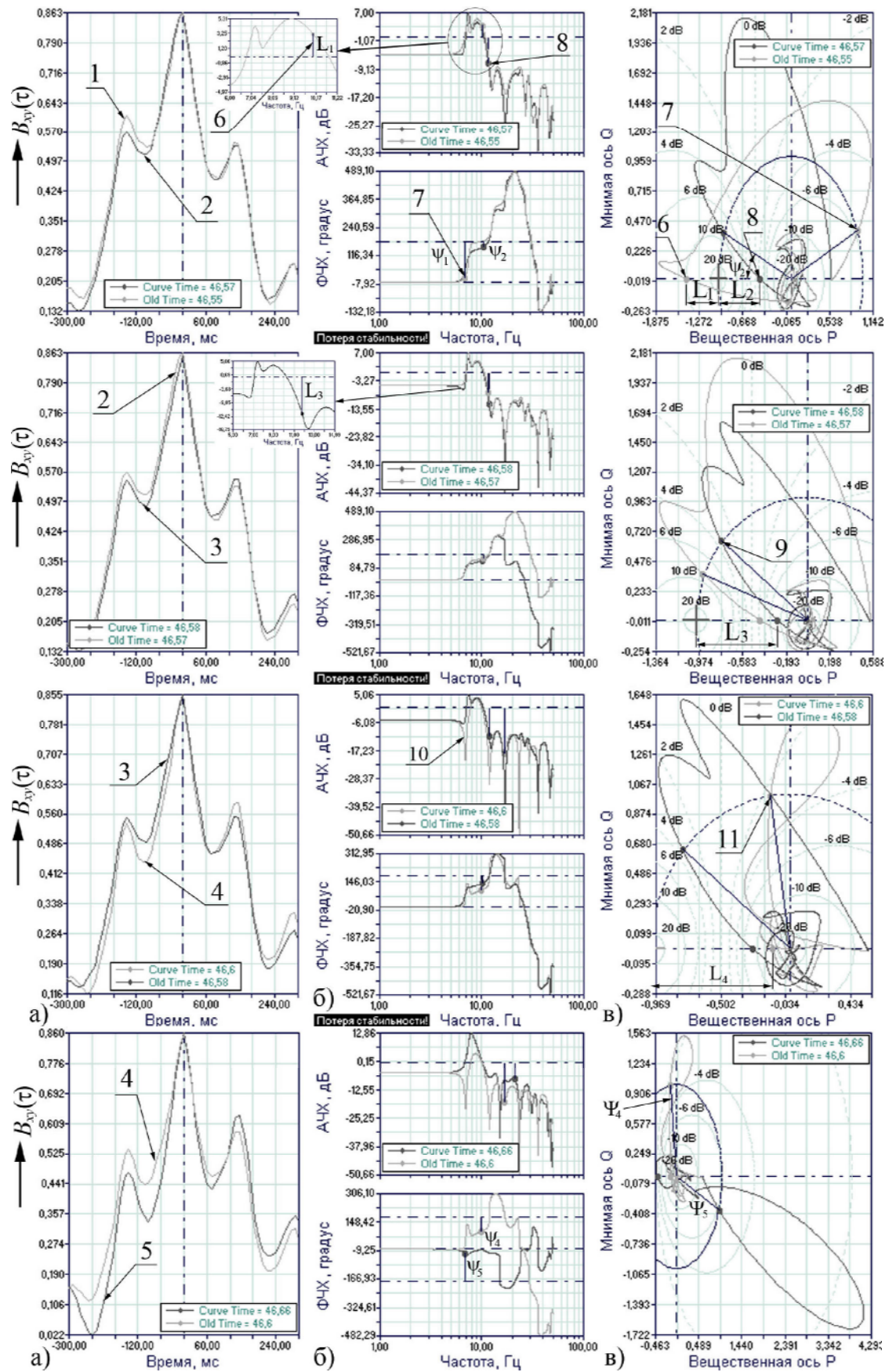


Рисунок 3.27 – Динамика изменения фрикционной трибосистемы III этапа исследований термоповреждений (начало): а – ВКФ температуры и момента трения; б – амплитудочастотные и фазочастотные характеристики; в – АФЧХ

В последующий момент времени (46,58 с) снижается тепловая напряжённость поверхностных слоёв, в результате чего наблюдается незначительное падение корреляционной функции до 0,804 (**3**) при нулевом временном сдвиге, снижение ККП на резонансных гармониках 7,4 (с 7 до 5,06 дБ) и 9 Гц (с 4,27 до 3,76 дБ), снижается инерционная составляющая фрикционного взаимодействия, увеличивая коэффициент ЗУА до $L_3 = 11,4$ дБ и потери устойчивости по фазе **9** до $\Psi_3 = -39,72^\circ$, что приводит к уменьшению степени автоколебательности активных микрообъёмов и теплоотдаче поверхностных слоёв.

Через 0,02 с (**4**) ВКФ температуры и момента трения снова повышается до 0,855 как отклик трибосистемы на прошедшие ранее динамические процессы ФС, приведшие её к нестабильному состоянию. Амплитуда ККП на гармонике 7,4 Гц уменьшается на 16 % при сохранении амплитуд фрикционного взаимодействия на частоте 9 Гц, происходит формирование аperiодического резонансного характера движения **10** в частотном диапазоне 0...6,9 Гц; потеря устойчивости по фазе увеличивается до $\Psi_4 = -81,9^\circ$, вектор силы трения направлен под фазовым углом $\varphi = -261,9^\circ$, т.е. способствует скорости относительного скольжения, при значительном сокращении инерционной составляющей фрикционного взаимодействия и, следовательно, повышении коэффициента ЗУА $L_4 = 18,07$ дБ. Данное состояние завершает нестабильность трибосистемы в результате формирования новой равновесной шероховатости и можно ожидать, что через некоторое время инерционные составляющие достигнут своего минимума, а диссипативные – будут способствовать снижению скорости относительного скольжения.

Как и предполагалось, через 0,06 с автоколебания активных микрообъёмов **5** прекратились, инерционная составляющая снова увеличилась, повысив показатель колебательности трибосистемы и ФПК; фазовые сдвиги поменяли свой знак от $\Psi_4 = -81,92^\circ$ до $\Psi_5 = +159,09^\circ$ – вектор силы сопротивления в частотном диапазоне 0...15 Гц направлен под углом 69° к вектору скорости относительного скольжения и способствует дальнейшему формированию равновесной шероховатости. Таким образом, характерными чертами третьего вре-

менного периода являются снижение уровня автоколебательности активных микрообъемов соприкасающихся фрикционных поверхностей, формирование новой равновесной шероховатости при увеличении ФПК.

Термопара по конструктивному исполнению инерционна, а точность измерений контактной температуры зависит от точности расположения термопары относительно ФПК. Термопара фиксирует объемную температуру и является вспомогательным информационным каналом для оценки триботермодинамики ФК. Однако контактные методы измерения температур искажают тепловое вследствие наличия электрической составляющей ЭДС, создаваемой в термопаре. Следовательно, ВКФ сигналов температуры и момента трения позволяет приближённо оценить временные моменты зарождения, развития и последствий термоповреждений ФК.

Для выбора надёжного идентификационного канала термоповреждений трибоконтакта выполним анализ ИО диссипативной составляющей трения (2.17) и степени диссипации (2.18) по диапазонам частот (рисунок 3.28).

Одновременно сопоставляя ИО по диапазонам частот, степень относительной устойчивости и ВКФ, можно выявить «моменты времени зарождения неустойчивости трибосистемы по амплитуде или фазе» (3, 7, 10), когда ИО имеют минимальное значение, соответствующее минимальному уровню инерционных и диссипативных сил фрикционного взаимодействия, обусловленных сформированной равновесной шероховатостью.

По мере нарушения равновесной шероховатости развиваются термоповреждения, усиливаются инерционные и диссипативные свойства трибосистемы, АФЧХ теряют стабильность по амплитуде или фазе (4, 8) задолго до достижения корреляционной функции максимального значения (5, 6, 9, 12).

Особенно ярко процесс развития термоповреждений наблюдается по ИО степени диссипации в частотном диапазоне 30...50 Гц, имеющим максимальную величину степени диссипации 4,4 в момент времени 46,35 с, т.е. за 30 мс. до выбранного и проанализированного нами временного интервала анализа частотных характеристик.

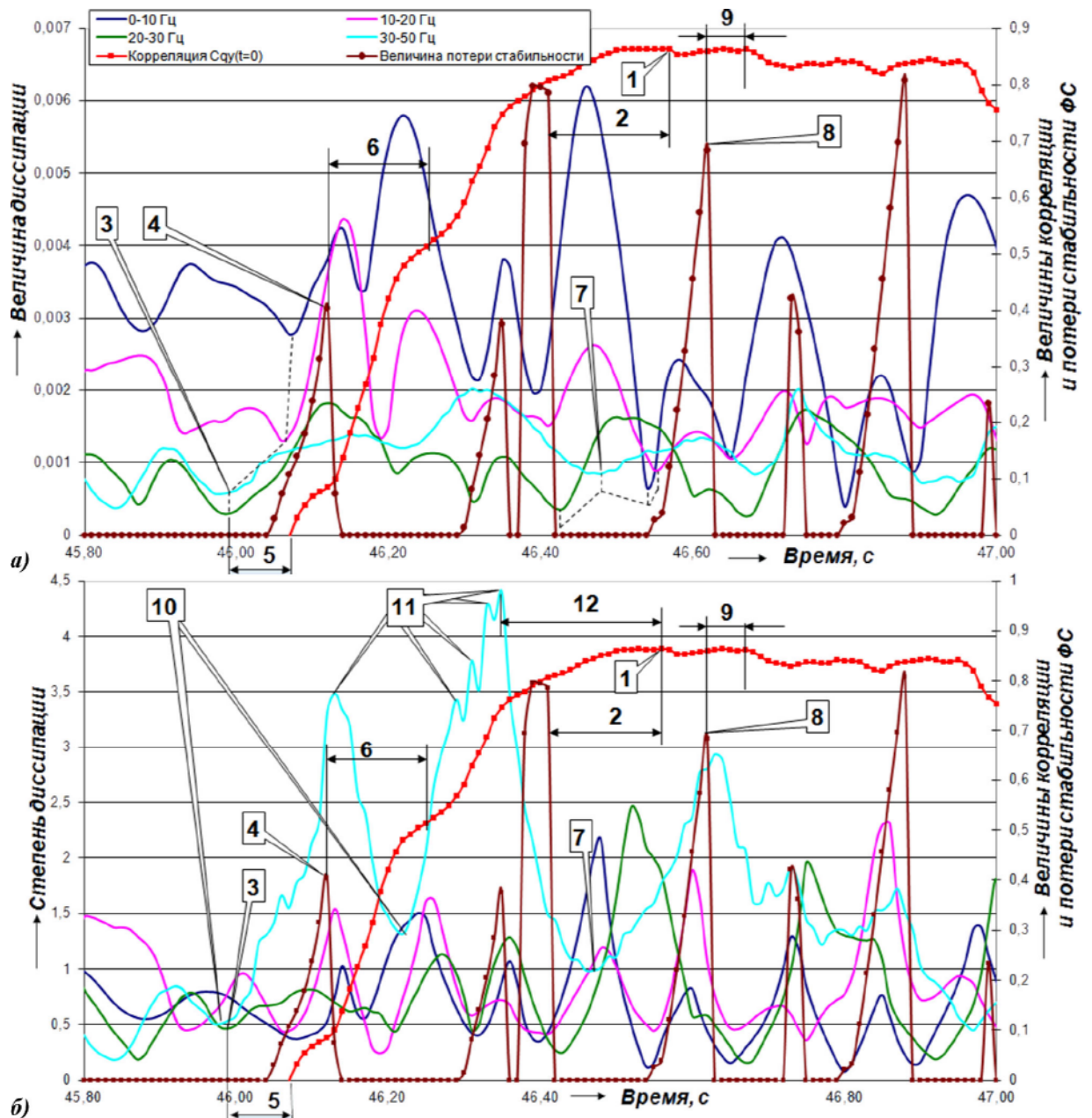


Рисунок 3.28 – Соответствие ИО диссипативной составляющей трения по диапазонам частот триботермодинамики *ФК термическому схватыванию*: *а* – величины диссипации; *б* – степени диссипации; **1** – максимум ВКФ температуры и момента трения; **2, 6, 9** – задержка распространения теплового потока; **3, 7, 10** – моменты времени увеличения ФПК, зарождения термоповреждений; **4, 8** – максимум потери стабильности движения; **5** – задержка распространения ВКФ; **11** – моменты времени теплоотдачи

В момент зарождения неустойчивости, развития термоповреждений **10** (момент времени 45,98 с) в частотном диапазоне 30...50 Гц наблюдается колебательный характер движения (степень диссипации меньше единицы). По мере

развития термоповреждения степень диссипации возрастает до величины 3,5, соответствующая аperiodическому характеру движения, а потом падает. Таким образом, в результате нарушения равновесной шероховатости, высоких поверхностных напряжений, в момент времени **11** (46,13 с) мы имеем максимальную «температуру вспышки», поверхностные слои активных микрообъемов отдают тепло в окружающее пространство, степень диссипации падает до очередного формирования равновесной шероховатости **10** (46,22 с), существующей очень ограниченный период времени. В результате высокого давления активных микрообъемов поверхностей трения на ФПК и скорости относительного скольжения установленная равновесная шероховатость **10** нарушается, повышаются на новый энергетический уровень инерционные и диссипативные свойства трибосистемы, в результате чего степень диссипации *скачкообразно* повышается до своего максимального уровня **11** в момент времени 46,35 с. Следствием повышения инерционных и диссипативных силовых факторов является нарушение стабильности трибосистемы, проявлением которого является последующая потеря устойчивости по амплитуде или фазе **4, 8**.

Косвенным подтверждением правильности сделанных выводов могут послужить фотографии поверхностей трения на электронном микроскопе при 100-кратном увеличении (рисунок 3.29), на которых представлены области оплавления и скалывания материала вследствие воздействия высоких температур.

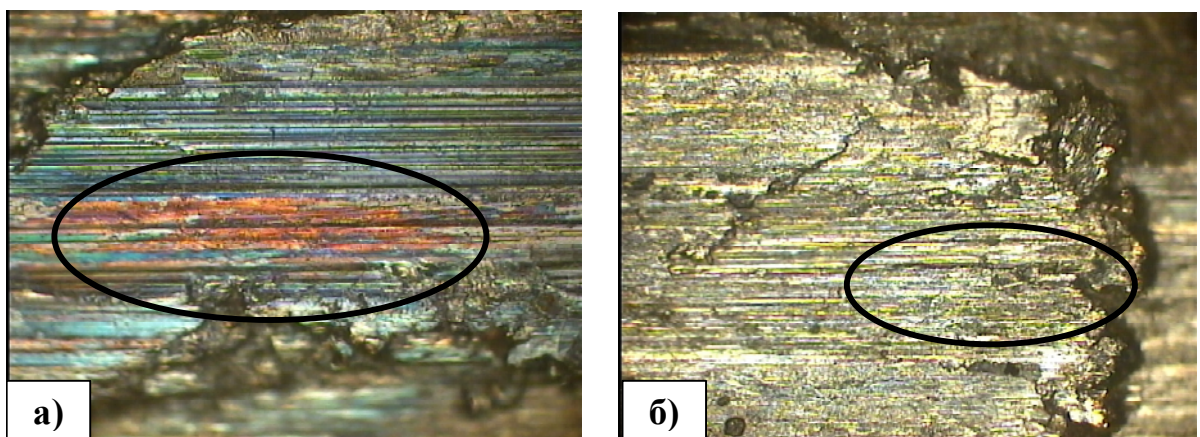


Рисунок 3.29 – Фотографии поверхностей трения после испытаний с наблюдаемым схватыванием II рода ($\times 100$): *а* – температура 800...1050 °С; *б* – температура 1050...1250 °С

Результаты исследований показали, что нарушению стабильности трибосистемы способствует некая предыстория развития инерционных и диссипативных сил в функции скорости относительного скольжения ФК. Время такого развития термоповреждений колеблется от 50 до 150 мс., что достаточно для САУ триботехническими свойствами ФК, например систем предотвращения боксования тяговых колёс ПС или систем управляемого вписывания тележек ПС в криволинейных участках пути. Оценкой срабатывания таких систем управления могут служить ИО степени диссипации трибосистемы на бесконечном количестве частотных диапазонов при превышении их трёхкратного среднеквадратического отклонения от среднего уровня, вычисленного усреднением ИО за большой период времени.

Установлено, что при термическом схватывании контактирующих поверхностей трения ВКФ температуры, регистрируемой термопарой, и сил трения положительна и тем выше, чем больше скорость относительного проскальзывания [134, 143, 145, 219].

Трибоспектральная идентификация триботермодинамики, аномальных режимов атермического схватывания

Анализ ИО диссипативной составляющей трения (2.17) и степени диссипации (2.18) трибосистемы по АФЧХ всего эксперимента показал, что проанализированное ранее динамическое состояние трибосистемы характерно для неё не всегда.

На рисунке 3.30 представлены ИО степени диссипации трибосистемы по диапазонам частот, на которых после прекращения периода динамической неустойчивости, возрастания диссипации трибосистемы и увеличения количества моментов потери стабильности, наблюдается возрастание ВКФ, степень диссипации по диапазонам частот флуктуирует за пределами трёхкратного среднеквадратического отклонения средней величины **1** при одновременно наблюдаемых моментах потери устойчивости по амплитуде и (или) фазе, а спустя некоторый промежуток времени флуктуации и потеря устойчивости завершаются **2**,

а ВКФ температуры и момента трения стремительно повышается до уровня 0,8 – задержка распространения теплового потока в этом случае составляет 0,93 с (интервал времени 41,55...42,48 с).

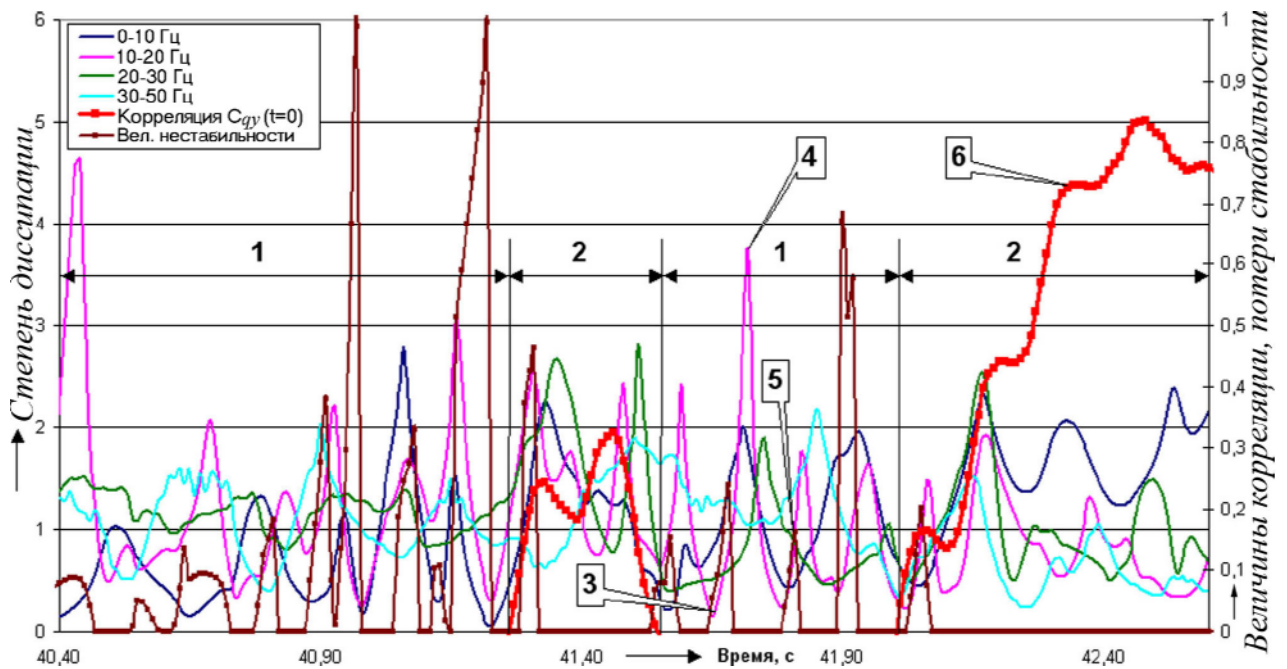


Рисунок 3.30 – Соответствие ИО степени диссипации по диапазонам частот, показателя относительной неустойчивости трибосистемы и ВКФ температуры и момента трения *атермическому схватыванию*: **1** – временной интервал разрушения равновесной шероховатости, увеличения инерционных и диссипативных сил и потери стабильности, образовании локальных мостиков схватывания; **2** – формирование новой равновесной шероховатости, повышение ВКФ температуры и момента трения; **3** – момент времени «зарождения» локальных мостиков схватывания; **4** – момент времени, при котором наблюдается «температура вспышки»; **5** – потеря стабильности по амплитуде или фазе; **6** – достижение ВКФ температуры и момента трения максимального значения, которое запаздывает на временной интервал до секунды

Основываясь на полученной ранее экспериментальной информации, каждой «температуре вспышки» **4** предшествует динамический процесс с минимальной величиной степени диссипации, который мы назвали «моментом зарождения неустойчивости» **3**. Повышение инерционных и диссипативных свойств активных микрообъемов ФК на ФПК **4** необязательно вызывает после-

дующую потерю устойчивости по амплитуде и (или) фазе **5**. В зависимости от теплоотдающих свойств металла и точности размещения термопары по отношению к ФПК через некоторый промежуток времени ВКФ температуры и момента трения регистрирует свою максимальную величину **6**.

При *атермическом схватывании* установлено, что локальные металлические связи поверхностей трения обуславливают флуктуации ИО степени диссипации относительно их математического ожидания и сопровождаются потерей устойчивости по амплитуде или фазе АФЧХ **1**, но не вызывают возрастание ВКФ температуры и момента трения; возрастание же последней характеристики **2** фиксируется после установления равновесной шероховатости и прекращения периода динамической неустойчивости, т.е. задержка распространения теплового потока достигает одной и более секунды [134, 143, 145, 219]. При атермическом схватывании ВКФ температуры и сил трения отрицательна, градиент температуры растёт по линейной закономерности, число разрываемых фрикционных связей растёт, приближаясь к критической величине, что обуславливает последующее возникновение «температуры вспышки».

Косвенным подтверждением схватывания *I* рода могут послужить фотографии поверхностей трения на электронном микроскопе (рисунок 3.31).

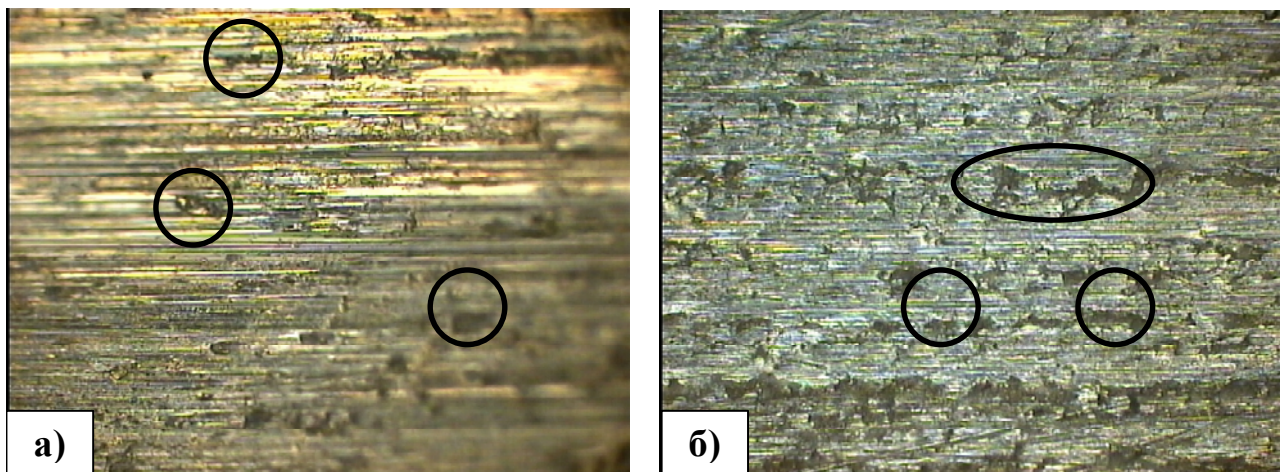


Рисунок 3.31 – Фотографии поверхностей трения с наблюдаемым схватыванием *I* рода ($\times 100$) при температуре: *а* – 800...1050 °С; *б* – 1050...1250 °С.

Оценкой формирования равновесной шероховатости может выступать величина мощности трения (рисунок 3.32)

$$N = PV = I_Q(\omega, t) \cdot \omega_{cp} \cdot n(t) \cdot \frac{2\pi R}{60}, \text{ Вт},$$

где P – неизвестная величина силы трения, Н; V – скорость относительного скольжения, м/с; $I_Q(\omega, t)$ – ИО диссипативной составляющей трения трибосистемы от функции времени испытаний, вычисленная по АФЧХ на заданных частотных интервалах со средней частотой ω_{cp} ; n – частота вращения ролика (колёсной пары ПС); R – радиус ролика (колеса колёсной пары).

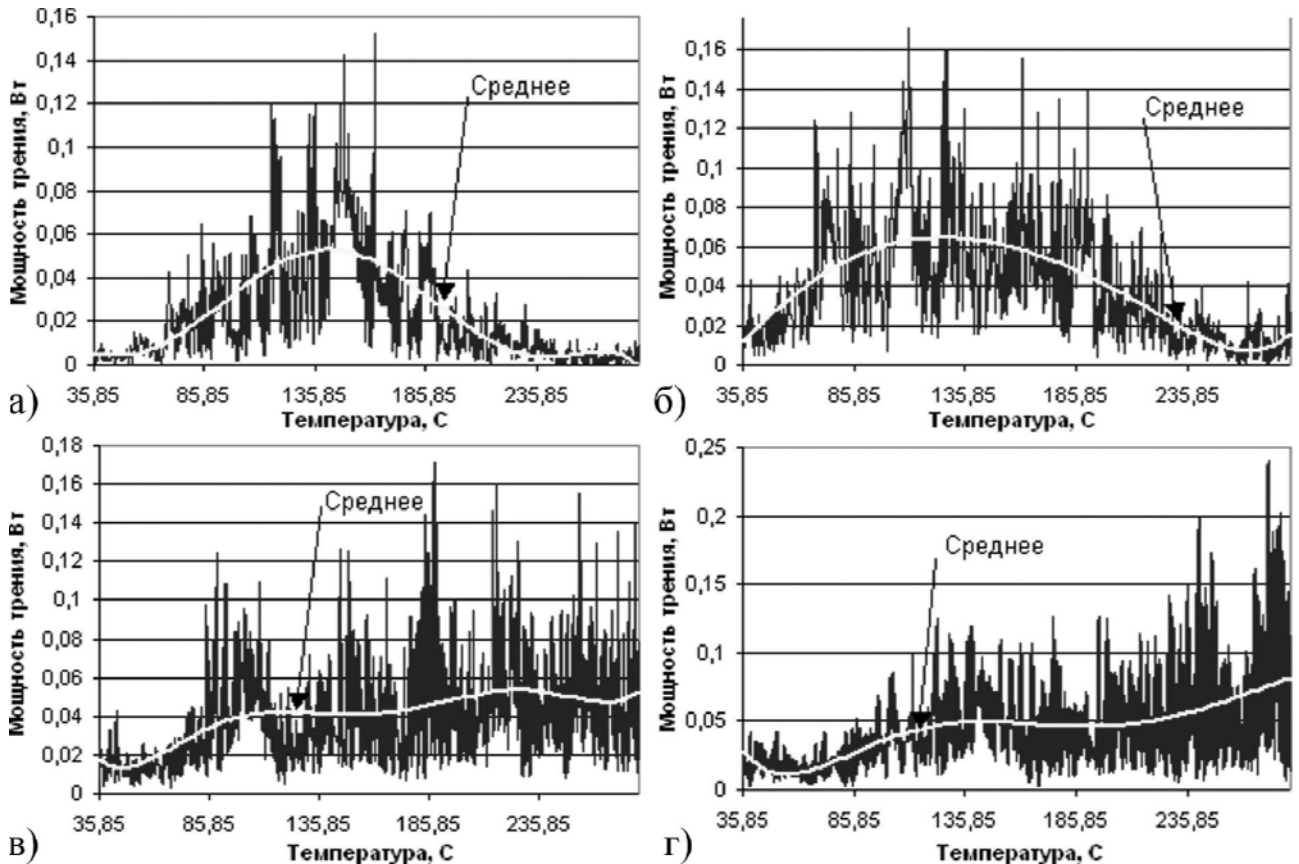


Рисунок 3.32 – Оценка мощности сил трения по диапазонам частот ТС как функция объёмной температуры ФК со средней частотой ω_{cp} : а – 5 Гц; б – 15 Гц; в – 25 Гц; г – 40 Гц

Анализ графиков функциональных зависимостей мощности трения от объёмной температуры показал, что в частотном диапазоне 0...10 Гц установилась равновесная шероховатость (математическое среднее имеет нормальный закон распределения), в диапазоне 30...50 Гц происходит формирование равновесной шероховатости с активным выделением тепла с возможными термopовреждениями поверхностных слоёв (математическое среднее близко к экспо-

ненциальному распределению), а в остальных частотных диапазонах распределение вероятностей промежуточное между нормальным и экспоненциальным.

Результаты экспериментальных исследований температурных повреждений активных микрообъемов поверхностей трения сравнивались для режимов моделирования движения грузового ПС при роспуске на немеханизированных сортировочных горках (на установке трения СМЦ-2 по схеме ролик-колодка при 100 % скольжении, геометрическом масштабе $C_l = 24$, нормальной нагрузке 300 Н, скорости скольжения 0,3 м/с, мощности трения 90 Вт [143, 135]). Чтобы гарантировать триботермодинамику при повреждаемости поверхностей трения при небольших скоростях относительного скольжения в результате возникновения локальных металлических связей, анализ выполнялся с начального момента трения [130, 135], когда температура образцов соответствовала температуре окружающего воздуха. В выбранной схеме неподвижная колодка моделирует скользящее колесо, а вращающийся ролик – рельс. В конструкцию тормозной колодки установлена хромель-алюмелевая термopapa. Результаты исследований подтвердили идентификационные признаки термического и атермического видов схватываний.

Таким образом, установлена динамика изменений ИО диссипативной составляющей трения и степени диссипации АФЧХ трибосистемы, а также потери стабильности фрикционных связей, соответствующие термическому и атермическому схватыванию поверхностей трения. Чтобы получить больше информации, выполним исследование максимальных контактных температур на ФПК и их связи с термическим и (или) атермическим схватыванием.

Теоретическое исследование максимальной «температуры вспышки»

В настоящее время тепловая динамика контакта «колесо – рельс» достаточно широко изучена, но представление о значениях максимальных температур, возникающих на вершинах микронеровностей в контакте и их градиентах, имеет *теоретический характер*. Например, в [113] температуру поверхностных слоёв колеса и рельса на контактной площадке предлагается оценить выражением

$$T = 0,22 \cdot F_{\kappa} \frac{v_{\text{ск}}}{v - v_{\text{ск}}} + 300^{\circ} \text{K},$$

где F_{κ} – сила тяги двигателя, v и $v_{\text{ск}}$ – скорости движения, скольжения колёс.

Исследования позволили установить причину автоколебаний колёс локомотива при боксовании, т.е. превышении критического скольжения $V_{\text{кр}}$ (см. рисунок 2.9) – увеличение их температуры до 1000°K , возникновение неравновесного состояния поверхностных слоёв рельса, полужидкого трения, очищение контактной зоны от окисных плёнок и образование на поверхностях ювенильных свойств.

Объёмную температуру поверхностей трения можно измерить, а значения максимальных контактных температур оценить по косвенным признакам после размыкания контакта (фазовых превращений взаимодействующих поверхностей, цветам каления или побежалости и т.п.). Реальную же температуру в зонах контакта трущихся поверхностей измерить невозможно, так как термодинамические процессы на уровне активных микрообъёмов подвергаются непрерывным изменениям. Применяемая в настоящее время методика тепловой динамики трения [157, 232] раскладывает температуру в контакте на составные части:

$$\Theta_{\text{max}} = \Theta_v + \Theta^* + \Theta_{\text{всп}}, \quad (3.4)$$

где Θ_{max} – максимальная температура; Θ_v – объёмная температура; Θ^* – средняя температура поверхности; $\Theta_{\text{всп}}$ – температура вспышки.

Выполним расчёт максимальной температуры в зоне трения колеса грузового вагона с рельсом при роспуске вагонов на немеханизированных сортировочных горках с башмачным торможением.

Для правильной и эффективной работы противополозунной системы необходимо знать критическую длину юза, при которой в системе «колесо – рельс» не происходит термомеханического повреждения. Определяя критическую длину юза, тем самым определяем расстояние между противополозунными модулями и, устанавливая модули по всей длине тормозного пути через равные промежутки пути, обеспечиваем правильную работоспособность всего комплекса.

Определим объёмную температуру колёс и рельсов [157, 134]

$$\Theta_v = \frac{(1 - \alpha_T) \cdot W_T}{S \cdot \gamma \cdot c \cdot b \cdot t_T}, \quad (3.5)$$

где α_T – коэффициент распределения тепловых потоков пары трения; W_T – полная работа трения за время торможения, Дж; S – номинальная площадь контакта, м²; γ – плотность материала (7800 кг/м³); c – удельная теплоёмкость (503 Дж/кг·град); b – толщина рассматриваемого элемента пары трения, м; t_T – время торможения, с.

Для расчёта номинальной площади контакта воспользуемся формулой для случая контакта двух цилиндров с параллельными осями и примем её в форме прямоугольника со сторонами $l \times b$, где l – ширина горизонтального участка рельса (49 мм); b – длина

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{P}{lE} / \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)},$$

где P – статическая нагрузка вагона на рельс (133,5 кН); E – модуль Юнга ($2,1 \cdot 10^{11}$ Па); R_1 – радиус колеса вагона (0,475 м); R_2 – радиус рельса (∞ м)

Тогда $b = 3,78$ мм, а номинальная площадь контакта $S = 185,14$ мм².

Определим полную работу сил трения за время торможения

$$W_T = F \cdot \Delta l = 24965 \cdot 12 = 299580 \text{ Дж},$$

где Δl – расстояние между противоположными конструкциями ППС-12Д, предназначенными для предотвращения ползунов колёсных пар; F – равнодействующая сила, действующая на колесо вагона при движении с сортировочной горки $F = mg \cdot \sin \alpha - f \cdot mg \cdot \cos \alpha$, где m – распределённая масса вагона, приходящаяся на одно колесо (13,35 т); α – угол наклона горки по отношению к горизонту; f – коэффициент трения (0,24); g – ускорение свободного падения.

Определим коэффициент распределения тепловых потоков

$$(1 - \alpha_T) = \frac{1}{1 + \frac{b_2 c_2}{b_1 c_1} \sqrt{\frac{a_2}{a_1}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,95}{0,18}} = 0,16,$$

где a_1, a_2 – коэффициенты температуропроводности колеса и рельса ($a_1 \approx a_2$, т.к. физические свойства колеса и рельса приблизительно равны; $a = 17,65 \cdot 10^{-6}$ град·м²/с); b_1 – размер пары трения в направлении теплового потока (высота рельса 180 мм); b_2 – диаметр колеса (950 мм); c_1 и c_2 – удельная теплоёмкость.

После нахождения всех параметров, объёмная температура (3.5) составит величину, равную $\Theta_V = \frac{0,16 \cdot 299580}{185,14 \cdot 10^{-6} \cdot 7800 \cdot 503 \cdot 0,95 \cdot 4,3} = 16,15^\circ\text{C}$.

Определим значение средней поверхностной температуры

$$\Theta_{нов} = \frac{(1 - \alpha_T) W_T b_3}{\lambda \cdot t_T \cdot S} \left(\frac{1}{3} \tau_N + Fo \cdot \tau_W \right), \quad (3.6)$$

где λ – коэффициент теплопроводности (57,7 Вт/м·град); S – номинальная площадь поверхности трения, м²; τ_N и τ_W – безразмерные параметры работы и мощности трения, изменяющиеся по закону торможения вагона $\tau_N = (0,5\tau)^2 / 3$, $\tau_W = (0,5\tau)^3$; τ – безразмерный коэффициент времени торможения ($\tau = t / t_T$); Fo – число Фурье, значения которого зависят от эффективной и действительной толщины элементов пары трения: при $b \leq b_3$, $Fo = \frac{a \cdot t_T}{b^2}$, а при $b > b_3$, $Fo = 1/3$;

b_3 – эффективная толщина материала, участвующего в теплопоглощении

$$b_3 = 1,73 \sqrt{a \cdot t_T} = 1,73 \sqrt{17,65 \cdot 10^{-6} \cdot 4,3} = 0,015 \text{ м.}$$

После нахождения всех параметров, выражение (3.6) для поверхностной температуры колеса при трении примет вид

$$\Theta_{нов} = \frac{0,16 \cdot 299580 \cdot 0,015}{57,7 \cdot 4,3 \cdot 185,14 \cdot 10^{-6} \cdot 3} (\tau_N + \tau_W) = 5217 \cdot (\tau_N + \tau_W),$$

а результаты расчётов сведены в табл. 3.10.

Таблица 3.10 – Величины, определяющие поверхностную температуру

$\tau = t / t_T$	τ_N	τ_W	$\Theta_{нов}$	Путь трения Δl , м
1	2	3	4	5
0	0	0	0	0

1	2	3	4	5
0,1	0,000833	0,000125	7,43	1,2
0,2	0,0033	0,001	23,6	2,4
0,3	0,0075	0,003375	58	3,6
0,4	0,013	0,008	111,98	4,8
0,5	0,0208	0,015625	194,4	6,0
0,6	0,03	0,027	303,95	7,2
0,7	0,0408	0,0429	446,5	8,4
0,8	0,0533	0,064	625,7	9,6
0,9	0,0675	0,0911	845,75	10,8
1	0,0833	0,125	1110,78	12,0

Поверхностная температура достигает высоких значений, когда большая часть активных микрообъемов на ФПК подвержены не упругим (по закону Гука), а пластическим деформациям. В выражении (3.4) должны указываться не абсолютные значения температур, а их приращения, как функции градиента температуры [134]. Указанный способ мониторинга термодинамики ограничен экспериментально определяемыми параметрами работы и мощности трения для заданных граничных режимов эксплуатации, не учитывает взаимосвязь и взаимовлияние динамической системы, подсистемы ФК и условий окружающей среды.

Идентификация триботермодинамики на основе дифференциального уравнения теплопроводности

Если различные точки сплошного тела имеют разные температуры, то тепло будет переноситься от точек с более высокой к точкам с менее высокой температурой. Такой перенос тепла называется *процессом теплопроводности*.

Классическая механика контактных взаимодействий связана с именем Г. Герца. В 1882 г. им решена задача контактного взаимодействия двух сферических тел, а также рассмотрены более общие случаи сжатия соприкасающихся упругих

тел [5]. Для решения задач, связанных с нахождением температурного поля, используют *дифференциальное уравнение теплопроводности* [111]. Дифференциальное уравнение теплопроводности (см. приложение П1) представляет выражение первого закона термодинамики тел, взаимодействие которых с окружающей средой происходит без совершения работы, и устанавливает зависимость между координатами элементарного объёма, температурой Θ и временем t .

Решение задачи теплопроводности осуществлялось в математическом пакете **Maple v10** с исходными данными для расчёта:

- коэффициент теплопроводности стали Р65Г – $\lambda = 45 \text{ Вт/(м·К)}$;
- граничные условия первого рода:

$$\text{при } x = 0 \quad \Theta = \Theta_0 = 1137 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\text{при } x = \delta = 4 \text{ мм} \quad \Theta = \Theta_1 = 112 \text{ }^\circ\text{C};$$

- граничное условие второго рода, плотность теплового потока (П1.3)

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (\Theta_0 - \Theta_1) = \frac{45}{0,004} \cdot (1137 - 112) \approx 11,53 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2,$$

где λ/δ – тепловая проводимость стенки пластины;

- температура в узле № 98 (рисунок 3.33, а) – $1137 \text{ }^\circ\text{C}$;
- граничное условие третьего рода, коэффициент конвективного теплообмена

$$\alpha = \frac{N}{S \cdot \Theta} = \frac{125,7}{398,35 \times 10^{-6} \cdot 112,2} = 2812,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}},$$

где N – мощность трения, Вт; S – площадь суммарная конвективного теплообмена, мм^2 ; Θ – температура на колодке конвективного теплообмена, $^\circ\text{C}$;

- температура окружающей среды конвективного теплообмена $\Theta_\infty = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;
- мощность трения в узле № 98 (см. рисунок 3.33, а)

$$N = PV = P \cdot \pi \cdot d \cdot \omega = 300 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 200 \times \frac{1}{60} = 125,7 \text{ Вт},$$

где P – нормальная нагрузка на образец, Н; V – линейная скорость трения, м/с; d – диаметр ролика, м; ω – угловая скорость ролика, мин^{-1} ;

- структура массива конвективного теплообмена – conv[№ элемента, № стороны тетраэдра], см. рисунок 3.33, а

$$conv = \begin{bmatrix} 8 & 2 \\ 303 & 1 \end{bmatrix}.$$

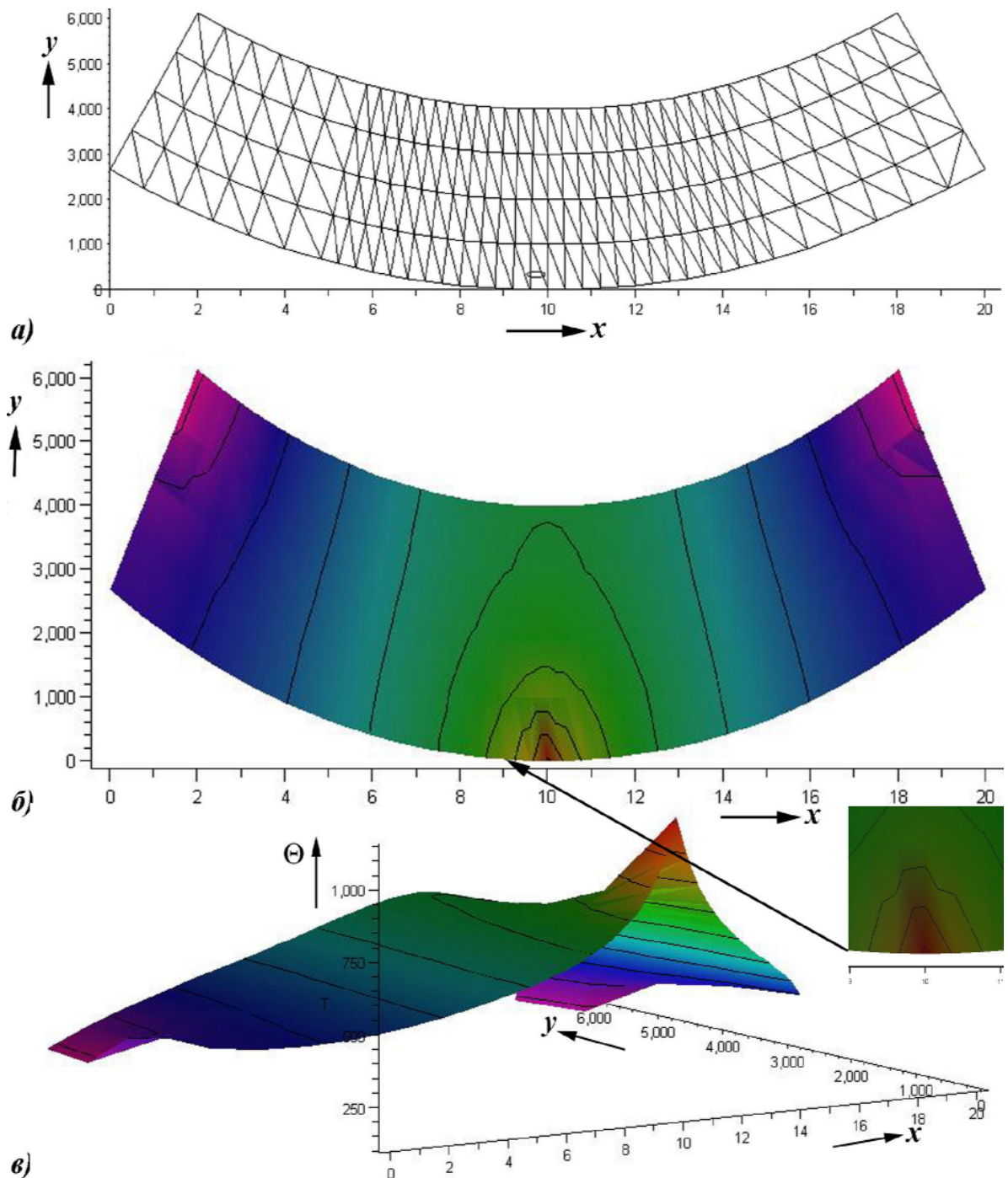


Рисунок 3.33 – Результаты решения двухмерной задачи теплопроводности рельсовой колодки, моделирующей взаимодействие рельса с колесом ПС, методом МКЭ: *а* – сетка элементарных тетраэдров; *б* – двумерное распределение температур; *в* – трёхмерное распределение температур

Решения связанной прочностной и тепловой контактной задачи системы «ролик – колодка» выполнялись в пакете **ANSYS v.14** (табл. 3.11).

Таблица 3.11 – Исходные данные для прочностного и теплового расчёта модельной системы «ролик – колодка»

Температура, °С	Плотность стали, кг/м ³	Теплоёмкость, кДж/(кг·°С)	Кэф. теплопроводности, Вт/(м·°С)	Кэф. линейного расширения, °С ⁻¹	Модуль упругости, МПа	Кэф. Пуассона	Кэф. трения
27	7788	0,469	48	11,7	2,10	0,28	0,10
127	7784	0,506	47	12,1	2,08	0,29	0,30
327	7777	0,521	41	13,0	2,06	0,30	0,35
527	7769	0,660	37	13,8	2,04	0,31	0,34
727	7761	0,616	32	14,6	2,02	0,32	0,33
927	7754	0,577	23	15,5	2,00	0,33	0,32

Для расчёта необходимо дополнительно знать граничное условие третьего рода, коэффициент конвективного теплообмена для ролика

$$\alpha_p = \frac{N}{S_p \cdot \Theta_\infty} = \frac{125,7}{2789,73 \times 10^{-6} \cdot 25} = 1802 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

и максимальную температуру в точке контакта – 1137 °С. Результаты расчётов приведены в таблице 3.12 и на рисунках 3.34 и 3.35, которые позволили получить более полное представление о распределении напряжений и тепловых потоков в контактной паре «тормозная колодка – ролик» модельной системы «колесо – рельс».

Таблица 3.12 – Результаты прочностного и теплового расчёта модельной системы «ролик – колодка»

Параметр	Статика	Динамика
1	2	3
1 Контактная деформация, мкм	2,177	3,212
2 Эквивалентные напряжения, МПа	$0,998 \cdot 10^{-10}$	981,147
3 Эквивалентные деформации, мкм	$0,69 \cdot 10^{-12}$	5,065
4 Контактное давление, ГПа	1,38291	1,77106
5 Контактная температура, °С	—	1137,0

1	2	3
6 Градиент температуры, °С/м	—	6004,76
7 Тепловой поток, Вт/м ²	—	288229,0

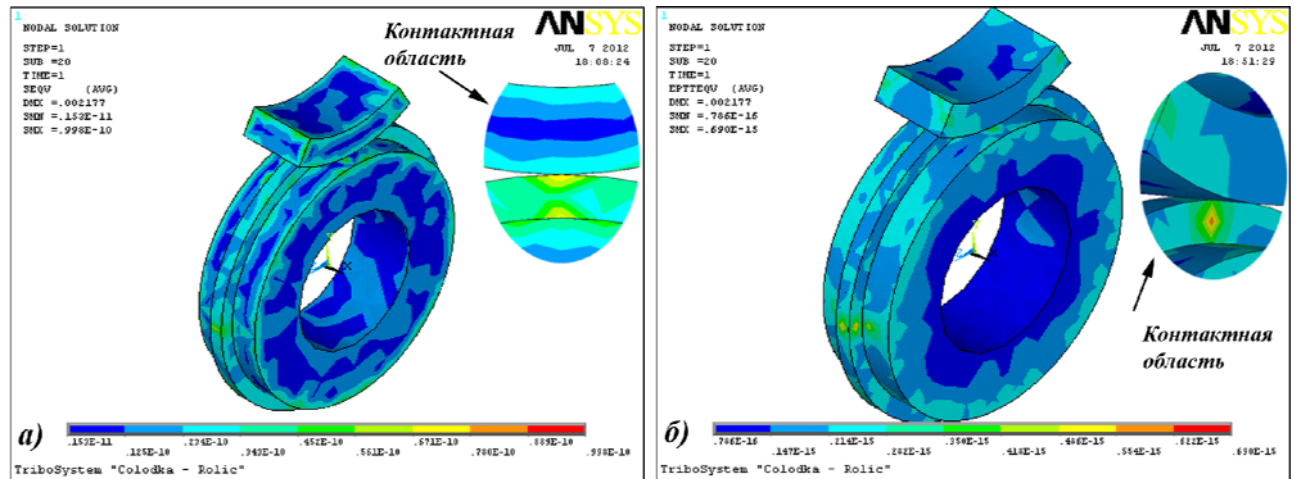


Рисунок 3.34 – Результаты статического расчёта трибосистемы «тормозная колодка – ролик» в ANSYS: *а* – эпюры напряжений; *б* – эпюры деформаций

Несмотря на широкое использование МКЭ в практическом исследовании контактных задач, например, взаимодействия колёсных пар с рельсами тягового ПС, результаты моделирования *не всегда являются адекватными* [202, с. 44]. Несмотря на достаточное большое количество узлов конечных элементов сеток (38005) и самих конечных элементов (76018), большое число степеней свободы, полученное решение распределения эквивалентных напряжений в колёсной паре, обусловленное запрессовкой колёсных центров и бандажей, нельзя назвать удовлетворительным. Как указывается в этой статье, причиной такой погрешности является неравномерность конечно-элементной сетки колёсного центра и её несогласованность с регулярными конечно-элементными сетками оси и бандажей [203]. Дальнейшее увеличение дискретизации узлов конечно-элементной сетки привело к ещё большему увеличению числа степеней свободы и привело к невозможности её решения [202]. Получено распределение эквивалентных напряжений в контактных зонах при максимально высокой дискретизации колёсного центра. При этом максимальный уровень контактных напряжений, равный 839 МПа, достигается в зоне контакта колёсный центр – ось. Очевидно, что

это говорит о появлении пластических деформаций. Как указывается в [202, с. 46], кардинальным решением проблемы дискретизации сетки должно быть создание более сложных процедур генерации сеток, а стандартные генераторы тетраэдральных сеток в данном случае оказываются неэффективными.

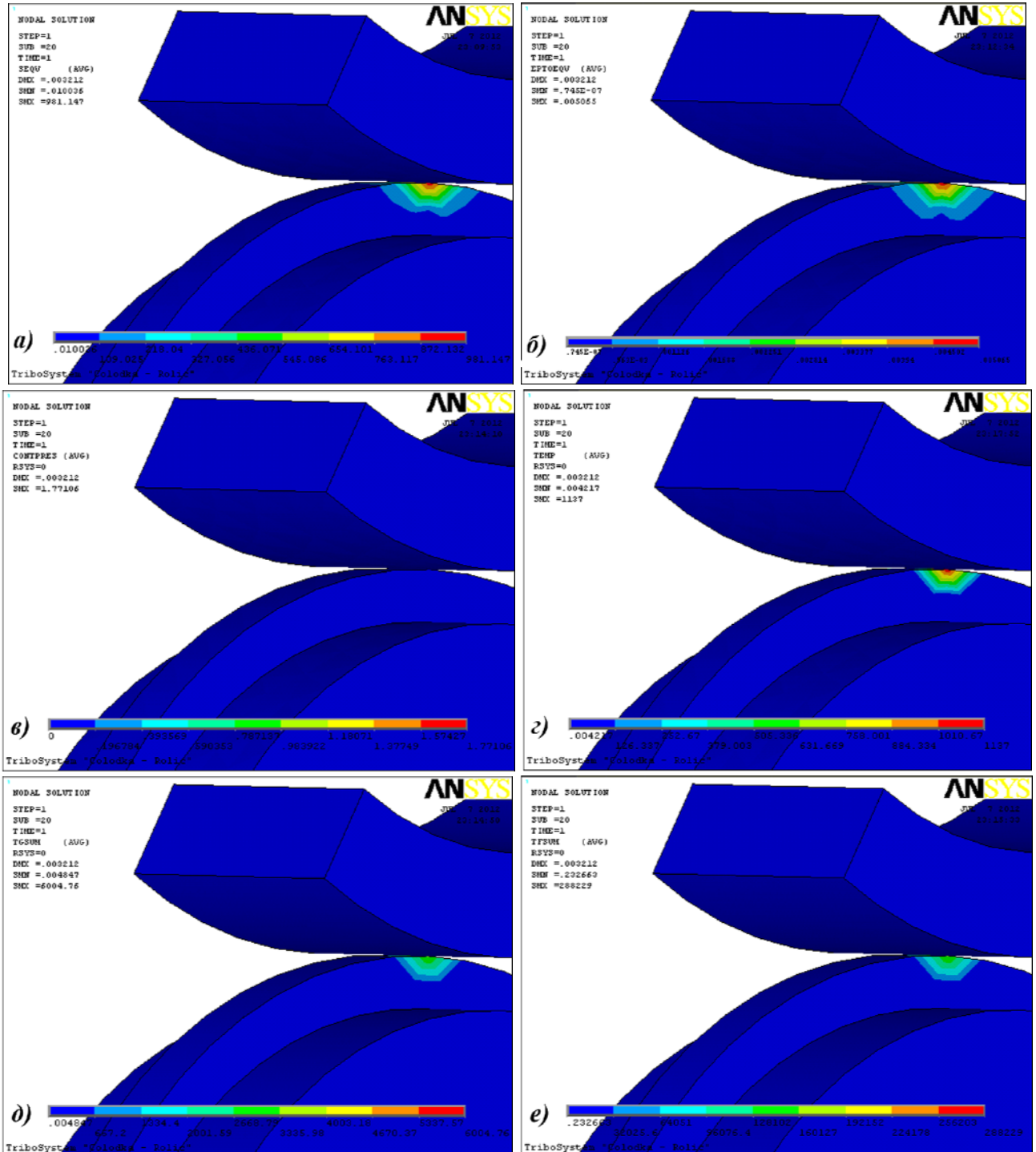


Рисунок 3.35 – Результаты статического расчёта трибосистемы «тормозная колодка – ролик» в ANSYS: *а* – эпюры напряжений; *б* – эпюры деформаций; *в* – контактного давления; *г* – эпюры температур; *д* – градиента температуры; *е* – теплового потока

Получено, что максимальные контактные напряжения модельной системы «тормозная колодка – ролик» достигают 981 МПа, что превышает допускаемые значения и свидетельствует о возникновении пластических деформаций 5,06 мкм, а максимальная контактная температура в 1137 °С соответствует заданным граничным условиям. Сравним результаты решения контактной задачи с аналогичными, опубликованными в открытой печати.

В результате решения связанной прочностной и тепловой контактной задачи в пакете **ANSYS v.14** было установлено соответствие полученных результатов заданным граничным условиям взаимодействия. Однако ожидаемый результат распределения тепловых полей не был достигнут. Проверим, как при помощи выдвинутой гипотезы экспериментальной триботермодинамики можно решать задачи диагностики и динамического мониторинга максимальных контактных температур.

Трибоспектральная идентификация триботермодинамики, максимальной «температуры вспышки»

В рамках программы 19.5.002.Р «Оптимизации ширины рельсовой колеи» [26, 155] в 2007–2008 г. сотрудниками ВНИКТИ проводились эксплуатационные испытания по определению причин и выработки обоснованных предложений уменьшения износа боковой поверхности головки внешних рельсов в криволинейных участках пути. Для определения температуры зоны трения гребней колёс маневрового тепловоза с боковой поверхностью головки рельса на разной высоте головки рельса были установлены изолированные от рельса разомкнутые термопары (рисунок 3.36) [26]. При прохождении тепловозом участка пути радиуса 600м со скоростью 30 км/ч и 70 км/ч мест установки термопары происходило её срабатывание и выход из строя, а измерительная аппаратура зафиксировала температуру в 580 и 637 °С [26].

Для решения задач идентификации максимальных контактных температур, обоснованности и корректности гипотезы экспериментальной триботермодинамики В.В. Шаповалова [213], установления требуемого расстояния между

противоползунными системами ППС-12Д, что предотвращает образование односторонних ползунов на колёсных парах при роспуске грузовых вагонов на немеханизированных сортировочных горках, были выполнены лабораторные испытания.

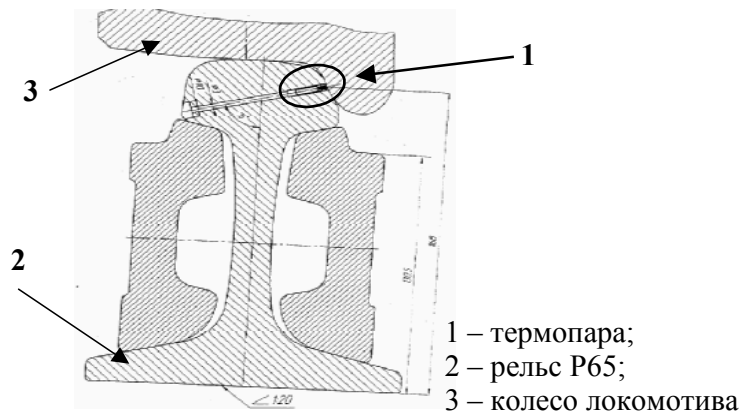


Рисунок 3.36 – Схема установки разомкнутой термопары в головке рельса

На тормозной колодке были установлены две хромель-алюмелевые термопары на разном расстоянии от ФПК исследуемых образцов [143, 135, 140]. Режимы испытаний поддерживались на том же уровне, что и в предыдущем эксперименте. На начальном этапе экспериментального определения максимальных контактных температур параметры шероховатости поверхностей, номинальной и фактической площадей касания [95] принимались постоянными расчётными значениями:

- среднее арифметическое отклонение профиля $R_a = 0,337$ мкм;
- наибольшая высота профиля $R_{max} = 1,546$ мкм;
- расстояние от линии выступов до средней линии $R_p = 0,82$ мкм;
- номинальная площадь касания $A_a = 0,36$ мм²;
- номинальное контактное давление для контакта двух цилиндров с параллельными осями $P_a = 833$ МПа;
- фактическая площадь касания $A_r = 0,027$ мм²;
- фактическое давление по формуле Н.Б. Дёмкина для контакта шероховатой поверхности с гладкой $P_r = 11,185$ ГПа.

В соответствии с гипотезой экспериментальной триботермодинамики [213] расчёт максимальных контактных температур выполняется согласно рисунку 3.37 и логарифмическому декременту затухания [28] в несколько этапов [134, 135, 140, 145, 219], исходя из следующих данных:

- плотность стали: $\gamma = 7850$ кг/м³ = $7,85 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³;
- объёмная масса, передающая тепловой поток, $m_v = 9,68 \cdot 10^{-7}$ кг;
- расстояние от ФПК до термопары: $z_1 = 2000$ мкм;
- расстояние между двух термопар: $z_2 = 5000$ мкм;
- температура термопары, ближайшей к ФПК $\Theta_4 = 188,7$ °С;
- температура дальней термопары $\Theta_5 = 112,2$ °С.

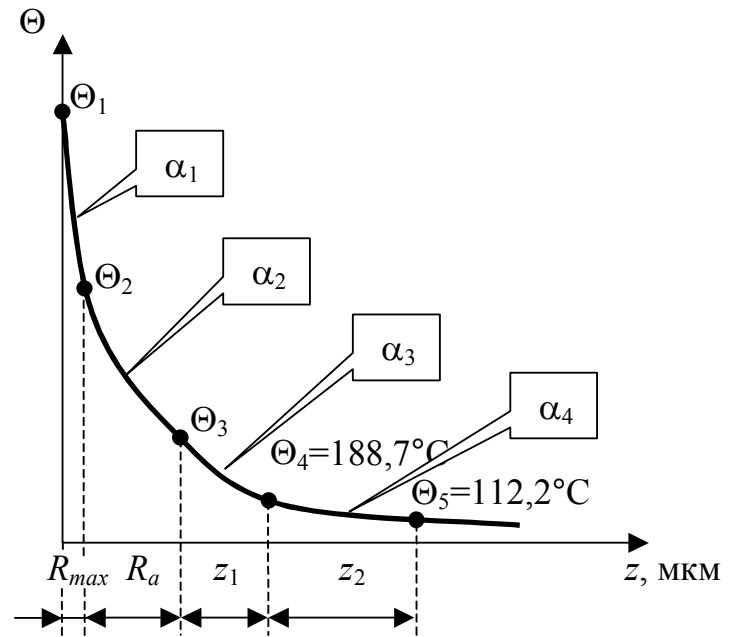


Рисунок 3.37 – Модель триботермодинамики профессора В.В. Шаповалова [213]

1 Вычисляем значения масс, участвующих в теплопередаче:

- объёмной массы, заключённой между двумя термопарами

$$m_{v2} = \frac{z_2}{z_1 + z_2} m_v = \frac{5000}{2000 + 5000} \cdot 9,68 \cdot 10^{-7} = 6,914 \cdot 10^{-7} \text{ кг};$$

- объёмной массы, заключённой между термопарой и ФПК

$$m_{v1} = \frac{z_1}{z_1 + z_2} m_v = \frac{2000}{2000 + 5000} \cdot 9,68 \cdot 10^{-7} = 2,766 \cdot 10^{-7} \text{ кг};$$

- поверхностной массы

$$m_n = A_a \cdot R_a \cdot \gamma = 0,36 \cdot 0,337 \cdot 10^{-3} \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 9,52 \cdot 10^{-10} \text{ кг};$$

- контактной массы

$$m_k = A_r \cdot R_{\max} \cdot \gamma = 0,027 \cdot 1,546 \cdot 10^{-3} \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 3,28 \cdot 10^{-10} \text{ кг}.$$

2 Согласно выражению логарифмического декремента затухания рассчитаем для объёмной массы m_{v2} следующие характеристики:

- темп затухания температур $q_4 = \frac{\Theta_5}{\Theta_4} = \frac{112,2}{188,7} = 0,5946$;
- показатель экспоненты затухания температуры

$$\alpha_4 = \frac{\ln q_4}{z_2} = \frac{\ln 0,5946}{5000} = -1,04 \cdot 10^{-4}$$

- 3 Известно, что градиент температуры в объёме материала есть величина постоянная, тогда в соответствии с выражением (2.51) гипотезы экспериментальной триботермодинамики [134]

$$m_k \alpha_1 = m_n \alpha_2 = m_{v1} \alpha_3 = m_{v2} \alpha_4$$

определяем значения на границе объёма:

- показатель затухания температуры

$$\alpha_3 = \alpha_4 \cdot \frac{m_{v2}}{m_{v1}} = -1,04 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{6,914 \cdot 10^{-7}}{2,766 \cdot 10^{-7}} = -2,6 \cdot 10^{-4};$$

- логарифмический декремент затухания температуры

$$\ln q_3 = \alpha_3 \cdot z_1 = -2,6 \cdot 10^{-4} \cdot 2000 = -0,5199;$$

- темп затухания температуры

$q_3 = e^{-0,5199} = 0,5946$, следовательно, темп затухания температуры в объёме металла не изменился ($q_3 = q_4$), что подтверждает постоянство значений градиента температуры;

- определяем температуру на границе объёма

$$\Theta_3 = \frac{\Theta_4}{q_3} = \frac{188,7}{0,5946} = 317,4^\circ\text{C}.$$

- 4 Аналогичные расчёты выполним для массы поверхностной m_n :

- при величине сближения до уровня среднего арифметического отклонения R_a определяем показатель затухания поверхностной температуры

$$\alpha_2 = \alpha_3 \cdot \frac{m_{v1}}{m_n} = -2,6 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2,766 \cdot 10^{-7}}{9,52 \cdot 10^{-10}} = -0,264;$$

- его логарифмический декремент затухания

$$\ln q_2 = \alpha_2 \cdot R_a = -0,264 \cdot 0,337 = -0,089;$$

- темп затухания поверхностной температуры

$$q_2 = e^{-0,089} = 0,91481;$$

- поверхностная температура

$$\Theta_2 = \frac{\Theta_3}{q_2} = \frac{317,4}{0,91481} = 346,9^\circ\text{C}.$$

5 Наконец, для определения максимальной контактной температуры в объёме массы m_k , на уровне наибольшей высоты профиля $R_{\max}$:

- определяем показатель затухания

$$\alpha_1 = \alpha_2 \cdot \frac{m_n}{m_k} = -0,264 \cdot \frac{9,52 \cdot 10^{-10}}{3,28 \cdot 10^{-10}} = -0,768;$$

- его логарифмический декремент затухания

$$\ln q_1 = \alpha_1 \cdot R_{\max} = -0,768 \cdot 1,546 = -1,19;$$

- темп затухания температуры вспышки

$$q_1 = e^{-1,19} = 0,30508;$$

- температура вспышки

$$\Theta_{\text{всп}} = \Theta_1 = \frac{\Theta_2}{q_1} = \frac{346,9}{0,30508} = 1137,1^\circ\text{C}, \text{ что согласуется с анализом цветов}$$

побежалости.

Разработанный алгоритм вычисления максимальных температур контактирующих друг с другом активных микрообъёмов был реализован в программе, которая позволяет диагностировать динамику формирования максимальных контактных температур в реальном времени (рисунок 3.38) [134, 135, 140].

Параллельный анализ термодинамики (см. рисунок 3.38) и трибодинамики (рисунок 3.39) показал, что в начальный момент времени испытаний упругая деформация активных микрообъёмов вызывает увеличение коэффициента трения **1** и динамических потерь **2** на трение. В результате теплоотдачи в окружающее пространство и изнашивания поверхностных слоёв коэффициент трения **3** падает, а градиент температуры **4** уменьшается. Максимальная зарегистрированная величина диссипативных потерь **5** наблюдается на 55,56 с эксперимента, что обуславливает термоповреждение **6** на 66 с эксперимента, а задержка распространения тепла **7** составляет 10,4 с.

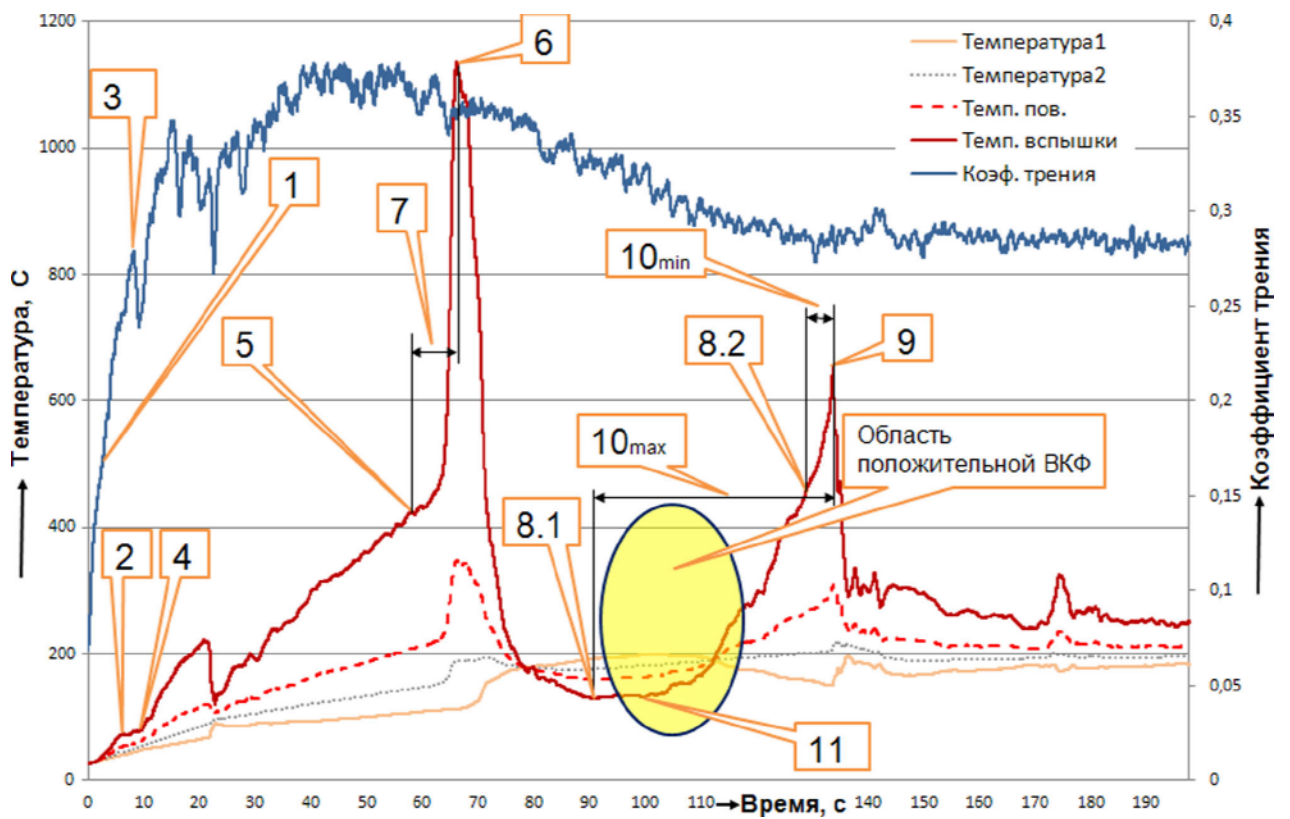


Рисунок 3.38 – Исследование максимальных контактных температур в реальном масштабе времени

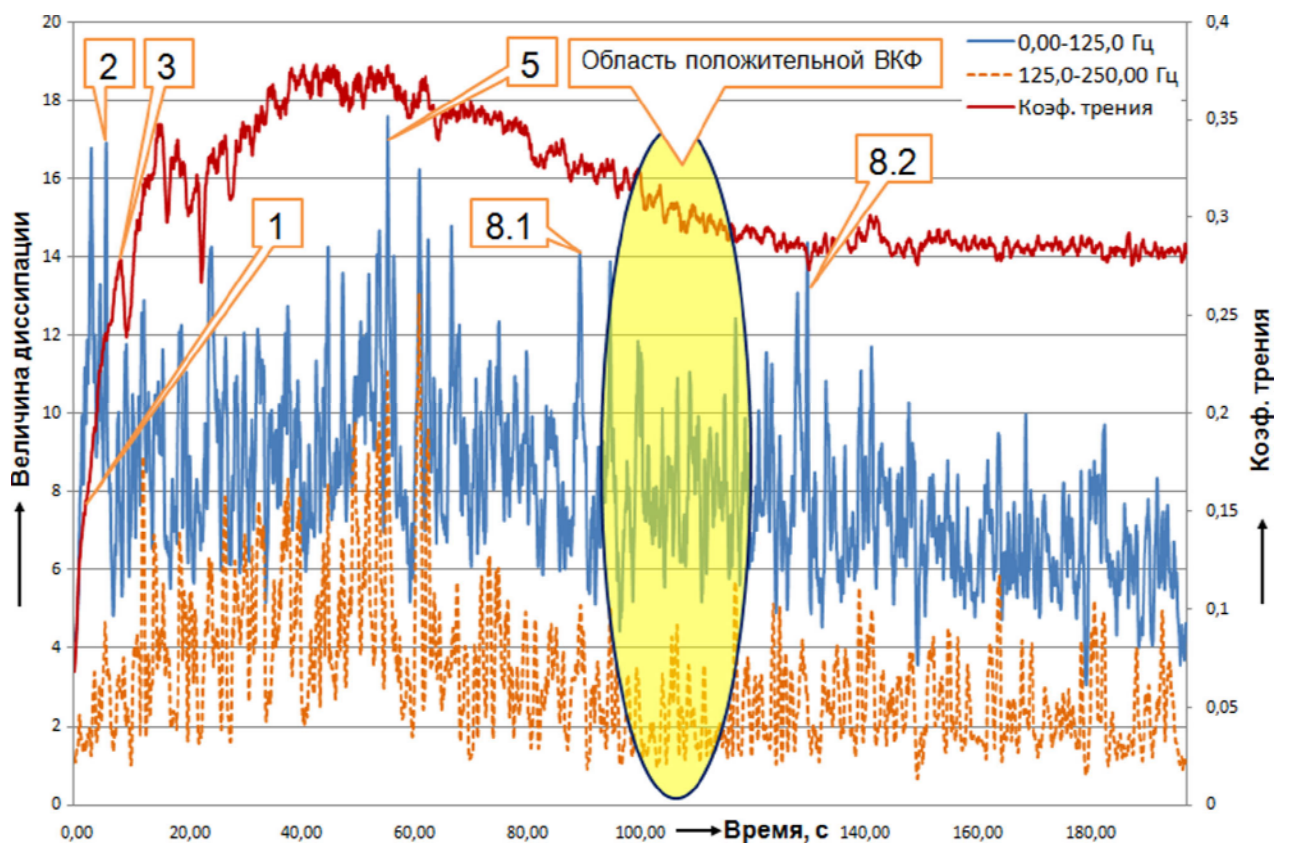


Рисунок 3.39 – ИО диссипативной составляющей трения трибосистемы по диапазонам частот, соответствующие рассчитанной модели термодинамики ФК

В результате максимальной контактной температуры **6** область ФК мгновенно охлаждается, а окружающий воздух – нагревается. Это обуславливает изменение вектора градиента температуры, рассчитанное значение температуры вспышки **11** оказывается ниже регистрируемой с помощью термопары объёмной температуры, а на поверхностях контакта устанавливается новая равновесная шероховатость при высоких пластических деформациях, т.к. упругие свойства ФК снижаются (уменьшение регистрируемого коэффициента трения).

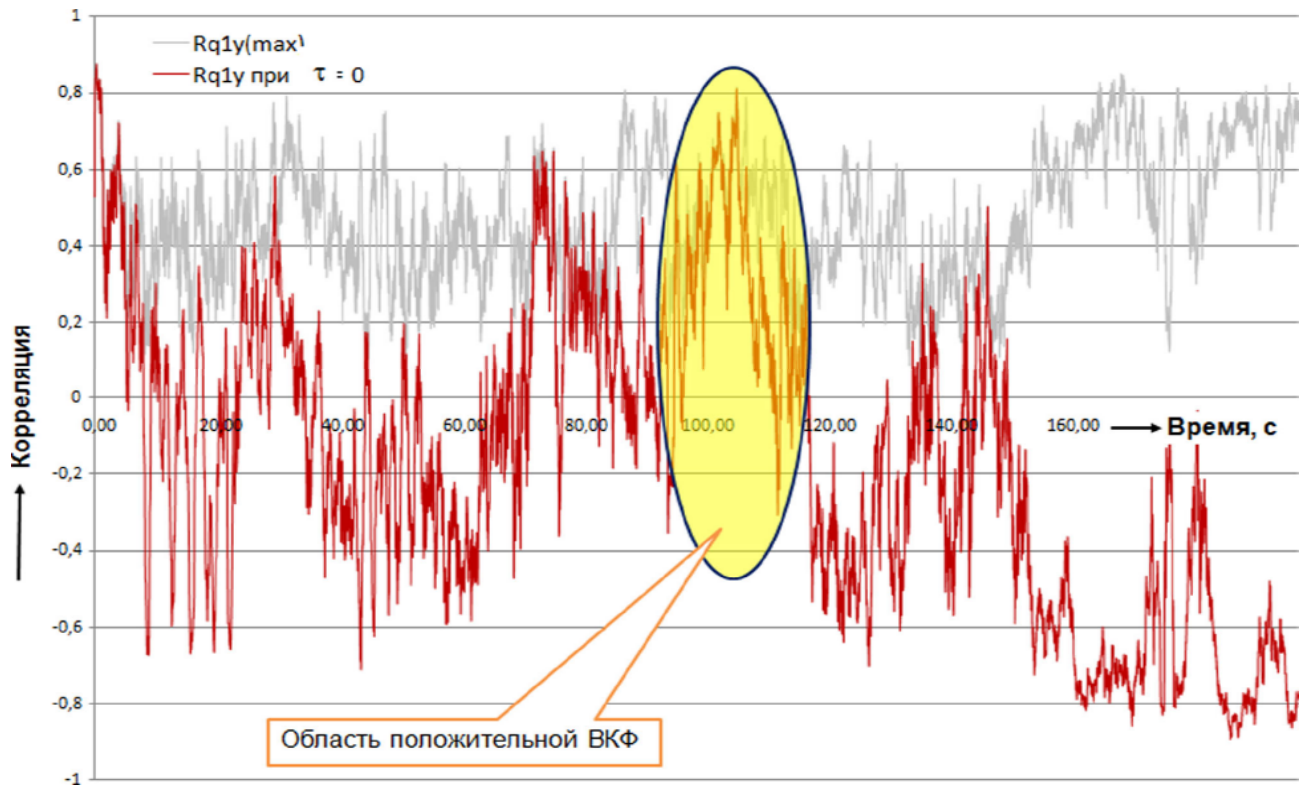


Рисунок 3.40 – ВКФ температуры и момента трения как функция времени испытаний

Используем ВКФ температуры и момента трения (рисунок 3.40) для идентификации термического и атермического схватывания поверхностей трения. Для этого регистрировались значения ВКФ **Rq1y** при нулевом временном сдвиге ($\tau = 0$) и его максимальное значение **Rq1y(max)** при переменном временном сдвиге τ . Ранее было установлено, что положительная величина ВКФ температуры и момента трения при нулевом временном сдвиге τ обусловлена возникновением *местных металлических связей*, увеличением ФПК и термической пластичностью активных микрообъемов (одновременное возрастание упругих свойств

ФК и объёмной температуры). Отрицательная величина ВКФ температуры и момента трения при нулевом временном сдвиге τ характеризует возникновение *локальных металлических связей*, вызванных атермической пластичностью.

После регистрации максимальной контактной температуры на 66 с эксперимента (см. рисунок 3.38) ВКФ имеет тенденцию к возрастанию, начиная с 94,27 с (см. рисунок 3.40), а максимальные значения ИО диссипативной составляющей трения наблюдаются на 89,76 с (**8.1** на рисунке 3.39); 95,15 с и 130,14 с (**8.2**) эксперимента. На базе ранее выдвинутых идентификационных признаков устанавливаем, что с 89,76 по 130,14 с эксперимента происходит *накопление пластических деформаций*, обусловленных атермическим схватыванием, повышается поверхностная температура, что приводит к неизбежной температуре вспышки **9** (см. рисунок 3.38). В данном случае термоповреждение развивалось за длительный интервал времени **10**, от минимального (4,5 с) до максимального (42,7 с) значений.

После проведения ряда испытаний на машине трения СМЦ-2 на микроскопе были сфотографированы поверхности контактирования испытуемых образцов (ролика и колодки) с 100-кратным увеличением. Результаты приведены на рисунке 3.41.

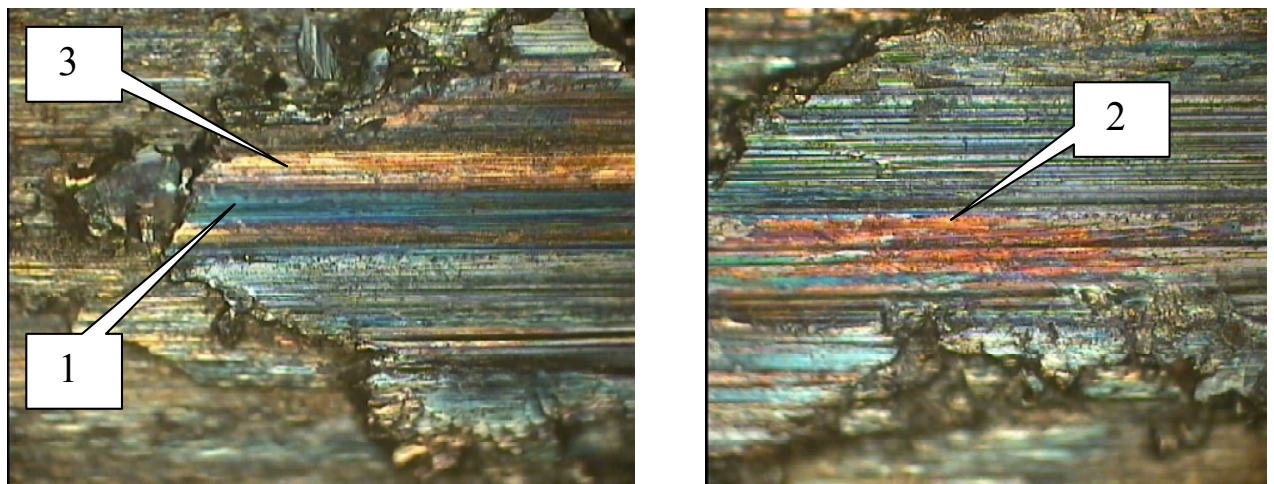


Рисунок 3.41 – Фотографии поверхностей контактирования ролика и колеса

На поверхности контактирования тел отчётливо видны следы цветов побежалости металла (для стали колёсной марки 65 Г синий цвет **1** соответствует температуре порядка 700 °С, а красный цвет **2** – порядка 400 °С). Помимо сле-

дов цветов побежалости можно рассмотреть на поверхности ролика и колодки следы схватывания материала **3**, для стали 65Г соответствующие температуре порядка 1200 °С.

Таким образом, разработка методика идентификации экспериментальной триботермодинамики ФК (приложение **П2**), позволяющая по вариациям ИО диссипативной составляющей трения трибосистемы диагностировать возможное образование термоповреждений поверхностей трения. Устанавливая пороговые значения дисперсии ИО, можно также предотвращать аномальные режимы контактирования. Получив минимальное время трения, при котором начинает происходить термомеханическое повреждение (5...7 с), и зная начальную скорость движения грузового вагона при его движении с сортировочной горки, удалось найти максимальное расстояние между разгружающими модулями противоположной системы (ППС): $S = V \cdot t$. Расстояние между модулями ППС, при котором гарантированно обеспечивается устранение ползунов, составляет 9...12 м.

3.6 Трибоспектральная идентификация фрикционного контакта «диск – тормозные колодки»

Повышение устойчивости и управляемости ТС при торможении возможно за счёт создания и применения САУ качения колёс ТС на основе информации о их динамике [198, 180]. Метод ТСИ может быть использован для создания конкурентоспособных антиблокировочных систем, предотвращающих блокирование колёс ТС при торможении [144, 226, 243].

Антиблокировочные системы представляют довольно сложные по конструкции и алгоритму работы САУ процесса торможения и предназначены для предотвращения блокирования колёс и оптимизации сцепления колёс с опорной поверхностью. Оборудованные такими системами ТС обеспечивают их безопасность движения ограничением скорости движения с сохранением устойчивости и управляемости, уменьшением вероятности дорожно-транспортных происшествий [208].

Тормозная система современных ТС при всех возможных весовых состояниях, скоростях движения и на любом дорожном покрытии должна обеспечивать распределение тормозных сил по осям. Это возможно с применением программных устройств коррекции распределения тормозных сил. Однако существующие устройства подобного типа не учитывают эксплуатационные свойства тормозных механизмов, должным образом не реагируют на силы сцепления во ФК «колесо – дорога», не учитывают динамику торможения колёс. Опасность блокирования колёс и заноса ТС сохраняется.

Возможность адаптации системы к различным дорожным условиям мала и наличие антиблокировочной системы сцепления приводит к повышенным нагрузкам на детали тормозной системы в форме фрикционных автоколебаний (скрипов), в частности, деталей колёсных тормозных механизмов, трубопроводов и т.д. Силы трения покоя обуславливают отсутствие относительное движение контактирующих тел (рисунок 3.42, а). При возникновении скольжения одного тела по другому возникает *скрип* [136], заключающийся в возникновении касательной силы и деформации упругого тела, прижатого к другому телу (рисунок 3.42, б). При последующем превышении касательной силы сил трения покоя происходит срыв сцепления тел, теряется упругая деформация и тело скачком переходит в новое недеформируемое положение [60, 63] (рисунок 3.42, в).

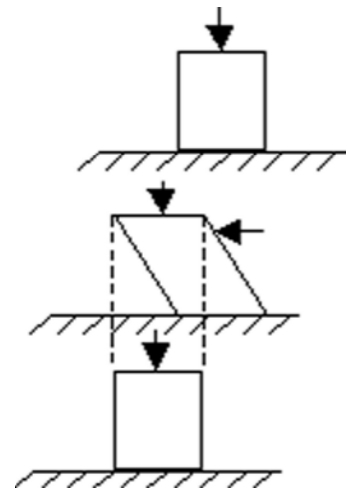


Рисунок 3.42 – Формы фрикционных автоколебаний

Примером автоколебательной системы является ФК «диск – тормозная колодка» ТС. При равнозамедленном движении диска колебания тормозной колодки вызваны вариациями коэффициента трения и неравномерностью вращения тормозного диска. Модель данной трибосистемы представлена на рисунке 3.43. Тормозные колодки массой m упруго контактируют с диском, обладающим некоторым моментом инерции J , и взаимосвязаны с суппортом тормозной системы [208].

Колебательный процесс описывается уравнениями:

$$\begin{cases} J\ddot{\phi} = -M_{mp} \\ m\ddot{X} = -Cx + F_{mp} \end{cases},$$

где M_{mp} – момент тормозной, F_{mp} – сила трения, Cx – упругая связь суппорта с тормозной колодкой, $\ddot{X}$ – ускорение колодки, $\ddot{\phi}$ – угловое ускорение диска.

Линейная скорость трения во ФК соответствует разности линейных скоростей тормозной колодки и диска:

$$V = R_1\dot{\phi} - \dot{X}.$$

Адаптация тормозного механизма к различным дорожным условиям современных ТС возможна за счёт дополнительных информационных каналов антиблокировочных систем, позволяющих прогнозировать блокирование колёс и отслеживать состояние суппорта тормозного механизма.

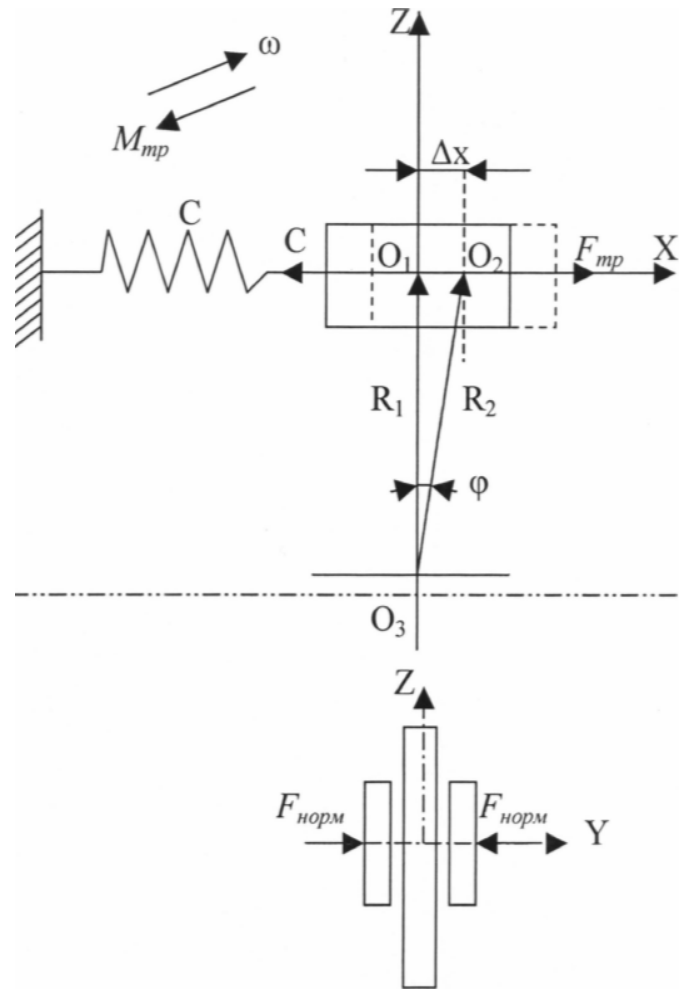


Рисунок 3.43 – Схема дискового тормозного механизма

Трибоспектральная идентификация фрикционной подсистемы «диск – тормозная колодка» по значениям виброускорений

Для регистрации амплитудного спектра виброускорений суппорта тормозного механизма передних колёс транспортной системы [226, 243] при разных скоростях вращения привода, частичном и экстренном торможении тормозного диска на суппорте тормозного механизма (рисунок 3.44) был установлен вибродатчик AP-98.

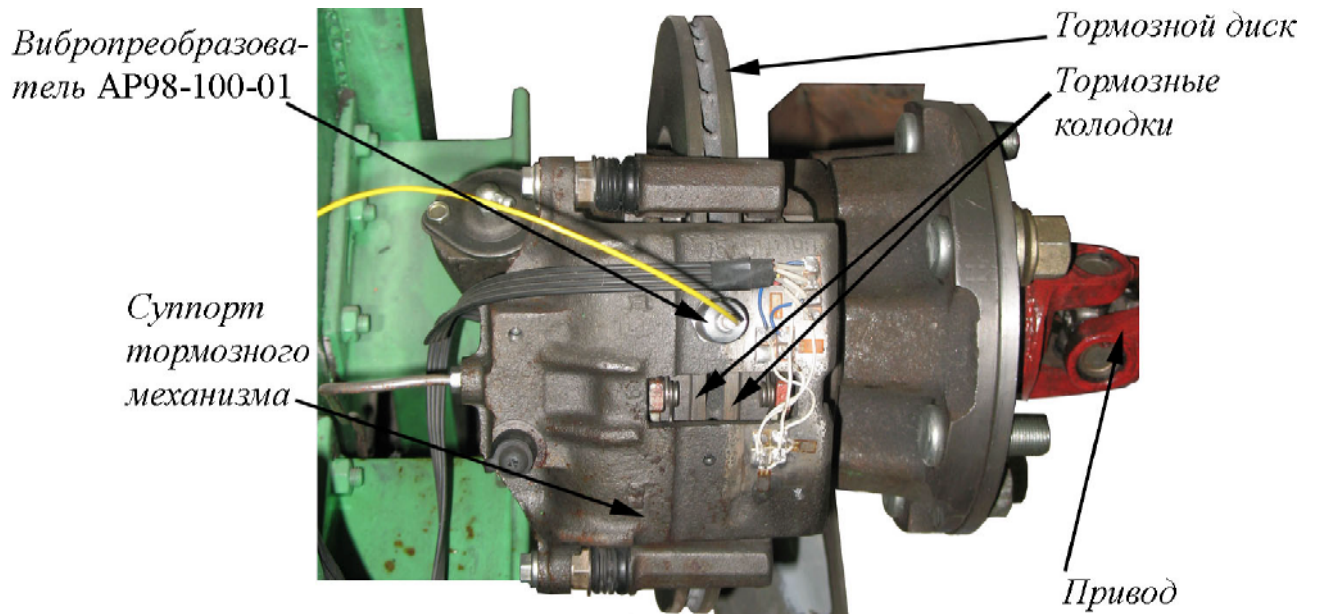


Рисунок 3.44 – Тормозной механизм ГАЗЕЛЬ

Непараметрическим методом Уэлча [200] были построены АЧХ виброускорений суппорта тормозного механизма (рисунок 3.45).

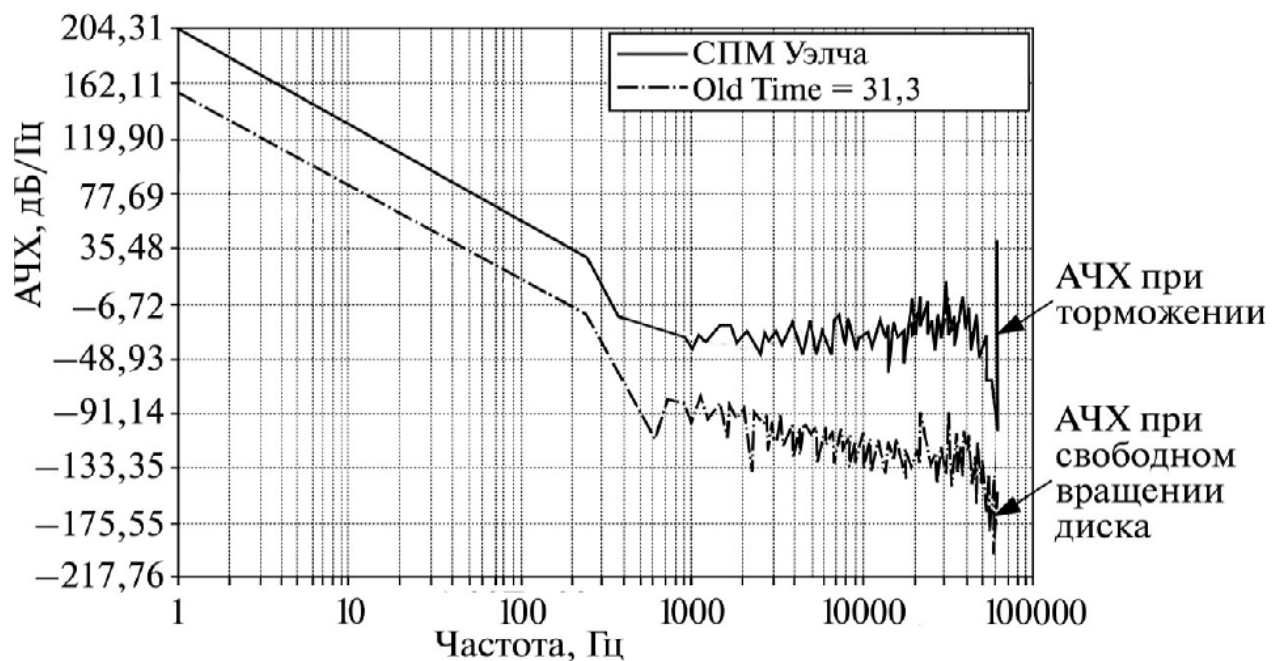


Рисунок 3.45 – АЧХ суппорта тормозного механизма на примере ТС: *а* – при свободном вращении (31,3 с); *б* – экстренном торможении (32,01 с)

Установлено [226], что амплитуды виброускорений суппорта тормозного механизма при свободном вращении тормозного диска при возрастании частоты в 10 раз снижаются на 20 дБ (до 18 кГц). Наблюдаются амплитудные гармоники собственных частот суппорта тормозного механизма и диска (22 и

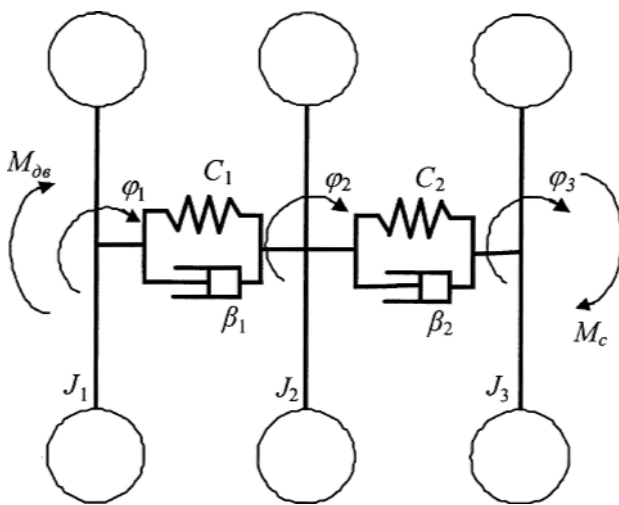
32 кГц). При экстренном торможении диска тормозными колодками возрастают амплитуды виброускорений на всех частотах фрикционного взаимодействия. На частотах 20 и 24 кГц появляются новые гармоники. Уменьшается число степеней свободы активных микрообъёмов поверхностей трения, а относительные амплитуды ускорений на частотах 15, 17 кГц снижаются на 10 дБ.

Трибоспектральная идентификация фрикционной подсистемы «диск – тормозная колодка» при реализации тормозного усилия

Представим трансмиссию ТС в виде эквивалентной динамической модели (рисунок 3.46) для определения информативных диапазонов частот трибосистемы тормозного механизма. Свободные крутильные колебания характеризуются следующей системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \beta_1 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + \beta_2 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2) = 0, \end{cases} \quad (3.7)$$

где моменты инерции, кг·м²: J_1 – двигателя, J_2 – трансмиссии, J_3 – ведущих колёс; коэффициенты упругости связей, Н·м/рад: C_1 – двигателя и трансмиссии, C_2 – трансмиссии и ведущих колёс; β_1, β_2 – коэффициенты демпфирования крутильных колебаний, Н·с·м/рад.



Для исходных значений параметров ТС $J_1 = 0,32$ кг·м²; $J_2 = 0,23$ кг·м²; $J_3 = 16,5$ кг·м²; $C_1 = 2400$ Н·м/рад; $C_2 = 753000$ Н·м/рад; $\beta_1 = 8$ Н·с·м/рад; $\beta_2 = 14$ Н·с·м/рад расчётами получили две гармоники: $\omega_1 = 13,7$ Гц и $\omega_2 = 93,15$ Гц [243].

Стендовые исследования ФК тормозного механизма проводились на динамической модели ТС машине трения СМЦ-2 (см. рисунок

2.35) по схеме «колодка – ролик». Для моделирования ФК колеса ТС с дорожным покрытием и возможным его проскальзыванием привод ведущего вала установки трения модифицирован следующим образом. Вместо зубчатого ремня и зубчатых шкивов были установлены плоский ремень и шлифовальные круги. В частотном диапазоне до 1000 Гц регистрировались колебания в нормальном и тангенциальном направлении и с помощью термопары значения объёмной температуры тормозной колодки. Частотный диапазон фрикционных колебаний был разбит на четыре поддиапазона, перекрывающих собственные гармоники трансмиссии ТС [243]:

- 1) 0 – 25 Гц — 1 собственная гармоника;
- 2) 25 – 75 Гц;
- 3) 75 – 100 Гц — 2 – собственная гармоника;
- 4) 100 – 500 Гц.

Оценкой динамических характеристик при ТСИ динамического процесса торможения ведомого вала установки СМЦ-2 были приняты ИО диссипативной составляющей трения (2.17), степени диссипации (2.18), ЗУА, относительной потери устойчивости.

На рисунке 3.47 представлены зависимости ИО АФЧХ как функции изменения коэффициента трения при торможении ТС [53]. При экстренном торможении коэффициент трения падает с 0,228 до 0,224 с последующим возрастанием до 0,24, что связано с переходными процессами во ФК. Этот период времени длится с 62,19 по 63,28 с и обозначен цифрой **1**. Наблюдаются флуктуации сил трения в частотном диапазоне 0...25 Гц (рисунок 3.47, *а*), соответствующей основной собственной частоте ТС. По графику рисунка 3.47, *б* устанавливаем, что в этом частотном диапазоне степень диссипации не превышает 0,3, что свидетельствует о колебательных сходящихся процессах **2** в трибосистеме. Рассматривая частотный диапазон 75...100 Гц для второй собственной частоты ТС, можно установить, что величина диссипации остаётся практически на постоянном уровне 0,0015; а степень диссипации колеблется от 0,18 до 2,14, т.е. от колебательного **2** до апериодического **3** характера движения.

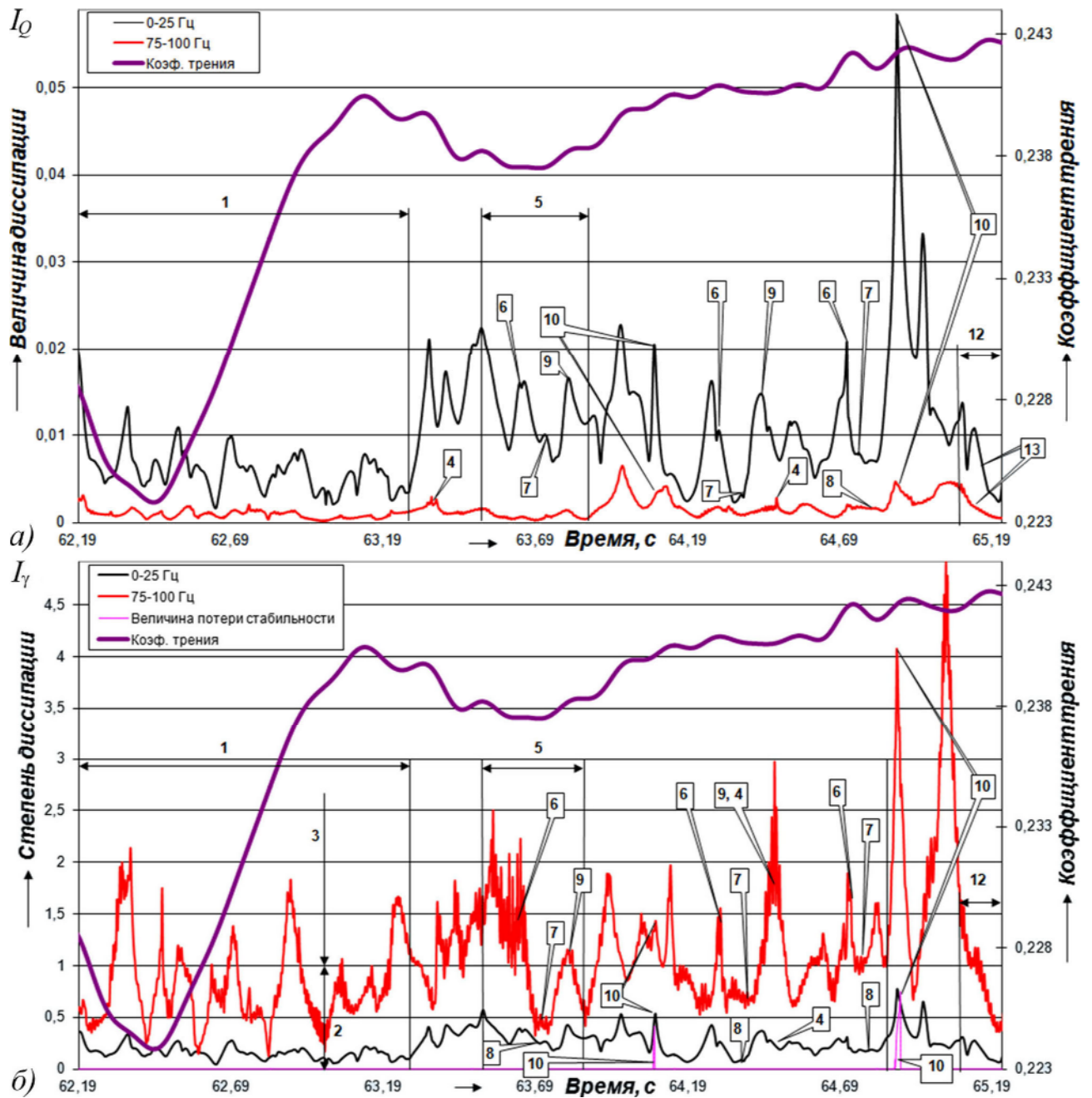


Рисунок 3.47 – Зависимости коэффициента трения от времени торможения и ИО диссипативной составляющей трения (а) и степени диссипации (б) АФЧХ

Начальный момент времени **1** (62,193 с характеризуется высоким уровнем инерционной и диссипативной составляющих **3** трения – рисунок 3.48), что обусловлено внезапным приложением нагрузки. Так как амплитуда ККП, соответствующая точке **3**, имеет положительное направление инерционно-диссипативной составляющей, то переходные процессы в трибосистеме должны затухать с течением последующего времени. Это обуславливает падение уровня вынужденных колебаний в среднем на 5 дБ спустя 92 мс. (кривая **2**), увеличение ЗУА в два раза

(с 26,06 до 45 дБ), уменьшение ИО диссипативной составляющей трения и степени диссипации (I_Q с $3,86 \cdot 10^{-3}$ до $1,42 \cdot 10^{-3}$ и I_γ с 0,57 до 0,47). В момент времени 62,28 с наблюдается совпадение вынужденных частот с собственными 4 на гармонических составляющих 20,26 и 36,13 Гц, в результате чего силы трения сонаправлены с вектором скорости скольжения. Так как величина диссипации неизменна (см. рисунок 3.47, а) при изменении степени диссипации (см. рисунок 3.47, б), то меняется инерционная составляющая трения.

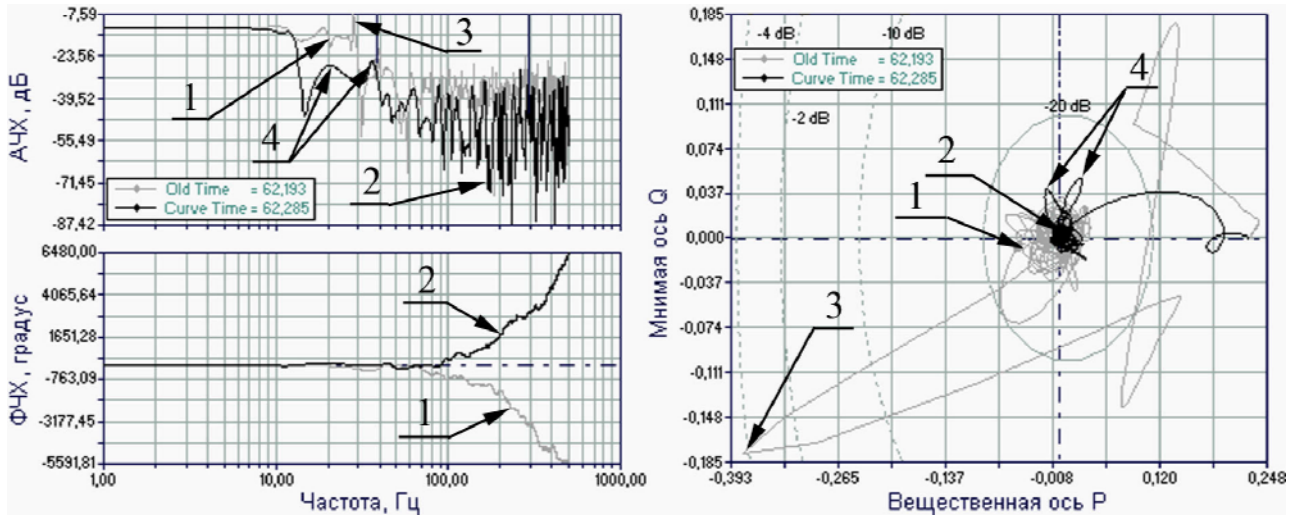


Рисунок 3.48 – АФЧХ торможения ТС: 1 – в момент экстренного приложения тормозного усилия; 2 – спустя 92 мс

По рисунку 3.49 рассмотрим изменение АФЧХ в оставшийся период времени (с 62,285 по 63,28 с), характерный для переходных процессов в трибосистеме. Только что рассмотренный момент времени представлен на этом рисунке цифрой 1. Спустя 70 мс (2), в момент времени 62,355 с, характерно увеличение диссипативных и инерционных составляющих трения. В диапазоне частот от 0 до 10,254 Гц инерционные составляющие имеют отрицательное значение I , повышая показатель колебательности трибосистемы, взаимное сближение поверхностей и увеличивая ФПК. При увеличении частотного диапазона до 13 Гц повышается диссипативная составляющая трения в 7,6 раз по сравнению с моментом времени 62,285 с, способствующая быстрому затуханию переходных процессов в трибосистеме. В частотном диапазоне 15,63...24,8 Гц наблюдается резкое повышение ККП с $-36,51$ до $-8,26$ дБ (с 0,015 до 0,386) в результате то-

го, что в данном частотном диапазоне совпали вынужденные и собственные колебания механической системы, а направление вектора силы трения – с направлением скорости относительного скольжения.

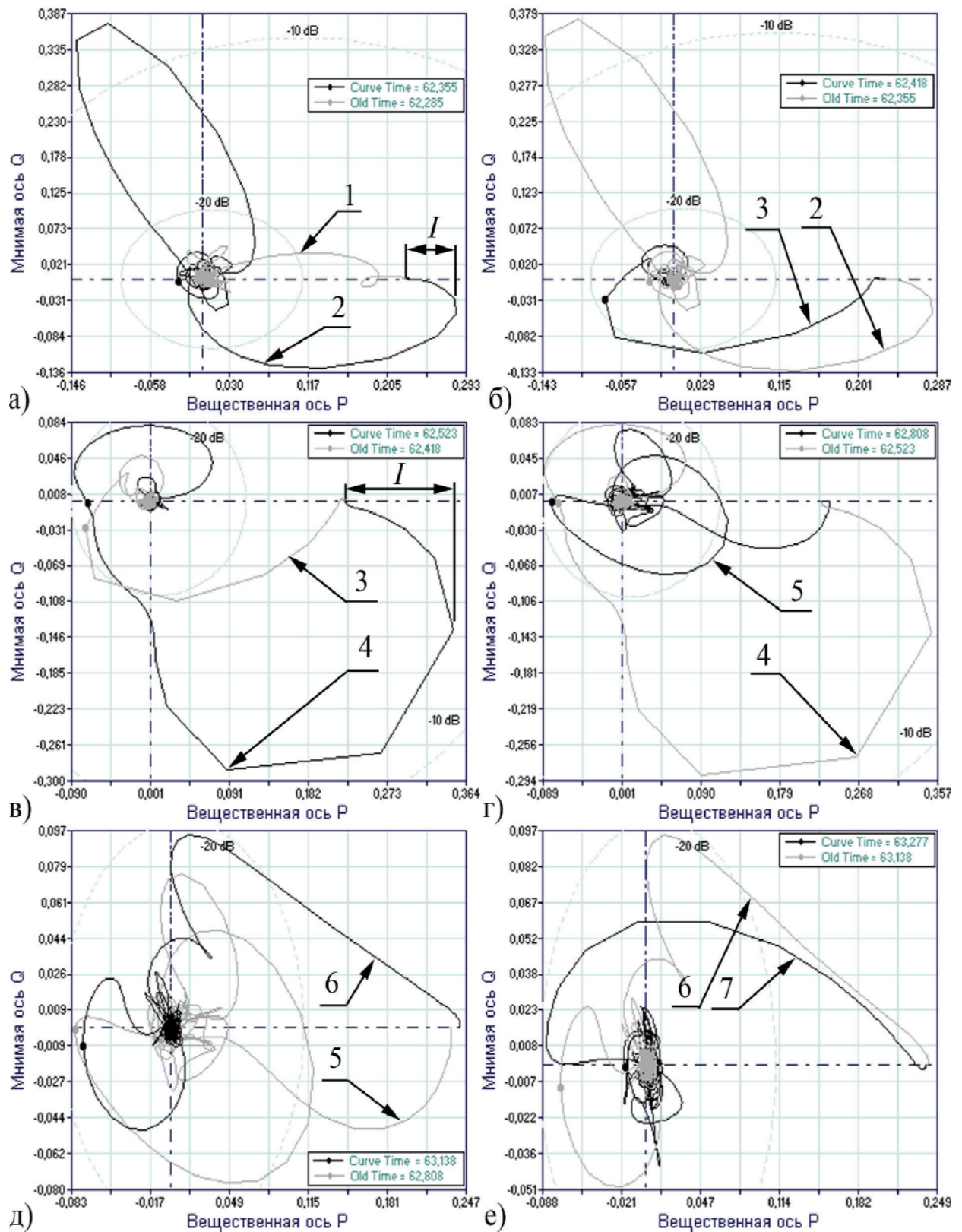


Рисунок 3.49 – Сравнительные АФЧХ трибосистемы, характерные для переходных процессов при торможении ТС

При изменении частотного диапазона от 25 до 500 Гц инерционная составляющая увеличивается, уменьшая коэффициент ЗУА с 45 до 31,5 дБ. Таким образом, ИО диссипативной составляющей трения и степени диссипации трибосистемы увеличиваются I_Q с $1,42 \cdot 10^{-3}$ до $2,21 \cdot 10^{-3}$ и I_γ с 0,47 до 0,69, уменьшая время переходного процесса. Через 63 мс (кривая **3** на рисунке 3.49, б), в момент времени 62,418 с, снижаются уровни диссипации трибосистемы на 24 % в частотном диапазоне от 0 до 10,986 Гц, а в диапазоне частот 15,63...24,8 Гц – в 7,53 раза таким образом, что ИО уменьшаются (I_Q с $2,21 \cdot 10^{-3}$ до $0,97 \cdot 10^{-3}$ и I_γ с 0,69 до 0,36), а время переходного процесса увеличивается. Также увеличились инерционные свойства трибосистемы на частотах 10,74...21 Гц, уменьшая ЗУА с 31,5 до 22,5 дБ.

При дальнейшем торможении ТС через 105 мс (кривая годографа Найквиста **4** на рисунке 3.49, в в момент времени 62,523 с) снова повышаются инерционные и диссипативные свойства трибосистемы. В частотном диапазоне от 0 до 10,5 Гц повышается колебательность трибосистемы I , взаимное сближение поверхностей и увеличение ФПК, силы трения возрастают более чем в два раза, с 0,107 до 0,269. Также повышается уровень автоколебаний трибосистемы в диапазоне частот от 16,6 до 23,7 Гц в результате увеличения диссипативной составляющей с 0,048 до 0,08 (ККП в данном диапазоне частот имеет фазовый сдвиг больший, чем -180°). В высокочастотной области (выше 24 Гц) инерционные свойства трибосистемы уменьшаются. Таким образом, наблюдается очередное повышение устойчивости трибосистемы: ИО увеличиваются (I_Q с $0,97 \cdot 10^{-3}$ до $1,36 \cdot 10^{-3}$ и I_γ с 0,36 до 0,45).

Рассмотрим следующий момент переходного процесса, представленный АФЧХ **5** на рисунке 3.49, г. За прошедшие 285 мс снижается уровень диссипативных составляющих трибосистемы в частотном диапазоне от 0 до 13 Гц с 0,287 до 0,048 (в 5,98 раз) и уровень инерционных (АФЧХ вытягиваются в горизонтальном направлении с незначительными фазовыми сдвигами) со средними гармониками 73; 146; 219; 292; 365 и 438 Гц таким образом, что ИО диссипативной составляющей трения увеличиваются (I_Q с $1,36 \cdot 10^{-3}$ до $1,56 \cdot 10^{-3}$), а степени диссипации – незначительно снижаются I_γ с 0,45 до 0,43. Это свиде-

тelleствует о периодических автоколебаниях, кратных основной гармонике 73 Гц, которая очень близка ко второй гармонике механической части ТС.

Завершающий этап переходных процессов в трибосистеме характеризуется увеличением диссипативных составляющих трения по сравнению с инерционными силами (см. рисунок 3.49, *д*). АФЧХ **6** вытягиваются в вертикальном направлении сил трения, совпадающих с направлением скорости относительного скольжения. ИО диссипативной составляющей трения снижаются (I_Q с $1,56 \cdot 10^{-3}$ до $1,39 \cdot 10^{-3}$), а степени диссипации увеличиваются I_γ с 0,43 до 0,5. Наблюдаются относительные резонансы трибосистемы на частотах 11,9; 18,8; 132; 48; 232 и 32,2 Гц – ККП на указанных частотах находится в диапазоне от $-20,7$ дБ до $-31,5$ дБ (от 0,092 до 0,027), а фазовые сдвиги – от -273° до -196° , что свидетельствует о протекающих незначительных автоколебаниях поверхностей трения на данных частотах.

Уменьшение скорости относительного скольжения диска относительно тормозной колодки приводит трибосистему к состоянию **7** на рисунке 3.49, *е*, в котором степень диссипации продолжает увеличиваться I_γ с 0,5 до 0,62, уменьшая время переходного процесса. Диапазон изменения инерционных составляющих уменьшается и сконцентрирован вдоль МЧХ. Уровень автоколебаний остаётся на энергетическом уровне, что и 138 мс ранее, а величина сил сопротивления движению на низких частотах отсутствует, на высоких частотах – возрастает в два раза.

Такое состояние трибосистемы, когда отсутствуют силы сопротивления на низких частотах, приводит к тому, что скорость относительного скольжения падает, величина диссипации трибосистемы в частотном диапазоне 0...25 Гц возрастает в два и более раз, с 0,005 до 0,02 (см. рисунок 3.47, *а*) при незначительном изменении степени диссипации на всех частотных диапазонах (см. рисунок 3.47, *б*). Следовательно, инерционная составляющая трения остаётся на том же уровне, что и в предыдущие моменты времени. Резкое падение скорости относительного скольжения приводит к тому, что возможна мгновенная остановка ведомого диска **4** тормозными колодками (см. рисунок 3.47, *а*).

Остановка тормозного диска длится не более 32 мс. (рисунок 3.50), сопровождающееся изменением диссипативных и инерционных составляющих трения.

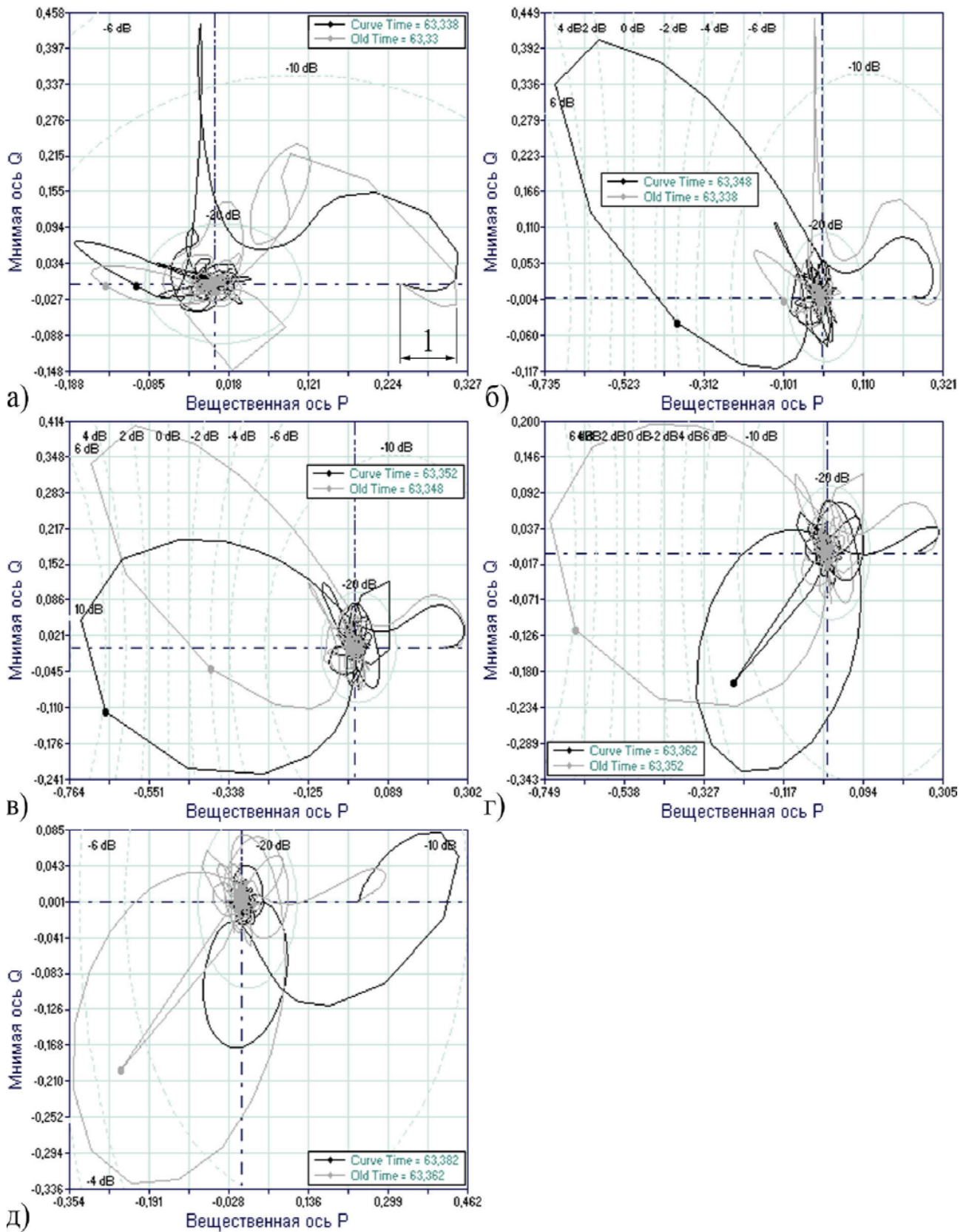


Рисунок 3.50 – АФЧХ трибосистемы, характерные для мгновенной остановки тормозного диска

В частотном диапазоне 0...10,5 Гц инерционная составляющая во всех приведенных случаях имеет отрицательное значение 1, в результате чего повышается показатель колебательности трибосистемы, взаимное сближение поверхностей и увеличивается ФПК трибосистемы. В частотном диапазоне 10,5...21 Гц, соответствующем собственной гармонике ТС, изменяются фазовые сдвиги тангенциальной составляющей силы фрикционного взаимодействия относительно нормальной от состояния от -298° до -136° , т.е. от состояния автоколебаний до устойчивого сопротивления движению, что подтверждается ИО диссипативной составляющей трения (табл. 3.13).

Таблица 3.13 – Численные характеристики АФЧХ трибосистемы, вычисленные для момента мгновенной остановки ТС

Время, с	Запас устойчивости по амплитуде L , дБ	ИО		
		диссипации $I_Q, \times 10^{-3}$	степени диссипации I_γ	энергетических потерь $I_f, \times 10^{-3}$
63,330	16,94	3,27	0,66	1,43
63,338	19,79	3,37	0,67	1,83
63,348	8,30	3,34	0,60	3,07 – max
63,352	3,51 – min	3,20	0,58	2,89
63,362	12,06	2,85	0,56 – const	1,61
63,382	34,23	2,14		1,10

Анализ АФЧХ и их ИО показывает, что инерционные свойства трибосистемы увеличиваются, уменьшая ЗУА до 3,51 дБ, диссипативные характеристики снижаются с 3,27 до 2,14, степень диссипации трибосистемы уменьшается с последующей её фиксацией на уровне 0,56, ИО энергетических потерь в момент остановки резко возрастает в два раза с 1,43 до 3,07 с последующим падением до 1,1. Следовательно, можно утверждать, что остановка диска тормозными колодками наблюдалась с 63,348 по 63,352 с, т.е. длительностью 4 мс. Возобновление крутящего момента на ведомом диске обуславливает последующее значительное увеличение показателя колебательности трибосистемы

до 1,86, взаимного сближения поверхностей и увеличения ФПК, ККТ достигает величины $-6,98$ дБ (0,448) – рисунок 3.50, *д*.

К более длительным периодам остановки или значительного снижения скорости относительного скольжения ведомого диска тормозными колодками можно отнести момент времени, обозначенный цифрой **5** на рисунке 3.47. Здесь отмечаются периоды повышенной автоколебательности системы **6** по степени диссипации трибосистемы в частотном диапазоне 75...100 Гц, соответствующей второй гармонике ТС. При этом наблюдается падение коэффициента трения, упругой составляющей с 0,239 до 0,237. Остановка диска тормозными колодками происходит после значительного снижения ИО диссипативной составляющей трения и степени диссипации по всем частотным диапазонам **7** в полтора-два раза при неизменности значений упругих составляющих фрикционного взаимодействия – коэффициента трения 0,237.

На рисунке 3.51 представлены АФЧХ трибосистемы в период неустойчивости, пониженной скорости относительного скольжения **6**, на рисунке 3.52 – полной остановки **7**.

В момент времени 63,58 с наблюдаются гармоники триботехнического процесса: 12,4; 20 и 50,8 Гц с повышенным значением ККП $-24,64$; $-19,03$ и $-23,97$ дБ (0,059; 0,112 и 0,063) – рисунок 3.51, *а*. Снижение скорости относительного скольжения активных микрообъемов поверхностей трения в момент времени 63,6 с вызывает в частотном диапазоне 0...11 Гц ослабление влияния равенства частот вынужденных и собственных колебаний (см. рисунок 3.51, *а*), в результате чего диссипативная составляющая снижается с 0,09 до 0,033 при незначительных изменениях ККП в диапазоне частот 14...24 Гц. Спустя 10 мс локальный резонанс активных микрообъемов прекращается, вектор сил трения направлен противоположно скорости относительного скольжения и способствует сопротивлению передачи крутящего момента, годограф АФЧХ смещается в нижнюю область фазового пространства (рисунок 3.51, *б*); возникает незначительное кратковременное повышение амплитуды колебаний на частоте 11,475 Гц, близкой к собственной частоте ТС.

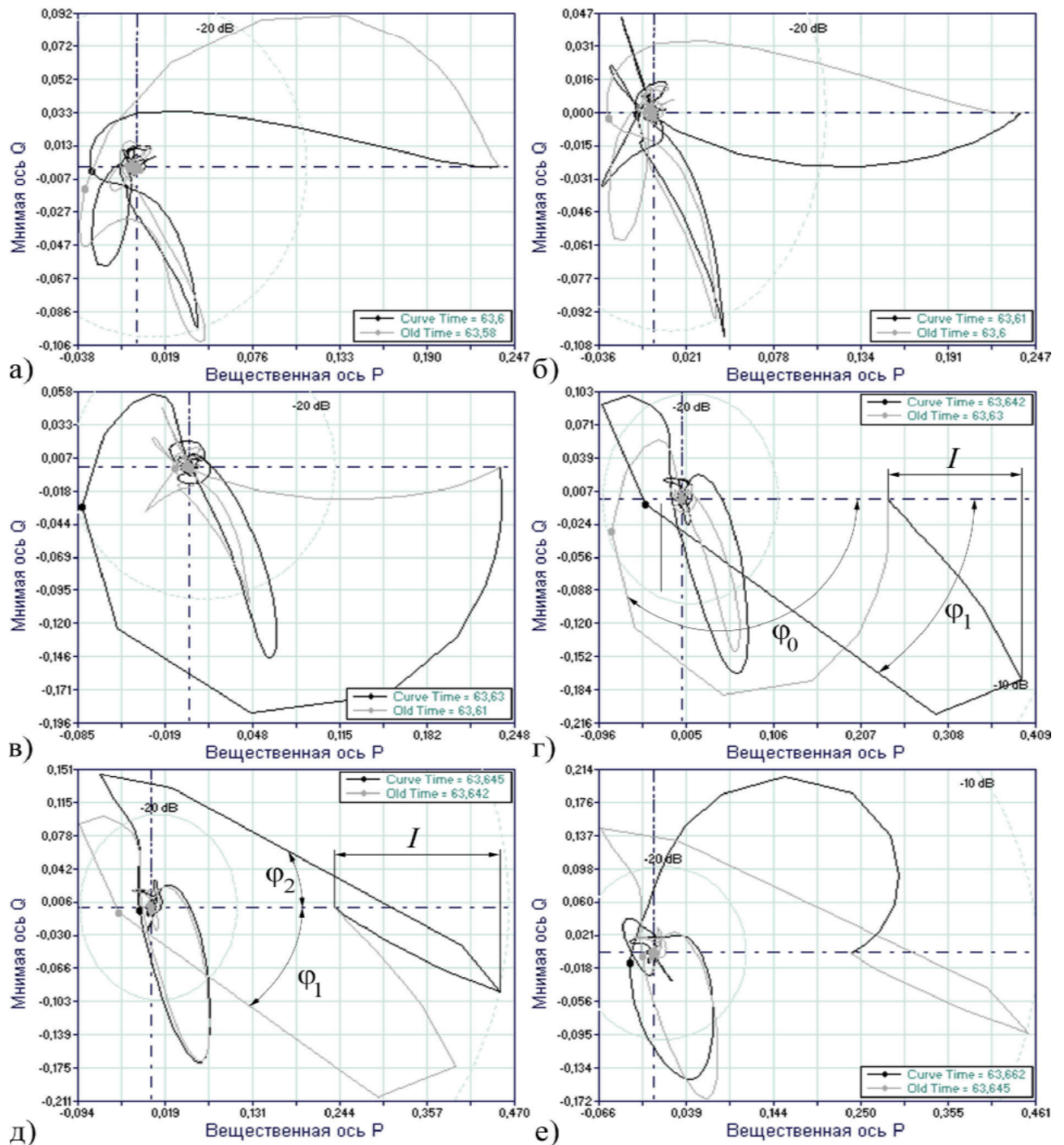


Рисунок 3.51 – АФЧХ трибосистемы при автоколебаниях ведомого диска, предшествующих полной остановке ведомого диска

Через 20 мс (в 63,63 с эксперимента – рисунок 3.51, в) силы сопротивления движению достигают своего максимума в частотных диапазонах 0...11 Гц и 13,92...23,19 Гц, а степень диссипации – $I_\gamma = 0,52$; усиливается инерционная составляющая трибосистемы, уменьшая ЗУА с 38,97 до 27,59 дБ. В период времени с 63,642 с по 63,645 с эксперимента (рисунки 3.51, г и 3.51, д) происходит

перераспределение сил и фазовых составляющих фрикционного взаимодействия: увеличивается отрицательное значение инерционных составляющих I , повышая показатель колебательности системы с 1,54 до 1,7, взаимное сближение поверхностей и ФПК; уменьшаются фазовые сдвиги с $-\varphi_0$ до $-\varphi_1$ (см. рисунок 3.51, *з*) с последующим изменением знака фазы с $-\varphi_1$ до $+\varphi_2$ (см. рисунок 3.51, *д*), что означает смену направления действия сил трения. Вектор сил трения больше не препятствует движению, так направление совпадает с направлением скорости относительного движения и обуславливает повышение уровня автоколебаний активных микрообъёмов поверхностных слоёв (рисунок 3.51, *е*) в частотном диапазоне от 0 до 12,45 Гц. Одновременно в частотном диапазоне 13,6...22,95 Гц, соответствующем основной частоте ТС, начинается снижение инерционной и возрастание диссипативной составляющих фрикционного взаимодействия, что фиксируется достижением ИО диссипативной составляющей трения трибосистемы своего максимального значения $I_Q = 1,541$. Силы фрикционного взаимодействия в этом частотном диапазоне направлены в противоположном скорости относительного скольжения направлении и вызывают значительное снижение скорости до полной остановки и снижение автоколебаний активных микрообъёмов в частотном диапазоне 0...12 Гц.

Анализ АФЧХ полной остановки ведомого диска (см. рисунок 3.52) показывает, что полная остановка ведомого ролика характеризуется их стабильностью, направление вектора силы трения выравнивается строго под фазовым углом -90° ; незначительным изменением инерционных свойств трибосистемы в частотном диапазоне 0...28 Гц, прекращением автоколебаний в частотном диапазоне 0...13 Гц (рисунки 3.52, *в* ...3.52, *д*).

Видно, что в период времени 63,68...63,74 с ИО достигают минимальных значений ($I_Q = 0,925$; $I_\gamma = 0,372$; $I_f = 0,548$) при увеличении ЗУА 40 дБ. На рисунке 3.47 при остановке тормозного диска отмечаются участки **8** с постоянным значением ИО. В результате того что к тормозному диску не прекращает подводиться крутящий момент, состояние ТС остаётся нестабильным и определяется силами сопротивления в контакте (рисунок 3.52, *д*) – силы трения уменьшаются с 0,095

до 0,076; степень диссипации падает до $I_\gamma = 0,358$, а инерционные составляющие возрастают, что обуславливает срыв состояния относительного покоя.

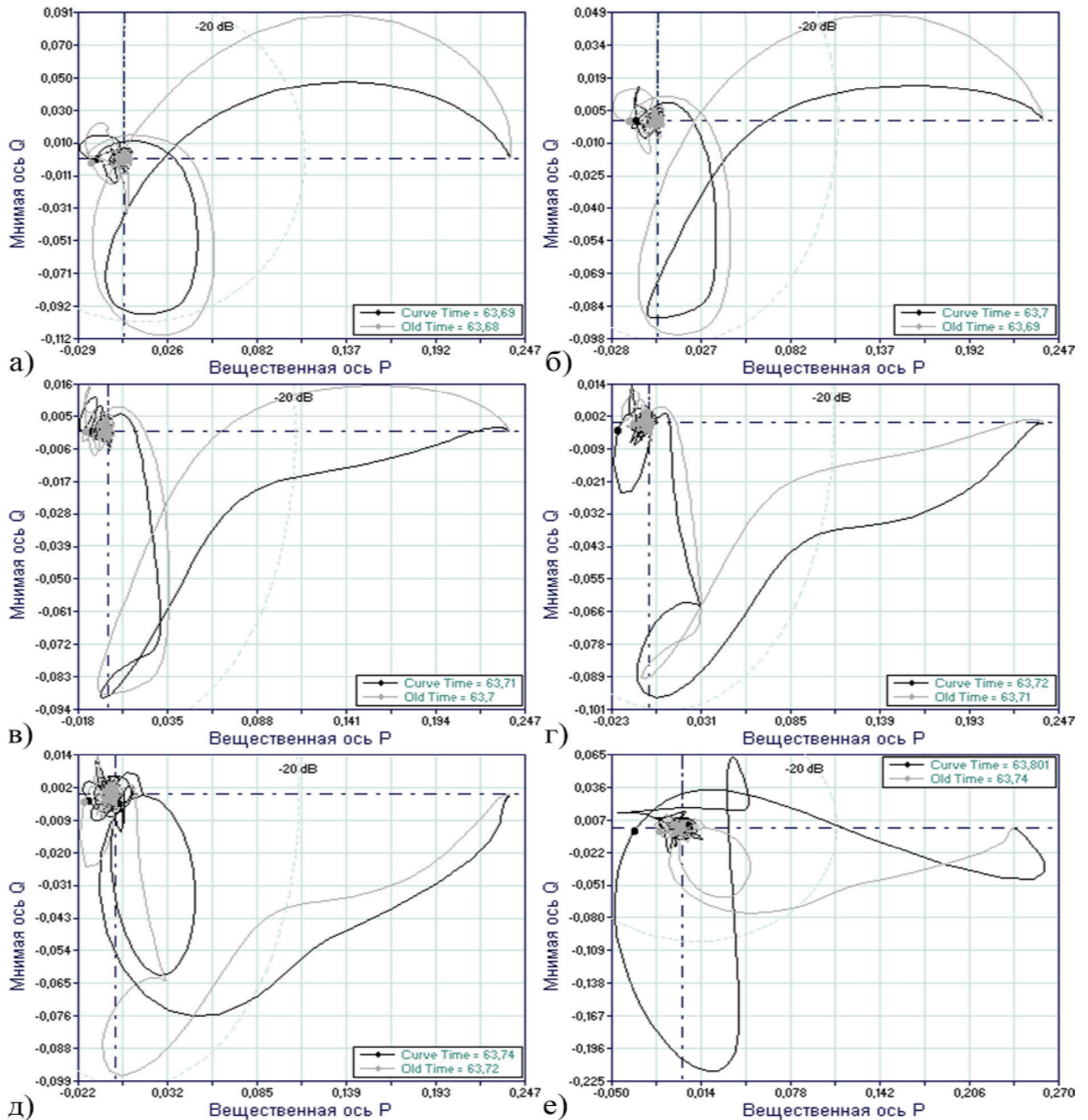


Рисунок 3.52 – АФЧХ трибосистемы в период остановки тормозного диска, соответствующего состоянию заноса или юза ведомых колёс ТС

Увеличиваются скорость относительного скольжения и одновременно диссипация трибосистемы (рисунок 3.52, е), так как в соответствии с законом сохранения энергии любое материальное тело стремится сохранить состояние покоя. ИО достигают максимальных значений, а ЗУА снижается (см. табл. 3.14, момент времени 63,801 с). Этот момент иллюстрируется ИО рисунка 3.47 пере-

ходом от 7 к 9 позиции и характеризуется дальнейшим возобновлением автоколебательных состояний поверхностных слоёв соприкасающихся активных микрообъёмов, увеличением инерционных составляющих и падением диссипативных свойств контакта (рисунок 3.53, а) – наступает неустойчивость активных микрообъёмов 10 (см. рисунок 3.47). Состояние остановки тормозного диска ТС при подводимом крутящем моменте подтверждается ИО (табл. 3.14).

Таблица 3.14 – Численные характеристики автоколебаний трибосистемы ТС, вычисленные по АФЧХ трибосистемы при понижении скорости относительного скольжения

Период	Время, с	Запас устойчивости по амплитуде L , дБ	ИО		
			диссипации $I_Q, \times 10^{-3}$	степени диссипации I_γ	энергетических потерь $I_f, \times 10^{-3}$
Автоколебания	63,580	29,35	1,117	0,449	0,613
	63,600	30,77	1,013	0,429	0,564
	63,610	38,97	1,036	0,440	0,580
	63,630	21,71	1,293	0,521	0,713
	63,642	27,59	1,491	0,559 – max	0,933
	63,645	36,73	1,513	0,557	0,985 – max
	63,662	30,89	1,541 – max	0,566	0,772
Остановка	63,680	33,47	1,221	0,481	0,607
	63,690	35,15	1,041	0,416	0,565
	63,700	37,44	0,932	0,376	0,548 – min
	63,710	40,00 – max	0,925 – min	0,372	0,548 – min
	63,720	34,36	0,982	0,385	0,562
	63,740	35,64	0,959	0,358 – min	0,608
	63,801	29,44 – min	1,934 – max	0,595 – max	0,898 – max

Рассмотрим АФЧХ, характерные для неустойчивости активных микрообъёмов, более подробно согласно рисункам 3.53, б...3.53, е и табл. 3.15.

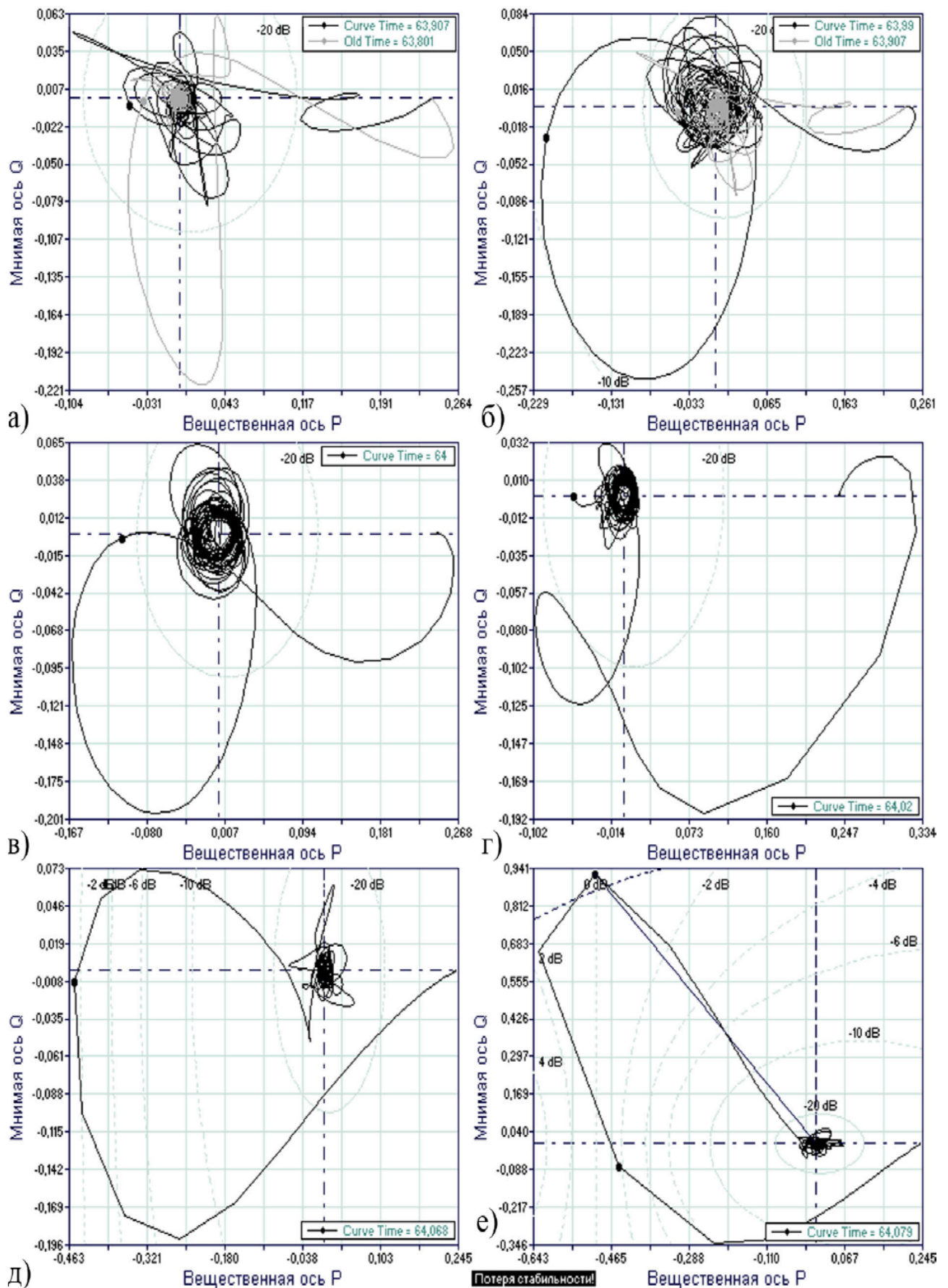


Рисунок 3.53 – АФЧХ трибосистемы, характерные для потери стабильности после остановки тормозного диска с последующим возобновлением движения

Таблица 3.15 – Численные характеристики АФЧХ трибосистемы, вычисленные для периода неустойчивого торможения ТС

Вре- мя, с	ККП на резо- нанс- ной ча- стоте	Запас устойчиво- сти по:		ИО		
		амплиту- де L , дБ	фазе, градус	диссипации $I_Q, \times 10^{-3}$	степени диссипации I_γ	энергетиче- ских потерь $I_f, \times 10^{-3}$
63,907		26,62		2,347	0,594	0,893
63,990		13,43		5,148 – max	0,656 – max	1,420 – max
64,000		19,31		4,405		1,070
64,020		24,89		3,022	0,632	0,891 – min
64,068	0,342	6,86		1,814 – min	0,452 – min	1,060
64,078	1,012	6,14 – min	–54,83	2,612	0,589	4,364
64,079	1,050	6,95	–61,41	2,713	0,617	7,380
64,080	1,056	8,34	–67,80	2,789	0,641	17,775 – max
64,081	1,026	10,53	–73,92	2,835	0,660	13,897
64,082	0,968	18,58		2,880 – max	0,678 – max	5,947

Начальный период развития неустойчивости назовём «моментом зарождения неустойчивости», и он является определяющим для антиблокировочных систем сцепления. Неустойчивость характеризуется незначительным изменением инерционных и диссипативных характеристик трибосистемы в низкочастотной области (0...22 Гц), а в высокочастотной области (22...500 Гц) – соответствующее экспоненциальное увеличение фазовых составляющих с ростом частоты от -180° до $+13\ 860^\circ$ (рисунок 3.54), которые формируют концентрические окружности на фазовой плоскости (рисунки 3.53, *в* и 3.53, *г*) в форме эллипса относительно центра координат, вытянутого вдоль диссипативной оси, и бесконечное множество амплитуд колебаний активных микрообъёмов, равномерно распределённых по фазовой плоскости; повышение контактной температуры.

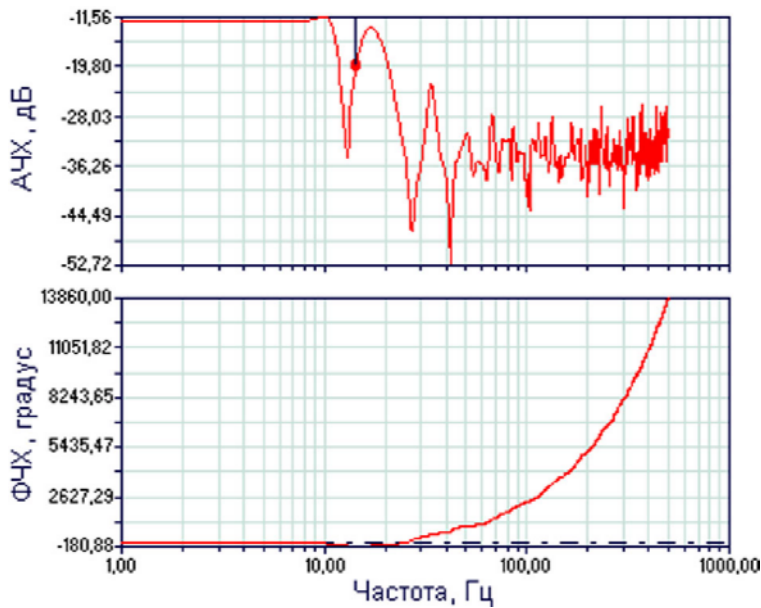


Рисунок 3.54 – АЧХ и ФЧХ трибосистемы в момент «зарождения неустойчивости», соответствующие годографу рисунка 3.53, в

истечении 78 мс с момента зарождения неустойчивости (см. рисунок 3.53, б) в низкочастотной области инерционные силы значительно возрастают, смещаясь к критической точке $(-1, i0)$, при неизменном уровне сил сопротивления скорости относительного скольжения (рисунок 3.53, д), а ККП достигает величины $-6,86$ дБ (0,45) на частоте 12,2 Гц. Дальнейшее повышение инерционных сил в момент времени 64,079 с вызывает последующее возрастание как сил сопротивления движению (в частотном диапазоне $0 \dots 11,72$ Гц), так и сил трения, сонаправленных с вектором относительного скольжения (в частотном диапазоне $11,96 \dots 15,6$ Гц), фазовый сдвиг достигает величины $-241,41^\circ$, развитие автоколебаний активных микрообъемов до такой степени, что происходит потеря относительной устойчивости по фазе $61,41^\circ$ (см. рисунок 3.53, е).

Анализ ИО АФЧХ для всего частотного диапазона показывает, что в так называемый «момент зарождения неустойчивости» (момент времени 63,99 с) оценки диссипации, степени диссипации и энергетических потерь имеют максимальные значения, а ЗУА -13 дБ (запас по ККП $-0,8$). За 10 мс до потери относительной стабильности по фазе (момент времени 64,068 с) ИО диссипативной составляющей трения, степени диссипации и энергетических потерь

Следовательно, в высокочастотной области одни амплитуды колебаний (расположенные ниже действительной оси) способствуют уменьшению скорости относительного скольжения, а другие (выше действительной оси) – её увеличению, а результирующее движение определяется характером распределения инерционных и диссипативных сил в низкочастотной области. По

уменьшаются до минимальных значений. В результате увеличения амплитуд автоколебательных процессов активных микрообъёмов ККП достигает величин 1,012...1,056 на комплексной частоте 13,2 Гц, нарушается равновесная шероховатость, происходит выделение тепла активными микрообъёмами, что вызывает последующее увеличение диссипативной энергии, степени диссипации всей трибосистемы и энергетических потерь (момент времени 64,082 с). Так как степень диссипации возрастает, то время переходных процессов трибосистемы уменьшается по сравнению с моментом времени 64,068 с.

Прошедшие в трибосистеме автоколебательные процессы и потеря устойчивости по фазе вызывают дальнейшее монотонное повышение коэффициента трения (см. рисунок 3.47) с возможными кратковременными остановками тормозного диска **8**, однако кинетическая энергия в трибосистеме не обеспечивает полную остановку ТС. Такое нестабильное состояние трибосистемы длится с 64,1 по 64,77 с эксперимента, т.е. 0,67 с.

Рассмотрим АФЧХ, присущие переходным процессам в трибосистеме перед остановкой ТС, с момента очередного «зарождения неустойчивости» трибосистемы (интервал времени 64,772...65,066 с) согласно рисунку 3.55. На рисунке 3.47 этому интервалу времени соответствуют ИО, отмеченные цифрой **10**, а пониженная скорость относительного скольжения вызывает в частотном диапазоне 100...500 Гц двукратное снижение степени диссипации **11** (с аperiodического до колебательного характера движения).

На рисунке 3.55, *а* представлены АФЧХ в момент «зарождения неустойчивости», т.е. за 99 мс до потери устойчивости (рисунок 3.55, *б*). В частотном диапазоне 0...12,45 Гц диссипативная функция трибосистемы не препятствует скорости относительного скольжения (находится выше действительности оси на комплексной плоскости), в диапазоне частот 18,3...27,1 Гц активные микрообъёмы создают сопротивление скорости относительному скольжению, а в высокочастотной области – экспоненциальное увеличение фазовых составляющих с ростом частоты от 0° до +4920° формирует концентрические окружности на фазовой плоскости (см. рисунок 3.55, *а*), бесконечное множество амплитуд ко-

лебаний активных микрообъёмов, равномерно распределённых по фазовой плоскости.

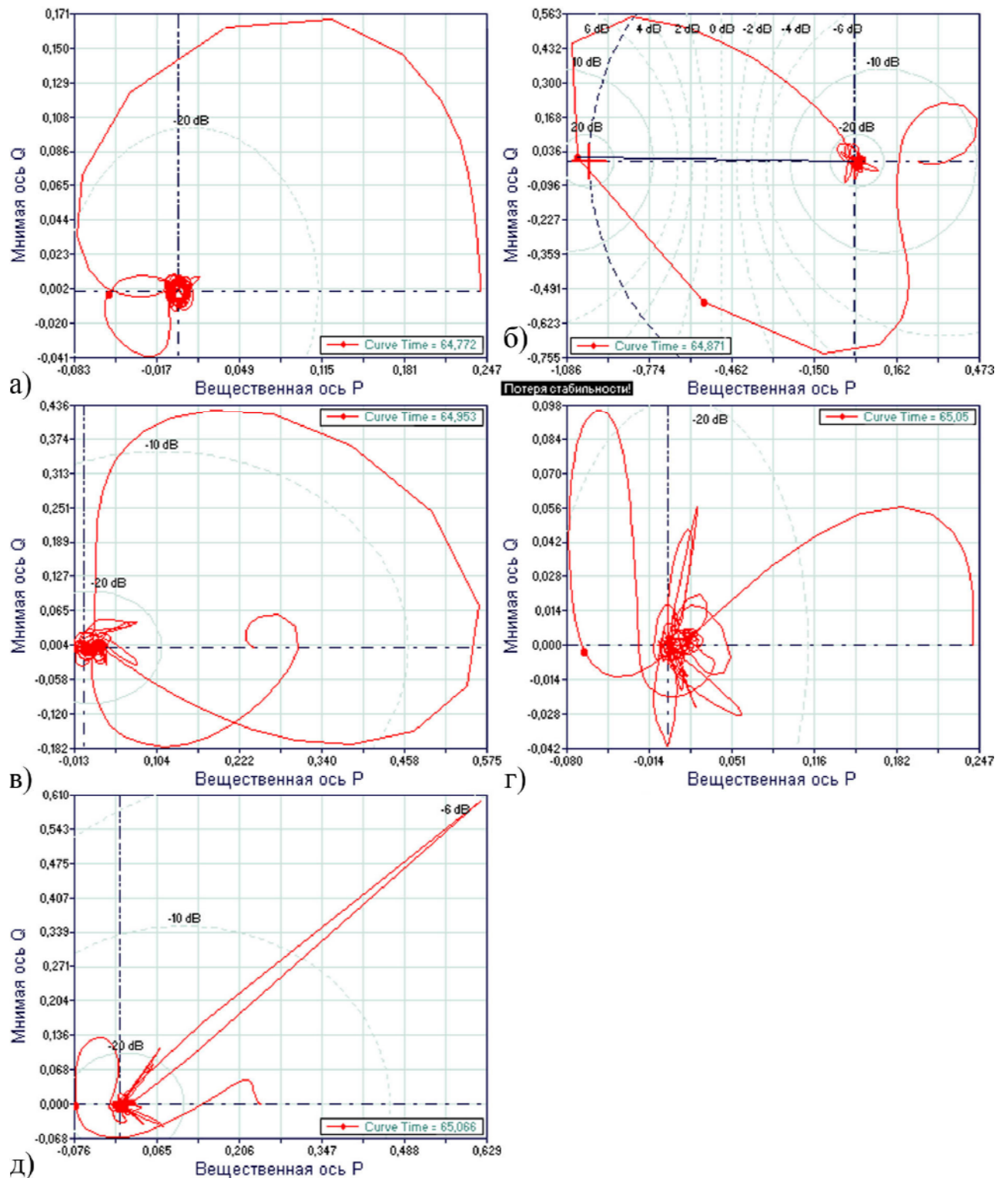


Рисунок 3.55 – АФЧХ переходных процессов трибосистемы «тормозные колодки – диск» перед полной остановкой диска

По сравнению с предыдущим моментом «зарождения неустойчивости» (см. рисунок 3.53, б) в высокочастотной области возрастает в два раза уровень

инерционных составляющих трения и снижается величина диссипации трибосистемы в на 42 %. Следовательно, можно утверждать, что температура вспышки и последующая потеря стабильности трибосистемы будут более значимыми по сравнению с моментом времени эксперимента, равным 64,079 с.

Как и предполагалось, в момент 64,781 с (см. рисунок 3.55, б) инерционная составляющая фрикционного взаимодействия превышает критическую величину $(-1, i0)$ на фазовой плоскости; трибосистема теряет устойчивость по амплитуде на 0,37 дБ и по фазе на $0,84^\circ$; ИО энергетических потерь оценивается максимальным значением $I_f = 33,353$ (в 50 раз превышающим стабильный уровень оценки). Эти показатели означают уменьшение сближения активных микрообъёмов до нуля и, следовательно, ФПК; в результате чего происходит динамический отрыв тормозных колодок от диска; состояние ТС определяется только соотношением диссипативных сил, направление которых противоположно скорости относительного скольжения. Так как ИО диссипативной составляющей трения ($I_Q = 4,388$) и степени диссипации ($I_\gamma = 0,586$) трибосистемы достаточно велики, то скорость относительного скольжения имеет тенденцию к уменьшению, а время переходных колебательных процессов – к минимуму.

Потеря устойчивости вызывает последующее увеличение колебательности трибосистемы до 2,35 (частотный диапазон 16,11...24,17 Гц) и до 1,26 (частотный диапазон 0...12 Гц) в результате изменения направления действия инерционных сил (рисунок 3.55, в), сближение активных микрообъёмов и ФПК и снижение скорости относительного скольжения.

Низкая скорость относительного скольжения увеличивает время контактирования активных микрообъёмов соприкасающихся поверхностей, в результате чего повышается ККП на отдельных частотах (90; 110; 210; 310; 350; 410 и 450 Гц, в том числе вторая гармоника 93 Гц ТС) – АФЧХ на фазовой плоскости приобретают форму, представленную рисунком 3.55, г. Последующее снижение скорости относительного скольжения вызывает значительное увеличение инерционной составляющей фрикционного взаимодействия на одной из указанных ранее частот – 310 Гц, в результате чего на этой частоте повышается колеба-

тельность системы в 3,59 раз, сближение активных микрообъёмов, увеличивается ФПК, что вызывает окончательное снижение скорости относительного скольжения. АФЧХ момента времени 65,066 с представлены на рисунке 3.55, д.

Период остановки характеризуется временным интервалом **12** на рисунке 3.47, падением ИО диссипативной составляющей трения и степени диссипации **13** по всем анализируемым диапазонам частот. АФЧХ представлены на рисунке 3.56 и характеризуются (табл. 3.16) увеличением ЗУА от 38,45 до 45,36 дБ; снижением величин инерционных (от P_0 до P_1) и диссипативных (от Q_0 до Q_2) характеристик при достаточно высоких значениях диссипативных свойств, обуславливающих вытягивание годографа вдоль мнимой оси на комплексной плоскости, особенно направление сил трения которых направлено противоположно скорости относительного движения (фазовый сдвиг $\varphi_1 = -90^\circ$ на частотах 15...21 Гц).

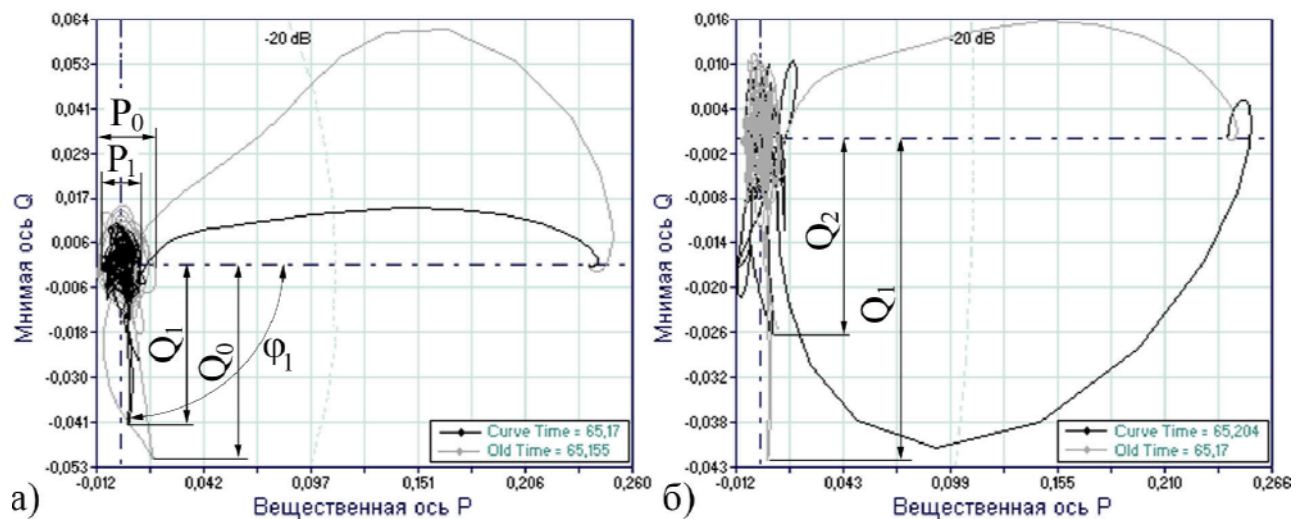


Рисунок 3.56 – АФЧХ трибосистемы «тормозные колодки – диск – дорожное покрытие» при уменьшении скорости относительного скольжения до нуля

Таблица 3.16 – Численные характеристики АФЧХ трибосистемы перед полной остановкой ТС

Вре- мя, с	ККП на резо- нанс- ной ча- стоте	Запас устойчиво- сти по:		ИО		
		амплиту- де L , дБ	фазе, градус	диссипации $I_Q, \times 10^{-3}$	степени диссипации I_γ	энергетиче- ских потерь $I_f, \times 10^{-3}$
1	2	3	4	5	6	7
64,772		25,01		1,702	0,495	0,657

1	2	3	4	5	6	7
64,871	1,044	–0,37	–0,84	4,388 – max	0,586 – max	33,353 – max
64,953		38,78		3,735	0,516	2,296
65,050		23,11		2,120	0,439	0,891
65,066		22,58		2,518	0,490	1,375

Использование представленных результатов исследований позволяет наметить направления совершенствования существующих антиблокировочных систем ТС, что позволит в конечном счёте повысить надёжность и безопасность их эксплуатации.

Трибоспектральная идентификация фрикционной подсистемы «диск – тормозная колодка» на затяжных спусках

С целью определения влияния *длительного торможения на затяжных спусках* ТС на триботехническое состояние тормозных колодок, в том числе возможности их термоповреждений, были проведены следующие трибоспектральные исследования фрикционной подсистемы «диск – тормозные колодки» [53]. На рисунках 3.57...3.59 представлены триботехнические характеристики и ИО диссипативной составляющей трения АФЧХ (2.17) при разной скорости вращения тормозного диска и нормальной нагрузке на суппорт механизма.

Сначала рассмотрим ситуацию экстренного торможения без остановки ТС при значительном усилии тормозных колодок на диск 1200 Н и высокой скорости вращения 750 мин^{-1} , что соответствует скорости движения натурального ТС 85 км/ч. Переходные процессы на рисунке 3.57, *a* обозначены цифрой **1** и характеризуются падением коэффициента трения (0,303...0,264) с последующим его возрастанием до 0,28 и незначительной объёмной температурой тормозных колодок 48...70 °С. Период наивысшей эффективности тормозного механизма **2** характеризуется возрастанием величины коэффициента трения до максимально возможного значения 0,306, определяемого величиной нормальной нагрузки на суппорт и триботермодинамикой ФК.

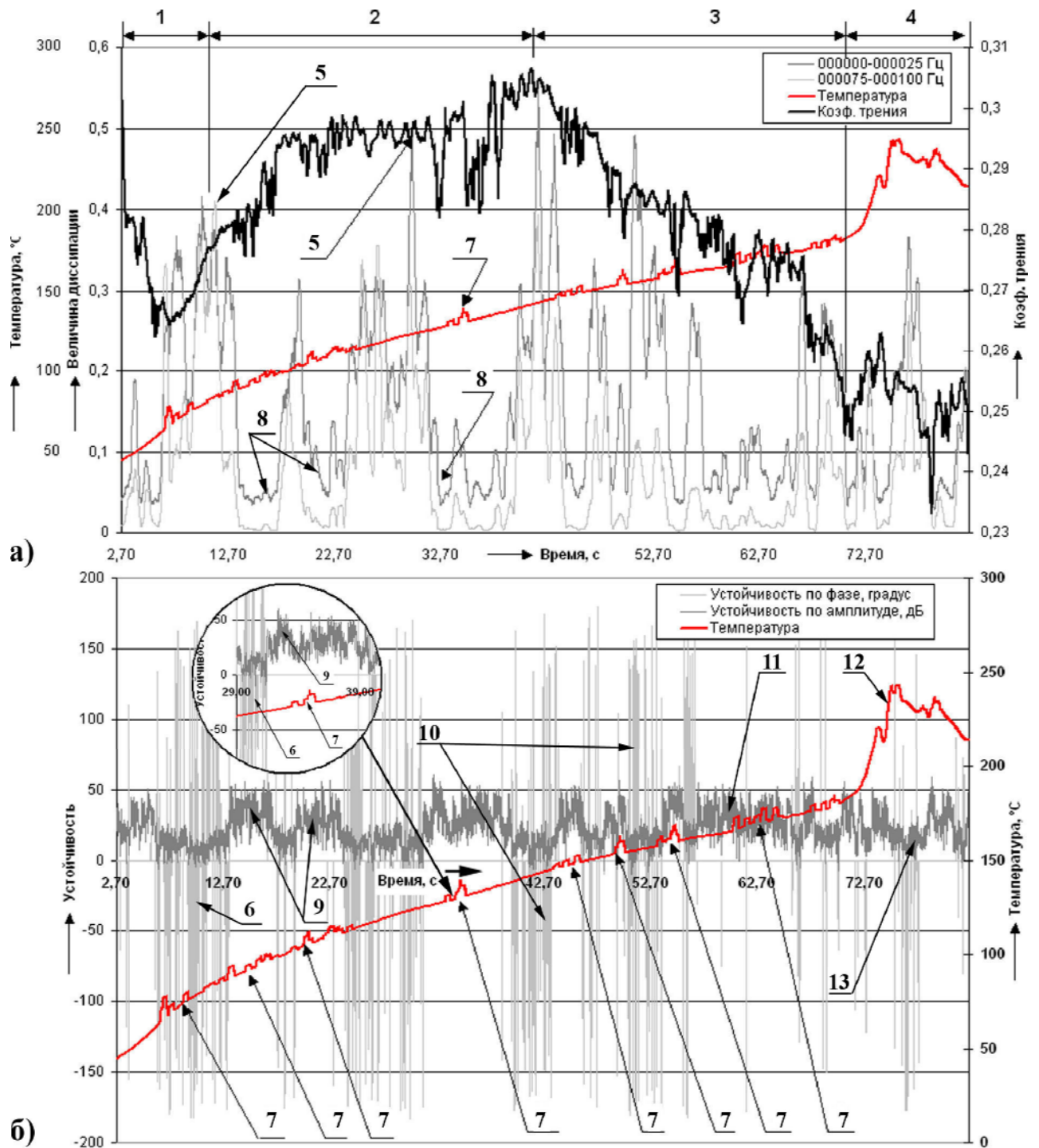


Рисунок 3.57 – Триботехнические и трибоспектральные характеристики по диапазонам частот при затяжных процессах торможения (нагрузка 1200 Н, скорость $750 \text{ мин}^{-1} - 85 \text{ км/ч}$)

При достижении максимальной теплоёмкости ФК происходит так называемое «размягчение» активных микрообъёмов, следствием которого является последующее падение коэффициента трения 3. Если тормозное усилие ведомого диска не будет приостановлено, наступает процесс термopовреждения ак-

тивных объёмов ФК с образованием так называемых цветов побежалости 4, дальнейшее снижение коэффициента трения тормозных колодок и возможное их физическое повреждение.

Выполним ТСИ рассмотренного процесса на основе анализа АФЧХ трибосистемы. Переходной этап торможения 1 характеризуется увеличением диссипативных составляющих трения в обоих частотных диапазонах 0...25 и 75...100 Гц до некоторого максимального уровня 5, соответствующих основным гармоникам ТС.

Наблюдается значительное количество моментов потери устойчивости по фазе 6 (рисунок 3.57, б), при которых ККП превышает единичное значение, а фазовый сдвиг – значение -180° . Это состояние трибосистемы идентифицируется повышенными автоколебаниями активных микрообъёмов поверхностных слоёв, что, в конечном счёте, приводит к повышению температурных флуктуаций 7. Установление равновесной шероховатости активных микрообъёмов приводит к снижению сил трения 8, повышению коэффициента ЗУА 9 и сокращению количества моментов потери устойчивости по фазе 6.

После достижения максимального коэффициента трения и теплоёмкости ФК «размягчение» активных микрообъёмов обуславливает новое формирование равновесной шероховатости, следствием которого является увеличение автоколебательности активных микрообъёмов и количества моментов запаса и потери устойчивости по фазе 10. Последующее снижение коэффициента трения вызывает соответствующее снижение динамической напряжённости ФК, уровня автоколебаний и формирование новой равновесной шероховатости, следствием которого является снижение количества моментов запаса и потери устойчивости по фазе, увеличение коэффициента ЗУА 11. В результате высоких контактных температур 12, формирующих цвета побежалости и износ активных микрообъёмов, снижается коэффициент ЗУА 13, а фазовые составляющие превышают величину -180° , т.е. происходит очередное увеличение автоколебаний активных объёмов поверхностных слоёв.

Для сравнения полученных выше результатов ТСИ были проведены идентичные исследования при снижении скорости относительного скольжения диска и тормозных колодок, представленные на рисунке 3.58.

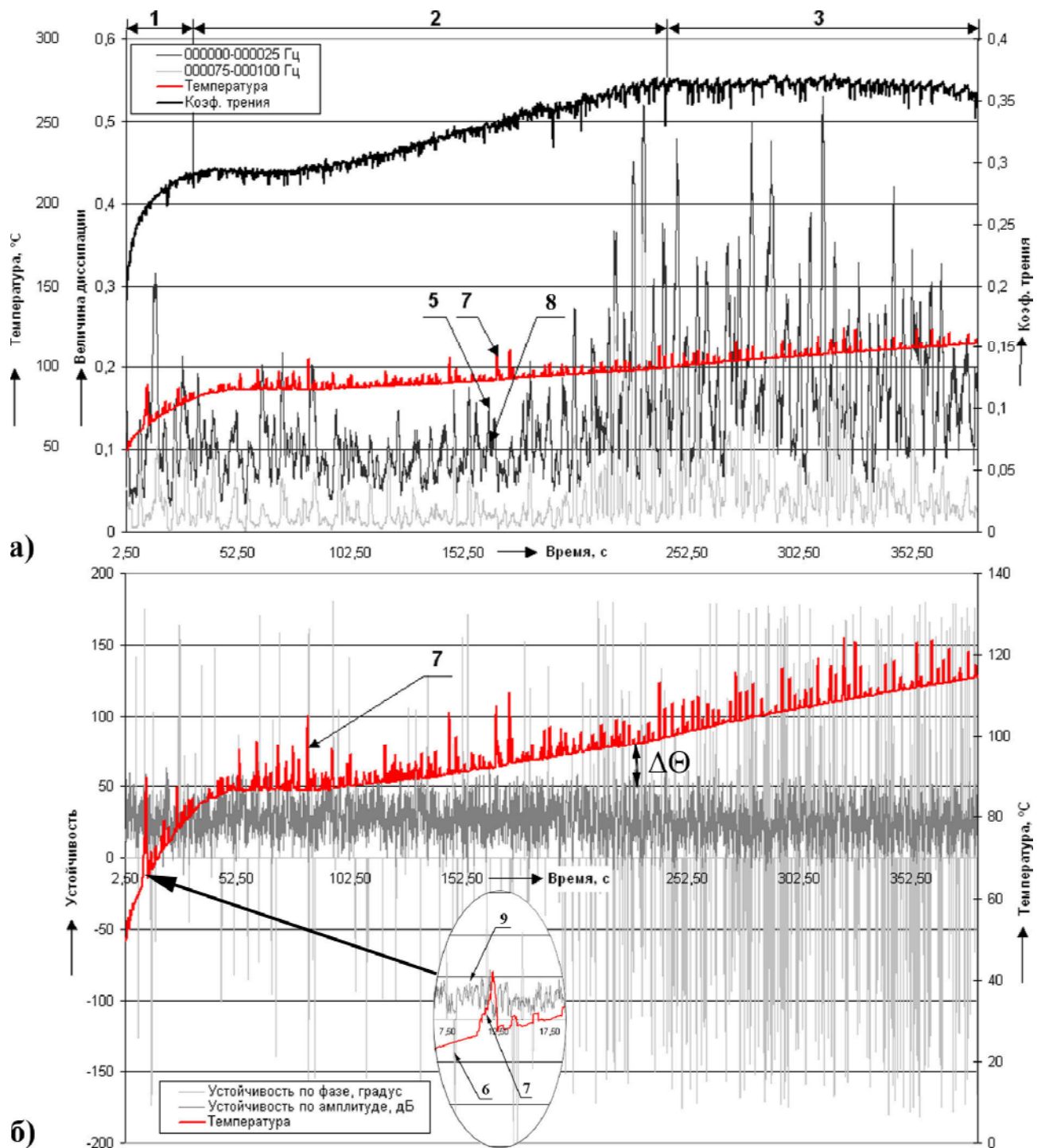


Рисунок 3.58 – Триботехнические и трибоспектральные характеристики по диапазонам частот при затяжных процессах торможения (нагрузка 1200 Н, скорость $200 \text{ мин}^{-1} - 23 \text{ км/ч}$)

Снижение скорости относительного скольжения в 3,75 раз увеличивает значение коэффициента трения до 0,29...0,37; временные интервалы **1**, **2** и **3** приработки, эффективного процесса торможения и повышенной теплонапряжённости ФК, а период **4** термоповреждений поверхностных слоёв так и не достигнут. При снижении скорости вращения диска (скорости относительного скольжения диска и тормозных колодок) увеличение количества колебаний диссипативной энергии **5** и **8** и температуры **7** объясняется увеличением периода времени контактирования одних и тех же активных микрообъёмов соприкасающихся поверхностей и, следовательно, лучшим их охлаждением. По сравнению с предыдущим опытом уровень диссипативной энергии снижается с 0,3 до 0,12 (более чем в два раза), коэффициент ЗУА **9** повышается с 10...40 дБ до 20...50 дБ, снижается количество моментов потери устойчивости по фазе **6**, т.е. уровень автоколебательности активных микрообъёмов.

При достижении максимального коэффициента трения 0,37, т.е. максимальной величины теплоёмкости активных объёмов поверхностных слоёв, повышается уровень сил трения (диссипативной энергии) в 3 раза во всех частотных диапазонах, незначительно снижается ЗУА **9** и одновременно увеличиваются автоколебательность активных микрообъёмов **6** и температурный градиент $\Delta\Theta$.

Сравнение триботехнических и трибоспектральных характеристик снижения тормозного усилия при неизменной скорости относительного скольжения (рисунок 3.59) с предыдущими исследованиями, представленными на рисунках 3.57 и 3.58, показывает, что при неизменной скорости относительного скольжения снижение интенсивности торможения сказывается на снижении градиента коэффициента трения при его увеличении (с 0,28 до 0,41 для временного периода **2**, см. рисунок 3.58, *a* – эффективной реализации торможения) и его снижении (с 0,41 до 0,33 при достижении максимальной теплоёмкости активных микрообъёмов **3**); уровня диссипации трибосистемы **5** и **8** в частотных диапазонах (с 0,3...0,4 до 0,2...0,3); температурного градиента $\Delta\Theta$; уровня автоколебаний активных микрообъёмов в виде запаса и потери устойчивости по фазе **6**, шестикратное повышение частоты флуктуаций коэффициента ЗУА **9**.

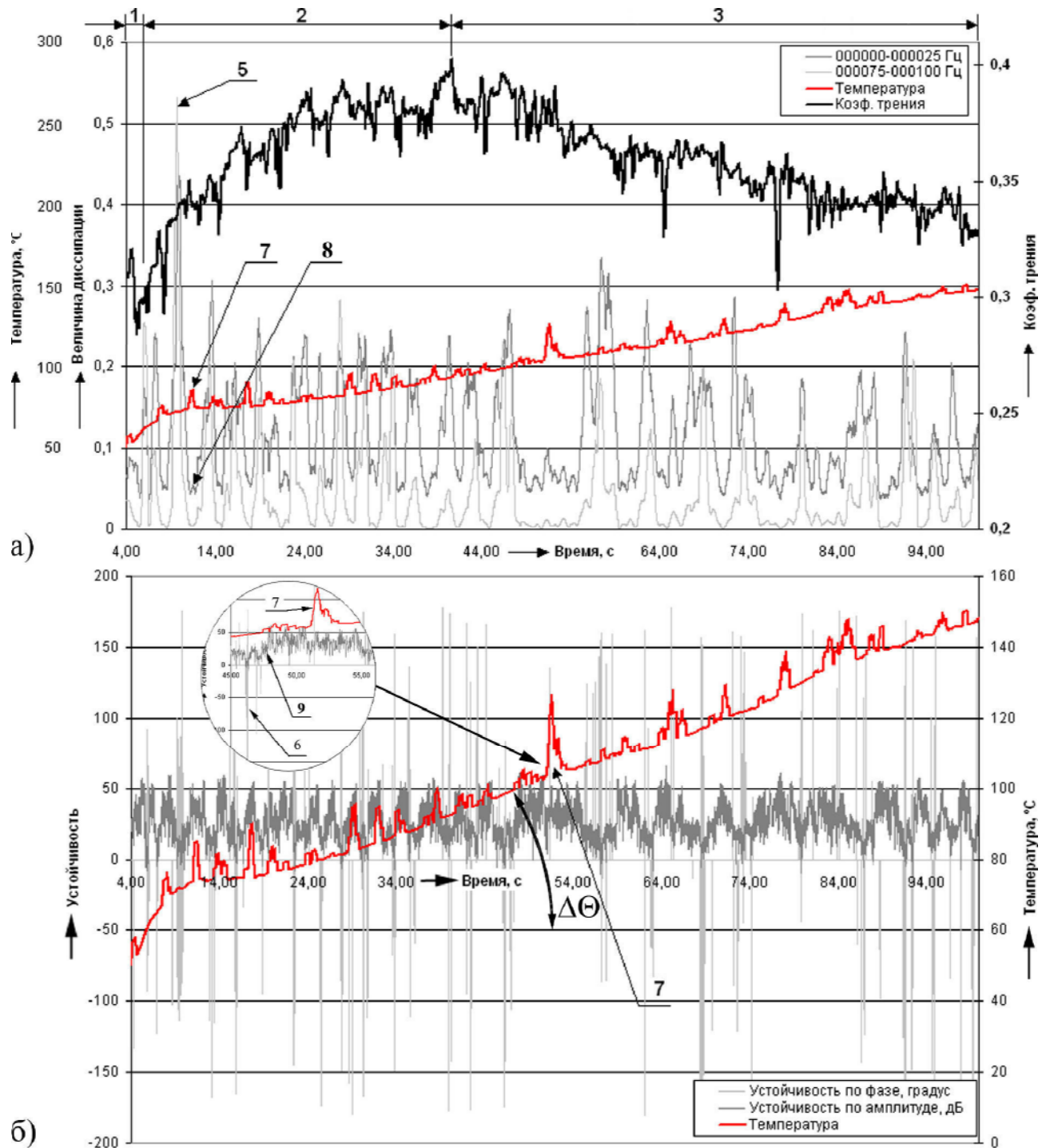


Рисунок 3.59 – Триботехнические и трибоспектральные характеристики по диапазонам частот при затяжных процессах торможения (нагрузка 600 Н, скорость $750 \text{ мин}^{-1} - 85 \text{ км/ч}$)

Получено, что в зависимости от скорости относительного проскальзывания изменяются условия взаимодействия и разрушения поверхностей трения, что значительно сказывается на значениях коэффициента трения, объёмной температуры и её градиента [64]. Выполненные трибоспектральные исследова-

ния трибосистемы «тормозные колодки – диск» позволяют разработать новое направление диагностики и динамического мониторинга тормозных механизмов, повысить надёжность и эффективность антиблокировочных систем сцепления и безопасность эксплуатации ТС.

Влияние динамического состояния фрикционной подсистемы «диск – тормозная колодка» на деформации трансмиссии транспортной системы

Заключительным этапом ТСИ были исследования влияния состояния ФК ведомого диска и тормозных колодок на величины *деформаций трансмиссии* ТС [53]. Для этого были выбраны два момента времени, соответствующие так называемому «зарождению неустойчивости» (64,772 с – см. рисунок 3.55, *а*) и последующему моменту потери устойчивости по амплитуде и фазе (64,871 с – см. рисунок 3.55, *б*). Для указанных моментов времени на рисунке 3.60 представлены АФЧХ и графическая интерпретация их математических моделей.

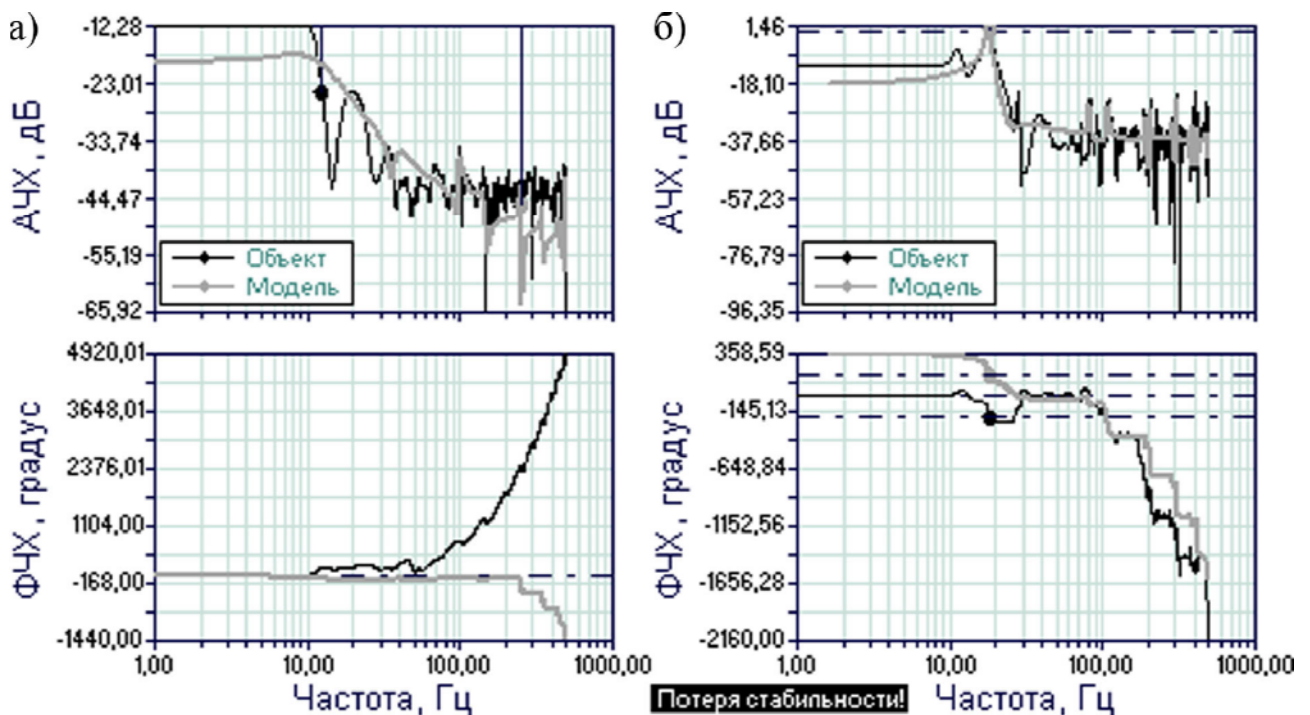


Рисунок 3.60 – АЧХ и ФЧХ трибосистемы «диск – тормозная колодка»: *а* – в момент зарождения неустойчивости; *б* – в момент потери устойчивости по амплитуде и фазе

Анализ математической модели по методу наименьших квадратов показал, что основными ошибками линеаризации являются:

- снижение ККП на нулевой частоте, т.е. коэффициента трения по Кулону;
- значительная ошибка по фазовым составляющим:
 - в момент зарождения неустойчивости у реального объекта фазовые составляющие меняются от 0 до 4920°, а у модели – от 0 до –1440°, что приводит к неверному моделированию автоколебательных процессов в области частот от 0 до 35 Гц;
 - в момент потери устойчивости фазовые составляющие отличаются только в низкочастотной области от 0 до 20 Гц: у реального объекта от 0°, а у модели – от 360°.

Методом максимального правдоподобия [200, 52] определены линеаризованные функции ККП для дискретного времени и АФЧХ согласно рисунку 3.60

- для момента времени 64,77 с – зарождения неустойчивости:

$$f(z) = \frac{0,003938 - 0,002034z^{-1} - 0,006896z^{-2} + 0,005408z^{-3} + 0,003603z^{-4} - 0,003531z^{-5} - 0,0007382z^{-6} - 0,0002178z^{-7} + 0,0006863z^{-9} + 0,004171z^{-10} - 0,003627z^{-11} - 0,005884z^{-12} + 0,007873z^{-13} + 0,001388z^{-14} - 0,0044z^{-15} + 0,001038z^{-16}}{1 - 1,5991z^{-1} - 1,03991z^{-2} + 3,05699z^{-3} - 0,6816z^{-4} - 1,5401z^{-5} + 0,6842z^{-6} - 0,002272z^{-7} + 0,06842z^{-8} + 0,2029z^{-9} + 0,7748z^{-10} - 1,4157z^{-11} - 0,822z^{-12} + 2,5216z^{-13} - 0,6447z^{-14} - 1,2624z^{-15} + 0,7057z^{-16}}.$$

- для потери устойчивости по амплитуде и фазе (момент времени 64,87 с):

$$f(z) = \frac{0,01402 - 0,009192z^{-1} - 0,003272z^{-2} - 0,009783z^{-3} + 0,01421z^{-4} - 0,00687z^{-5} + 0,007767z^{-6} - 0,00662z^{-7} + 0,009864z^{-8} - 0,01195z^{-9} - 0,01398z^{-10} + 0,008086z^{-11} + 0,01647z^{-12} + 0,006863z^{-13} - 0,01797z^{-14} + 0,008646z^{-15} - 0,01021z^{-16} + 0,009384z^{-17} - 0,01118z^{-18} + 0,01473z^{-19} + 0,004576z^{-21} - 0,01468z^{-22} + 0,002343z^{-23} + 0,001818z^{-24}}{1 - 0,9257z^{-1} - 0,3099z^{-2} - 0,6895z^{-3} + 1,282z^{-4} - 0,5495z^{-5} + 0,6375z^{-6} - 0,5592z^{-7} + 0,6331z^{-8} - 0,8497z^{-9} - 0,7794z^{-10} + 0,6108z^{-11} + 1,2236z^{-12} + 0,02577z^{-13} - 1,222z^{-14} + 0,342z^{-15} - 0,4291z^{-16} + 0,4449z^{-17} - 0,4488z^{-18} + 0,692z^{-19} + 0,1986z^{-20} - 0,08554z^{-21} - 0,9015z^{-22} + 0,0389z^{-23} + 0,4138z^{-24}},$$

где z^{-1} – оператор задержки дискретного сигнала.

Введём в систему уравнений (3.7) изменение внешних силовых факторов для определения деформаций в связях ТС:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\text{дв}}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \beta_1 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + \beta_2 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2) = M_c(t), \end{cases}$$

где $M_{\text{дв}}$ – крутящий момент двигателя; $M_c(t)$ – момента сопротивления на тяговом колесе ТС как функция времени наблюдения, Нм

Представим тормозной механизм ТС *фрикционным звеном*, на входе которого действует ступенчатая функция Хэвисайда $x(t)$. На основе теоремы о свёртке сигналов [200] выходной характеристикой звена будет сила фрикционного взаимодействия

$$y(t) = h(t) * x(t),$$

где $h(t)$ – импульсная функция системы, $*$ – оператор свёртки сигналов.

Исходя из линеаризованной реакции трибосистемы $y(t)$ на единичную функцию Хэвисайда определим неизвестный момент сопротивления, соответствующий переходным процессам при запуске ТС, последующих плавного и экстренного торможения

$$M_c(t) = y(t) \cdot R_k,$$

где R_k – радиус приложения момента сопротивления движению ТС.

Результаты вычисления момента сопротивления приводных колёс и решения дифференциальных уравнений механической трансмиссии ТС одноступенчатыми методами Рунге – Кутта (первые три точки решения) и методами прогноза-коррекции Адамса – Башворта (последующие точки решения) [126], представленные на рисунке 3.61, показали, что:

- 1) динамические процессы во ФК изменяют частотный трибоспектр связей;
- 2) амплитуды деформации связей трансмиссии зависят от тормозного усилия.

Следовательно, при проектировании антиблокировочных систем ТС особое внимание необходимо уделить ограничению тормозных усилий в системе «тормозная колодка – диск» путём установки вибродатчика, регистри-

рующего уровень виброускорений суппорта тормозного механизма. При установке тензометрических датчиков на суппорт тормозного механизма в нормальном и тангенциальном направлениях фрикционного взаимодействия установить несколько частотных диапазонов трибоспектров с вычислением ИО диссипативной составляющей трения. При превышении вычисленных показателей, соответствующих появлению резонансных трибопроцессов во ФК, над пороговыми значениями включать в работу антиблокировочную систему сцепления.

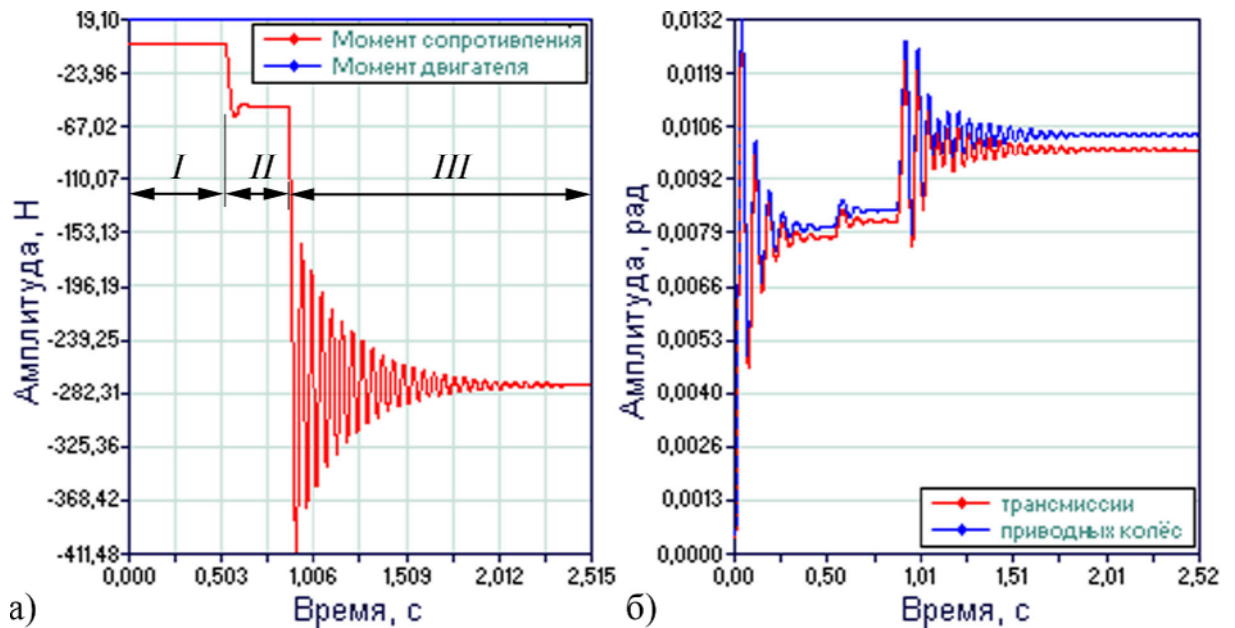
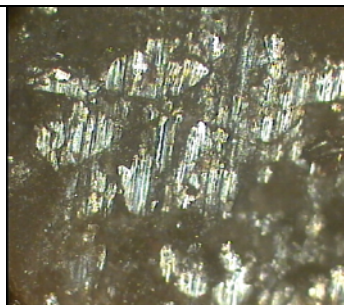
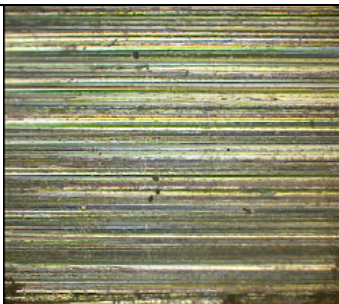
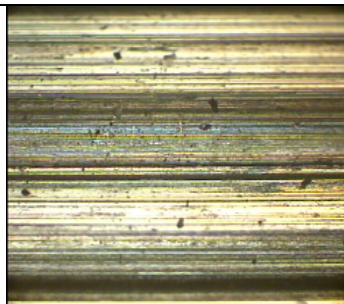
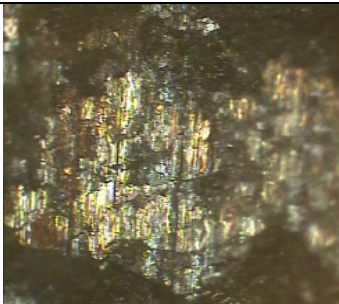
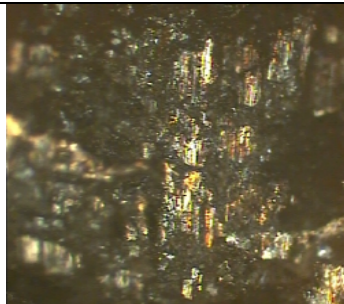
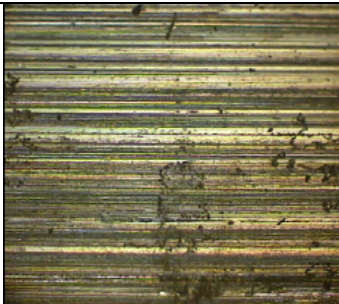
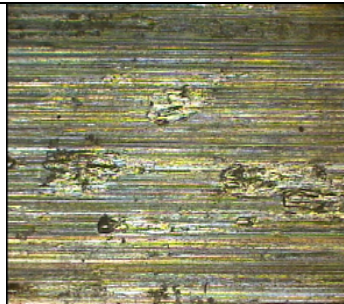


Рисунок 3.61 – Момент сопротивления ТС в зависимости от времени (а) и амплитуд деформации связей МС (б) в моменты зарождения неустойчивости (II) и потери устойчивости (III) во ФК: I – при разгоне; II – при плавном торможении; III – при экстренном торможении

Таким образом, потеря стабильности фрикционных связей трибосистемы «диск – тормозные колодки» сопровождается падением тяговой мощности ТС и ведёт к возрастанию амплитуд колебаний сил трения. Это обуславливает последующее блокирование колёс ТС.

В табл. 3.17 сведены результаты микроструктурного анализа поверхностей трения объекта исследования и его модели при 100-кратном увеличении, которые показали удовлетворительную сходимость.

Таблица 3.17 – Поверхности трения сопряжения «диск – тормозная колодка»

Поверхность трения	НАТУРА		МОДЕЛЬ	
При выполнении торможения без блокирования колёс				
Тормозная колодка				
Тормозной диск				
При выполнении торможения с блокировкой колёс				
Тормозная колодка				
Тормозной диск				

Введение рассмотренных информационных частотных каналов в антиблокировочную систему сцепления ТС позволит прогнозировать блокирование колёс, повысить оперативность срабатывания антиблокировочной системы, снизить тормозной путь, уменьшить износ тормозного диска, а также уменьшить степень термоповреждений тормозного диска.

3.7 Трибоспектральная идентификация прочих фрикционных систем

Основным показателем состояния тормозной системы ПС в эксплуатации является наличие утечек сжатого воздуха через неплотности резьбовых соединений. В процессе эксплуатации грузовых вагонов утечки сжатого воздуха связаны с износом резьбового соединения либо разрушением герметизирующих материалов. От качества сборки фрикционных связей резьбовых соединений тормозных магистралей ПС и условий их эксплуатации зависит надёжность работы тормозной системы и безопасность движения ПС [151].

С помощью методов ФММ [169] и *мониторинга внутреннего состояния* указанных соединений испытания проводились на модели грузового вагона в течение 95 часов до момента времени, когда давление в моделируемом трубопроводе снижалось на 10 % от первоначального – 5 атм. [151], а анализ полученных результатов проводился двумя способами:

- 1) гармоническим алгоритмом Берга расчёта авторегрессионных коэффициентов отражения по *методу наименьших квадратов* [200, 116];
- 2) с применением частотных ПФ [149; 139, с. 73–75].

Показано [132], что текущие характеристики ФК при изменении точек равновесия вызывают изменение коэффициентов характеристического полинома в вариациях и распределение его корней в комплексной плоскости; изменение параметров уравнений в вариациях несёт информацию о его свойствах; *математическая модель оценивает частотные свойства дискретно*, с частотным интервалом около 40 Гц, и имеет *только устойчивые значения корней*. По вариациям характерных частот и степени диссипации γ наблюдается изменение текущих характеристик ФК, а именно циркуляционных и диссипативных свойств. Однако снижается информативность модели, так как в анализируемых данных могут содержаться траектории движения, приводящие анализируемую систему к неустойчивости или неустойчивости.

При стабильности фрикционных связей I дисперсия σ_x^2 ИО диссипативной составляющей трения (рисунок 3.62, а) и степени диссипации (рисунок 3.62, б) АФЧХ анализируемой трибосистемы находится в ограниченном диапа-

зоне значений относительно математического ожидания M_x по всем октавным диапазонам частот [132].

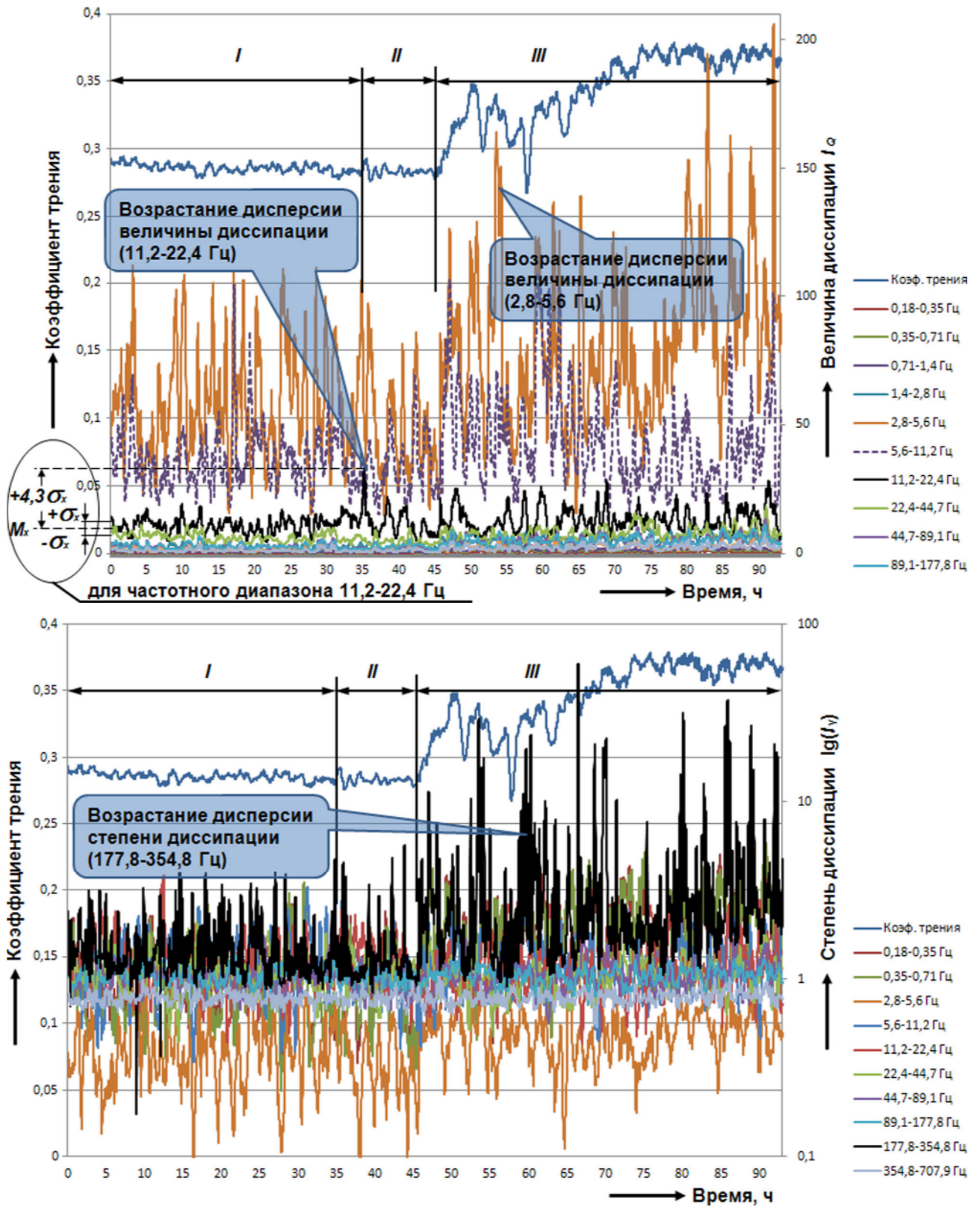


Рисунок 3.62 – ИО АФЧХ трибосистемы резьбовых соединений тормозной магистрали ПС: а – величины диссипации I_Q ; б – степени диссипации I_γ ; M_x – среднее; σ_x – среднеквадратичное отклонение

Изменение технического состояния тормозной магистрали, то есть снижение её герметичности (период *II*), связано с разрушением сложившихся фрикционных связей. По изменению ИО диссипативной составляющей трения (см. рисунок 3.62, *а*) на 35-м часе испытаний в частотном диапазоне 11,2–22,4 Гц идентифицируем возрастание их *пик-фактора* в 4,3 раза. Это свидетельствует о появлении утечек в тормозной магистрали ПС. В том же временном диапазоне ИО степени диссипации (см. рисунок 3.62, *б*) заметно не меняются, что обусловлено возрастанием инерционных и диссипативных составляющих фрикционного соединения.

Возрастание инерционности фрикционных связей обуславливает ускорение процессов деструкции уплотняющих резьбовое соединение материалов (период *III*), возрастание амплитуды внутреннего коэффициента трения и ИО диссипативной составляющей трения (2,8–5,6 Гц) и степени диссипации уже в высокочастотной области спектрального анализа (177,8–354,8 Гц). Возрастание величин внутреннего коэффициента трения и ИО диссипативной составляющей трения и степени диссипации на величину более чем два-три среднеквадратичных отклонения от стационарного состояния может свидетельствовать о изменении их технического состояния.

Использование ИО диссипативной составляющей трения и степени диссипации частотных ПФ [149, 139] позволяет идентифицировать переходные состояния ФС, прогнозировать развитие аномальных режимов работы и своевременно устранять неисправности.

Динамический мониторинг образования *фреттинг-коррозии* был апробирован при диагностике подшипниковых узлов железнодорожного транспорта [147]. Одним из эффективных способов борьбы с фреттинг-коррозией в подшипниковых узлах является использование полимерного износостойкого материала для демпфирования их колец. В [130] рассматривается один из методов спектральной оптимизации толщины δ демпфирующего слоя по значениям теоретической γ и экспериментальной I_γ величин степени демпфирования и нормальных напряжений σ .

При взаимодействии ПС и верхнего строения пути возникают интенсивные динамические нагрузки [112]. Существующие конструкции пути имеют существенные недостатки [222]: недостаточную долговечность, большую материалоемкость, многоэлементность, высокую стоимость технического обслуживания, необходимость в постоянной выправке и подбивке пути, повышенного уровня шума и вибрации, особенно на монолитном пути, на мостах и в тоннелях. Увеличение скоростей движения на железных дорогах, нагруженности поездов требует специальных мер по совершенствованию ПС и пути.

При помощи методов ТСИ и ФММ [169] была выполнена оптимизация моделей шпал-демпферов, представляющих собой многослойную конструкцию. Жёсткость слоёв различна и подбирается в зависимости от частот спектра внешних возмущающих воздействий. При улучшении диссипативных свойств шпал ИО диссипативной составляющей трения (2.17) системы «ПС – путь» будет стремиться к нулю, что является одним из информационных каналов для выбора рекомендуемой конструкции шпалы-демпфера. Это обусловлено переходом внешних динамических сил, действующих на исследуемую трибосистему, во внутреннее трение слоёв составной шпалы-демпфера. Разработана принципиально новая конструкция многофункциональной шпалы – демпфера [222] с широким диапазоном гашения частот колебаний, отличающаяся от своих прототипов следующим:

- повышенными демпфирующими свойствами, пропорциональными количеству слоёв, за счёт эффективности пограничных зон между слоями;
- скрепляющие хомуты **6** выполнены упругими и предварительно напряжёнными, т.е. хомуты вместе со шпалой участвуют в колебательных движениях под поездной нагрузкой;
- жёсткость демпфирующего материала каждого пояса различна и подбирается в зависимости от частот спектра внешних возмущающих воздействий;
- многослойная система позволяет обеспечить широкополосное демпфирование и, соответственно, обеспечить резонансное демпфирование в широком частотном диапазоне, т.е. при движении ПС от 20 до 300 км/ч.

Таблица 3.18 – Динамические свойства шпал для верхнего строения пути

Тип шпалы	Коэффициент сцепления колеса ПС с рельсом	Коэффициент динамики ПС	Уровень диссипации
Железобетонные	0,26	0,05	1,0
Деревянные	0,27	0,04	0,6
Шпала-демпфер с толщиной слоя 1 мм	0,275	0,03	0,45
– “ – 2 мм	0,29	0,02	0,35
– “ – 3 мм	0,29	0,03	0,25

В основном на практике одной из наиболее важных и сложных является проблема ускоренных испытаний. Целью ускоренных испытаний является оценка надёжности за короткое время вновь разрабатываемых или серийно выпускаемых машин и как следствие – сокращение времени внедрения этих машин, определение надёжных элементов и узлов, разработка рекомендаций по повышению их работоспособности [254]. Сокращение времени триботехнических испытаний может быть достигнуто различными методами. К ним относятся: ужесточение фактора внешней среды (абразива, температуры, химических реагентов, влаги), повышение точности измерения параметров, сокращение времени за счёт экстраполяции линейной функции износа. Существенный недостаток существующих методов ускоренных испытаний на износостойкость заключается в том, что интенсификация режимов трения (нагрузки, скорости) приводит к значительному изменению полей температур, напряжений и деформаций как в зоне ФК, так и в объёмах, что может привести к переходу одного вида износа в другой и значительным погрешностям при моделировании трения и износа в лабораторных условиях.

Согласно работам Ю.В. Протасова [184], В.Л. Заковоротного [63], В.В. Шаповалова [246] трение рассматривается как диссипативный процесс, устанавливающий связь между физико-механическими, теплофизическими и дина-

мическими характеристиками пары трения, шероховатостью приработанных поверхностей и их АЧХ вибросигналов. Одним из способов ускорения процессов приработки [254] в режиме трения качения со скольжением является метод анализа АЧХ с использованием специально разработанного проф. Р.Г. Ялышевым приработочного масла [10], а *стабилизация спектральных характеристик по методу Уэлча или ИО (2.17) АФЧХ* позволяет на более ранней стадии отметить момент окончания процесса приработки без остановки процесса приработки поверхностей по сравнению с методом определения этого момента по стабилизации коэффициента трения [254].

3.8 Выводы по результатам исследований

1 Экспериментальные модельные исследования трибосистемы «ПС – путь» позволили выполнить оптимизацию конструкции специализированного ПС, определить рациональные значения жёсткости рамы и суммарной жёсткости подвешивания, обеспечивая максимум тягового усилия МПТ-Г.

2 Применительно к математическому пакету MATLAB разработан алгоритм ТСИ фрикционных подсистем мобильного транспорта и программа «Цифровая обработка сигналов», что позволяет анализировать амплитудные спектры, корреляционные функции, ККП, ИО стабильности фрикционных связей и управлять исполнительными механизмами конкретных механических систем.

3 Установлены основные закономерности работы фрикционной подсистемы «колесо – рельс» при реализации тяговой мощности локомотивов, позволяющие при увеличении относительного скольжения колеса и рельса по вариациям среднего значения, среднеквадратичного отклонения и пик-фактора ИО диссипативной составляющей трения (2.17), степени диссипации (2.18) АФЧХ диагностировать переход от упругих к пластическим деформациям, прогнозировать возможное развитие фрикционных автоколебаний и боксование тяговых колёс, что может служить командой исполнительным механизмам *управления подачей модификаторов трения* на тяговую поверхность колёсных пар.

4 Установлены основные закономерности работы фрикционной подсистемы «гребень колеса – боковая грань головки рельса» при вписывании ПС в криволинейные участки пути, позволяющие идентифицировать *качество и остаточный ресурс* разового нанесения *смазочного материала*, величину и стабильность диссипации энергии трибосистемы «ПС – путь», *режимы термического и атермического схватывания* поверхностей трения колёс и рельсов.

5 Разработан проект ГОСТа по оцениванию триботехнических и трибоспектральных характеристик ТСМ-покрытий, применяемых для смазывания поверхностей тяжелонагруженных открытых пар трения.

6 Установлены основные закономерности аномальных режимов эксплуатации ПС (термического и атермического схватывания поверхностей трения), позволяющие при достижении ИО диссипативной составляющей трения (2.17), степени диссипации (2.18) АФЧХ предельно допустимых значений реализовывать управление динамическими (силой тяги, тормозным усилием, скоростью движения и т.д.) или фрикционными (введением модификаторов трения фрикционного или антифрикционного назначения) свойствами контакта.

7 Доказана обоснованность гипотезы экспериментальной триботермодинамики о том, что максимальная температура трибоконтактов определяется при стремлении к нулю градиентов линейных размеров контактирующих поверхностей, позволяющей на основе показаний двух термодатчиков, установленных на определенном отдалении от ФПК, и логарифмического декремента затухания температуры решать задачи мониторинга максимальных контактных температур.

4 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Результаты лабораторных и стендовых испытаний фрикционных подсистем железнодорожного транспорта неоднократно подтверждались эксплуатационными испытаниями при выполнении научно-исследовательских работ по заказу ОАО «Российские железные дороги». Основными направлениями являются работы, направленные на обеспечение безопасности движения ПС и повышения его надёжности, долговечности и эффективности.

4.1 Результаты оптимизации упруго-диссипативных связей подвижного состава

Более 40 лет ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод» выпускает специализированный ПС, эксплуатируемый в путевом хозяйстве железных дорог РФ. Одним из видов специализированного ПС является мотовоз погрузочно-транспортный с грузовым захватом (МПТ-Г). Основные задачи, возложенными на МПТ-Г в дистанциях пути, следующие: транспортировка материалов верхнего строения пути (рельсов, элементов стрелочных переводов, шпал, брусьев, креплений), а также материалов для содержания и ремонта искусственных сооружений и земляного полотна к местам производства работ с выполнением погрузочно-разгрузочных операций грузоподъёмным краном и работка земляного полотна.

Эволюция путевых машин связана с тенденцией увеличения их мощности, быстроходности, точности управляемых исполнительных движений, повышения их универсальности, энергонагруженности исполнительных устройств. Как показала многолетняя практика эксплуатации МПТ-Г, её конструкция не удовлетворяла современным требованиям, предъявляемым к механическим системам данного класса. Были зафиксированы в эксплуатации МПТ-Г случаи схода с рельсов в транспортном состоянии.

Предварительное математическое моделирование (с. [108–120](#)) и последующие стендовые испытания модели МПТ-Г (с. [171–177](#)) на катковом стенде (см. рисунок 2.28) с учётом методики ФММ [169] позволили установить рацио-

нальные упруго-диссипативные связи и развеску составляющих элементов путевой машины [141]. Результаты выполненных исследований и оптимизации упруго-диссипативных связей МПТ-Г были внедрены в ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод» на всех вновь выпускаемых путевых машинах МПТ-Г и подтверждаются *актами внедрения*, приведенными в приложении ПЗ.

При выполнении научно-исследовательских работ по оптимизации ширины рельсовой колеи [155] на катковом стенде были выполнены экспериментальные исследования ПС, в том числе и специализированного, при различных параметрах колеи и ходовых частей.

При движении тележек подвижного состава по криволинейному участку пути колеса по внешнему и внутреннему рельсам проходят разный путь. При этом внутреннее изношенное колесо проходит по изношенному рельсу больший путь, чем новое колесо по новому рельсу. Это приводит к возникновению «паразитного момента», принудительному развороту тележки, что влечёт за собой возрастание угла набегания колёс, увеличение интенсивности изнашивания

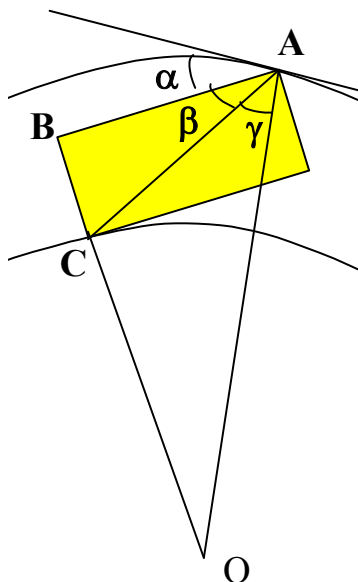


Рисунок 4.1 –
Расположение
тележки в кривой

гребней колёс и рельсов, величин проката и затрат тяговой мощности, и в определённых случаях это может являться причиной схода колёсной пары с ж.-д. пути.

Выполнен расчёт угла набегания двухосной тележки путевой машины МПТ-Г, результаты которого представлены на рисунке 4.1 [141]. База тележки – 1850 мм, но при вписывании в кривую она увеличится на величину выбега $165,48 \times 2$ мм и будет равна 2180,96 мм. Угол набегания гребня колеса на рельс α определяется по формуле $\alpha = 90 - \beta - \gamma$, так как радиус ОА, проведенный к касательной в месте касания гребня колеса с рельсом, перпендикулярен к ней, где угол β находится как

$$\beta = \arccos \frac{AB}{AC}, \text{ а угол } \gamma \text{ находим в треугольнике АОС по теореме косинуса}$$

$$\gamma = \arccos \frac{AO^2 + AC^2 - CO^2}{2 \cdot AC \cdot AO}.$$

Расчёты показывают, что угол набегания достигает наибольших значений на кривых с малыми радиусами и минимален на кривых с большими. При увеличении ширины колеи на прямолинейном участке пути с 1520 до 1524 мм происходит *увеличение угла набегания*, что ведёт к возрастанию интенсивности изнашивания гребней колёс и рельсов и затратам тяговой мощности. Так, для кривой радиусом 350 м колеи 1520 мм угол набегания составит до 32,7', а при критическом состоянии пути при колее 1548 мм – 1°29'. Данные расчёты подтверждаются и согласуются с расчётами, приведенными в работах [112].

Для определения потерь тяговой мощности в процентном отношении предложено следующее соотношение:

$$\Delta N (\%) = \frac{N f_{\text{ск}} \Delta l}{N f_k L} \cdot 100 \% = \frac{f_{\text{ск}} 2\pi \alpha (R_1 - R_2)}{f_k L} \cdot 100 \%, \quad (4.1)$$

где N – нормальная нагрузка, Н; $f_{\text{ск}}$ – коэффициент трения при качении со скольжением колеса по рельсу; Δl – разница пройденного пути внешним и внутренним колесом в кривой, м; f_k – коэффициент сопротивления качению колёс по рельсам, принимается равным 0,0003; L – длина криволинейного участка пути, м; R_1 – радиус внешнего рельса, м; R_2 – радиус внутреннего рельса, м.

Результаты исследований тяговых характеристик при моделировании МПТ-Г, в том числе с применением средств лубрикации гребней колёс ПС [175], в частности измерения средней величины тока тяговых двигателей [155], приведены на рисунке 4.2. Результаты испытаний показали, что при увеличении уширения колеи и уменьшении величины радиуса кривой пути (при одной и той же колее) затраты на тяговую мощность путевой машины увеличиваются. Расчёты по (4.1) показывают, что при уменьшении радиуса кривой и увеличении ширины колеи происходит возрастание тяговых затрат: для кривой радиусом 1000 м – $\Delta N = 0,0076 \%$, а для кривой радиусом 300 м – $\Delta N = 2,92 \%$.

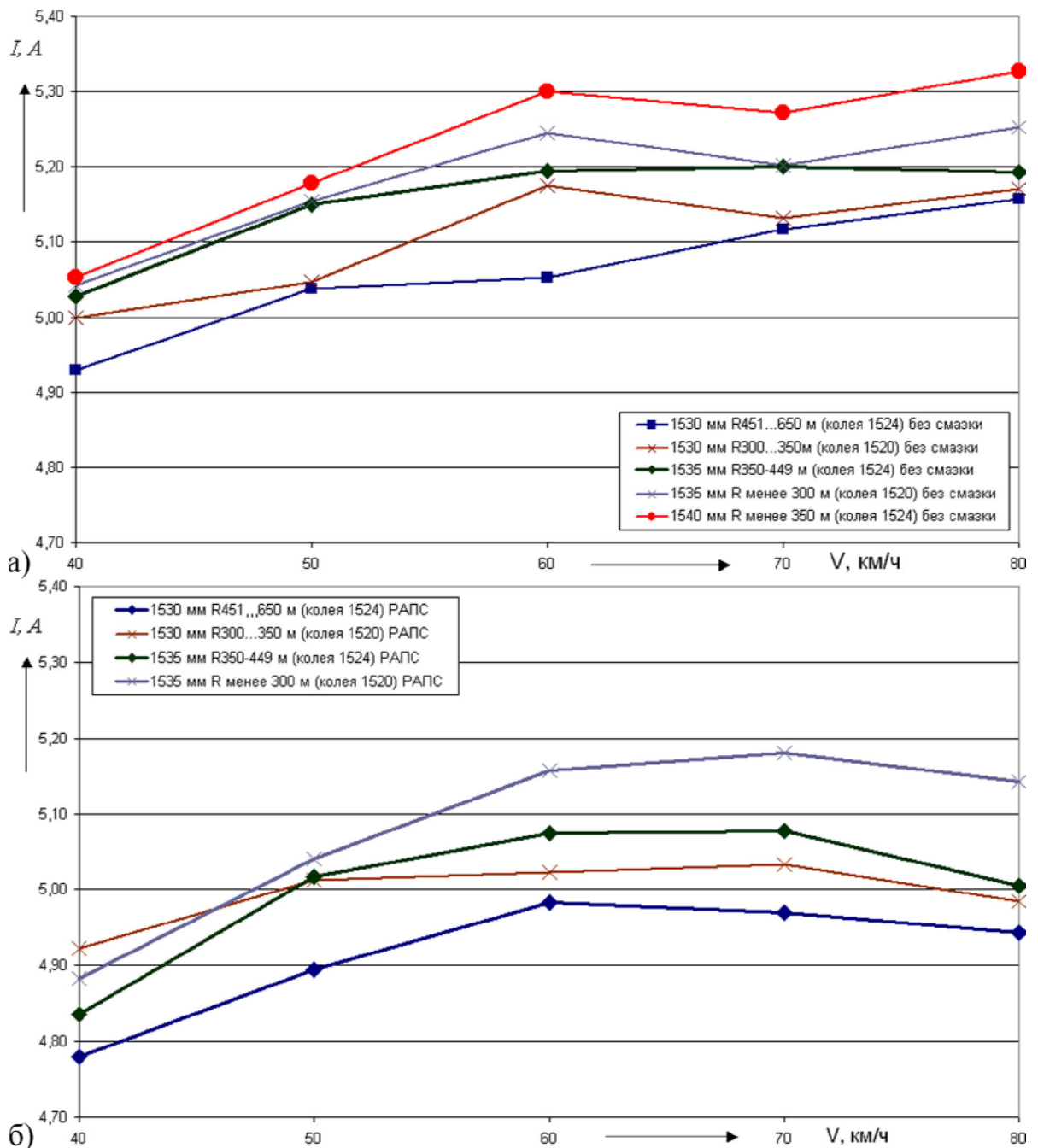


Рисунок 4.2 – Величины тока тяговых двигателей, регистрируемых на катковом стенде при моделировании МПТ-Г: *а* – без смазочного материала; *б* – при лубрикации смазочным материалом типа РАПС

Для установления величины интенсивности изнашивания как функции коэффициента трения в скользящих опирания кузова на тележки и используемых средств лубрикации используем выражение

$$I = k \cdot (N_1 - N_2) = k(F_m V - J^2 U),$$

где I – интенсивность изнашивания гребней колёс, мм/10000 км; N_1 и N_2 – величина реализуемой силы тяги и силы сопротивления движению, Н; F_m – сила тяги локомотива, Н; V – скорость движения локомотива, м/с; J – величина силы тока тяговых двигателей, А; U – напряжение питания тяговых двигателей, В; k – коэффициент пропорциональности между мощностью и величиной интенсивности изнашивания, по статистическим данным $k = 3$.

Результаты исследований величины интенсивности изнашивания гребней колёс на катковом стенде для модели МПТ-Г [155], приведенные на рисунке 4.3, показали:

1) коэффициент трения скольжения в элементах опирания кузова на тележки значительно влияет на интенсивность изнашивания гребней колёсных пар и уменьшает тяговую мощность;

2) ширина колеи не влияет на интенсивность изнашивания;

3) при лубрикации рельсов интенсивность изнашивания снижается с 1,5...2 до 0,2...0,5 мм/10 000 км, что подтверждается эксплуатационными испытаниями;

4) с уширением колеи интенсивность изнашивания повышается вследствие увеличения перекоса тележки при вписывании в криволинейный участок пути.

Определение зависимости бокового давления на рельсы при непогашенном ускорении $[a_{um}] = 0,7 \text{ м/с}^2$ от скорости движения путевой машины МПТ-Г и радиуса криволинейного участка пути производилось согласно усовершенст-

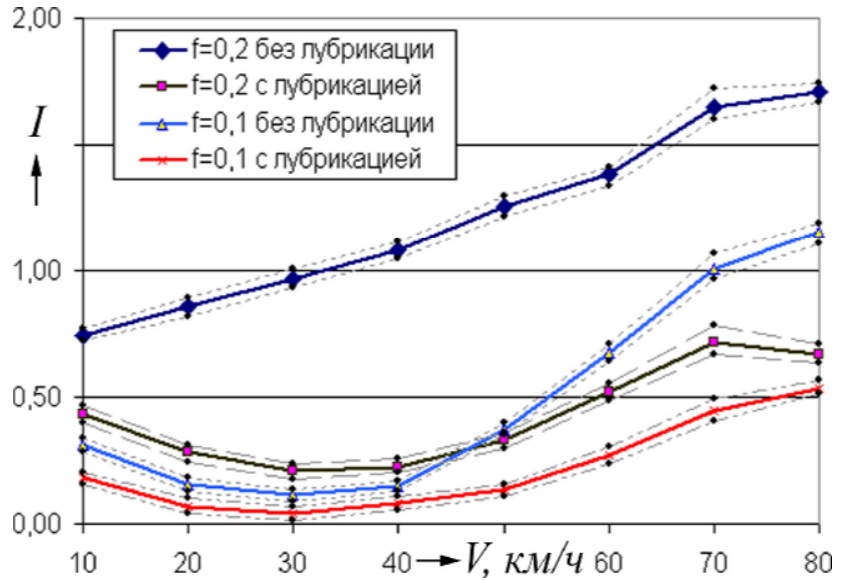


Рисунок 4.3 – Величины интенсивности изнашивания модели гребней колёс МПТ-Г как функции скорости движения в пересчёте на объект исследования

ванной методике электропроводимости, разработанной Боуденом и Тейбором [32]. Режимы испытаний выбирались по методике, приведенной в таблице 2.8. Измерения осуществлялись при помощи электронного цифрового миллиомметра GOM-802 (рисунок 4.4) по четырёхпроводной схеме измерений. Особенностью испытаний было то, что при вращении колёсных пар модели путевой машины электрическая цепь миллиомметра не разрывалась. Для этого осуществлялось накручивание электрического провода на ось колёсной пары и, таким образом, обеспечивалось постоянное значение сопротивления контактов проводки с металлоконструкцией колёсной пары. В результате миллиомметр регистрировал только динамические изменения сопротивления, пропорциональные ФПК колеса и рельса.



На основе данных о шероховатости l исследуемых поверхностей колеса и рельса ($Rz80$, $l = 8 \cdot 10^{-5}$ м) и удельном сопротивлении стали марки 65Г электрическому току ($\rho = 12 \cdot 10^{-8}$ Ом·м) выполнялись измерения активного сопротивления R_c ФК [229, с. 31] пар трения «ролик – ролик» и «ролик – колодка» при указанных выше динамических режимах и расчёт ФПК [73]:

$$S_{ФПК} = \frac{\rho \cdot l}{R_c}; \quad \text{м}^2, \quad (4.2)$$

где ρ – удельное сопротивление проводника, Ом·м; l – величина шероховатости поверхности, м.

Фактическое контактное давление рассчитывалось по формуле

$$Q = \frac{P}{S_{ФПК}}; \quad \text{МПа},$$

где P – нормальная нагрузка на образцы, Н; $S_{ФПК}$ – ФПК, мм².

Результаты расчёта контактного давления приведены на рисунке 4.5. Для стали марки 65Г допустимое напряжение $[\sigma] = 800$ МПа, напряжение текучести $[\sigma_t] = 550$ МПа и усталостная прочность по нормальным напряжениям –

$[\sigma_n] = 376$ МПа. Так как в соответствии с таблицей 2.8 при непогашенном ускорении $0,7 \text{ м/с}^2$ усилие на моделируемый ролик составляет 304 Н, то по рисунку 4.5 устанавливаем контактное давление $460 < [\sigma]$ МПа, что соответствует максимальному боковому усилию колеса на рельс в эксплуатации ($C_p = C_l^2$; $C_v = 1$)

$$P_n = \frac{(PV)_m \cdot C_\ell^2}{V_n} = \frac{(P2\pi R n_{ск})_m \cdot C_\ell^2}{(2\pi R n_{ск})_n} = \frac{(304 \cdot 2\pi \cdot 0,025 \cdot 7,46) \cdot 5^2}{2\pi \cdot 0,495 \cdot 1,47} = 1,95 \text{ кН},$$

где P_n – статическая нагрузка колеса на рельс, Н (экспериментальная); $(PV)_m$ – мощность трения при модельных испытаниях, Вт; C_l – масштабный коэффициент перехода линейных размеров; V_n – скорость скольжения гребня колеса по рельсу при скорости движения 60 км/ч, м/с; R_m и R_n – соответственно радиус ролика и колеса при модельных и эксплуатационных испытаниях; $n_{скм}$ и $n_{скн}$ – частота вращения чистого скольжения колеса по рельсу.

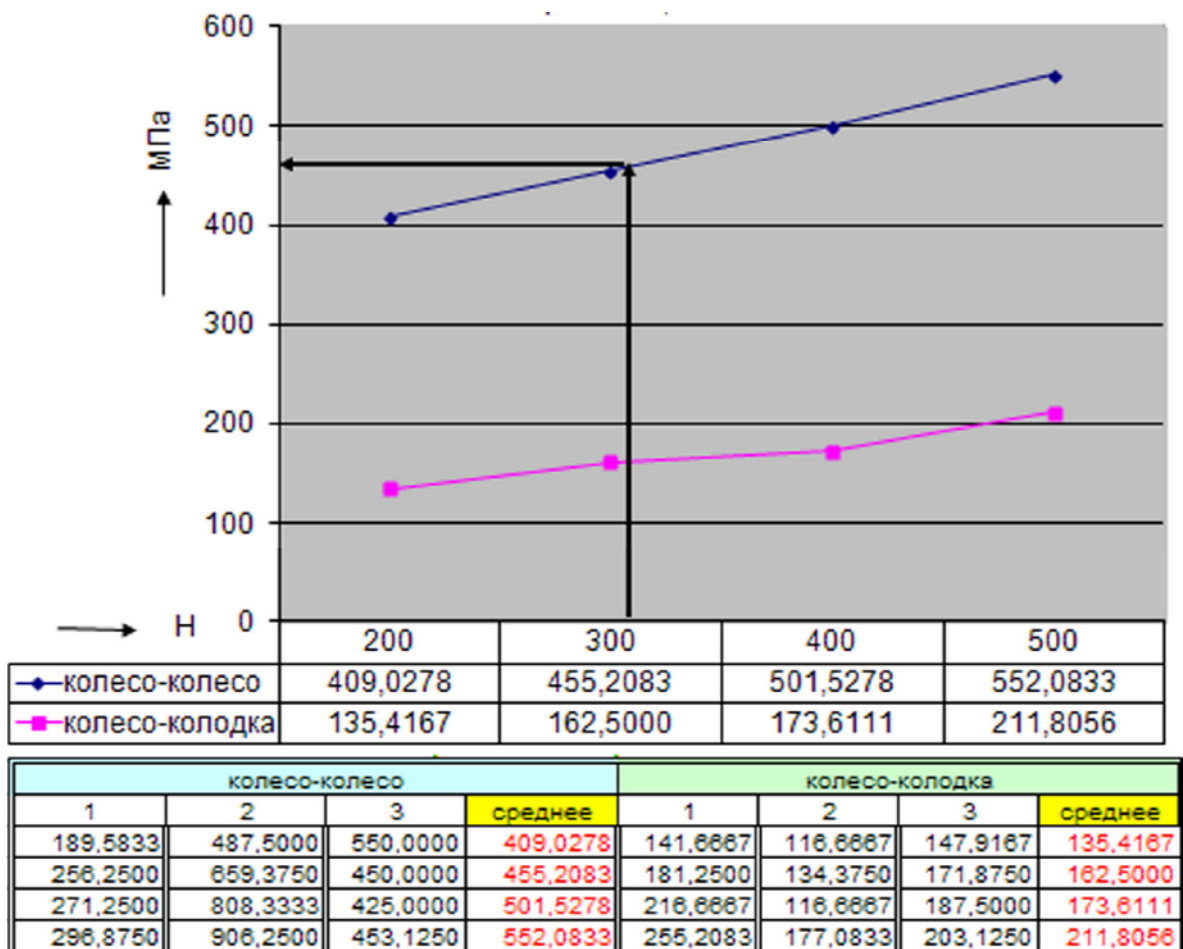


Рисунок 4.5 – Контактные напряжения в зависимости от нормальной нагрузки на образцы при исследовании на лабораторной установке СМЦ-2 по схемам: а – «ролик – ролик»; б – «ролик – колодка»

Следовательно, при движении ПС в криволинейном участке пути с максимальным непогашенным ускорением $[a_{nn}] = 0,7 \text{ м/с}^2$ при боковом усилии 1,95 кН (нормальной нагрузке 304 Н) напряжения, возникающие на ФПК гребней колёс и боковой грани рельса, 460 МПа не превышают допустимых значений $[\sigma] = 800 \text{ МПа}$, однако необходимая усталостная прочность по нормальным напряжениям $[\sigma_n] = 376 \text{ МПа}$ не достигается.

На базе теоретических основ электропроводимости Боудена и Тейбора был проведён динамический мониторинг изменений величины ФПК [13, 219]. На рисунке 4.6 изображён график изменения сопротивления контакта, а на рисунке 4.7 – изменение ФПК этого же процесса.

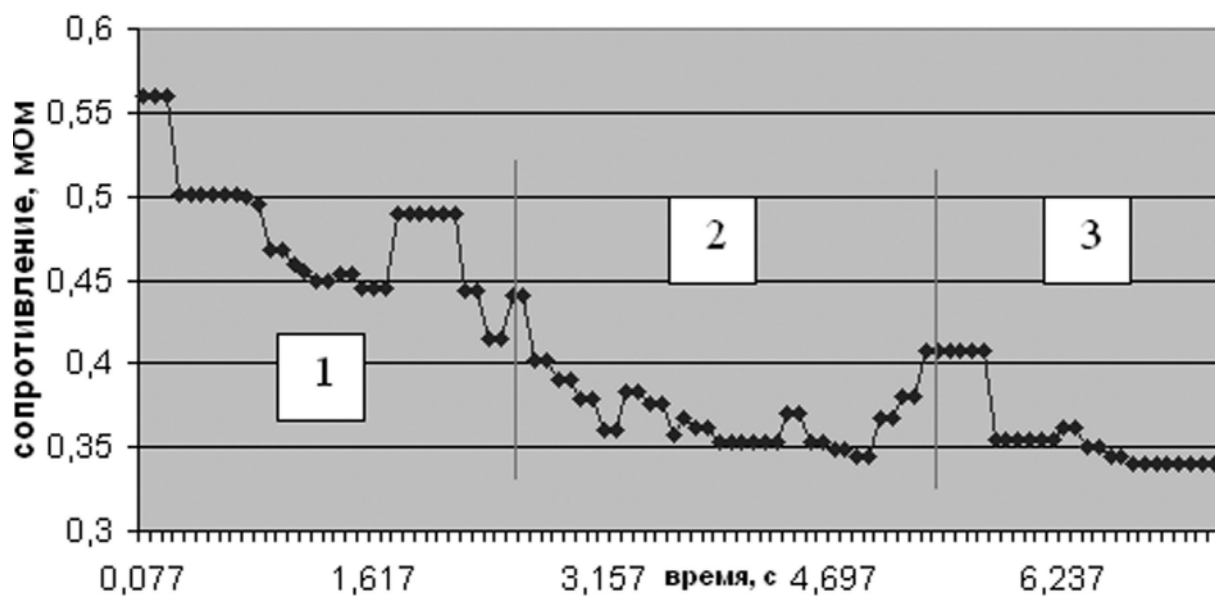


Рисунок 4.6 – Изменение сопротивления в контакте «колесо – рельс»

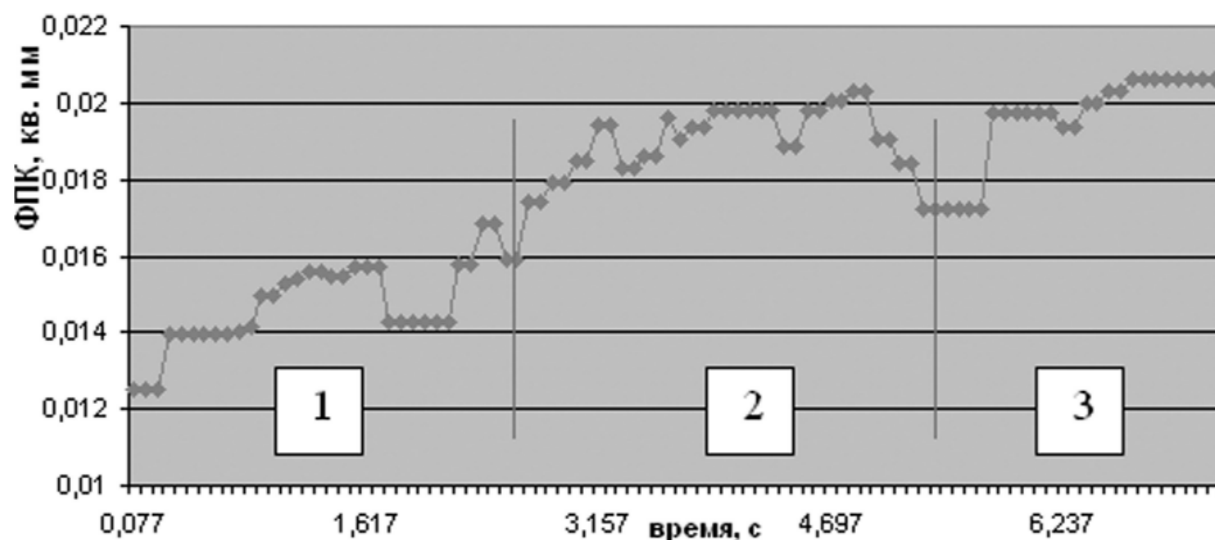


Рисунок 4.7 – Изменение ФПК

Из выражения (4.2) видно, что между ФПК и электрическим сопротивлением ФК обратно пропорциональная связь. Результаты испытаний показали (см. рисунки 4.6 и 4.7), что в стационарном положении и в процессе скольжения колеса по рельсу на начальном периоде движения (этап 1) в контакте находятся в значительном количестве (около 70 %) различные плёнки окислов и адсорбированных из окружающей среды различных соединений, а также микронеровности обоих тел контактируют только самыми высокими выступами. На этом этапе электрическое сопротивление колеса и рельса имеет наибольшее значение $0,4...0,56$ мОм, а ФПК – минимальное, $0,0125...0,015$ мм².

На этапе 2 микронеровности уже прирабатываются, в контакт вступают уже более мелкие шероховатости. Сокращается количество окислов в контакте приблизительно до 30 %. Электрическое сопротивление падает от 0,45 до 0,35 мОм, а ФПК увеличивается до 0,0201 мм².

На этапе 3 уже максимальное количество микронеровностей вступает в контакт. Электрическое сопротивление и ФПК уже практически не меняются и удерживаются на одном уровне $0,35...0,34$ мОм и до 0,0205 мм² соответственно.

При доказательстве корректности гипотезы экспериментальной триботермодинамики В.В. Шаповалова, исследовании максимальных значений контактных температур, ФПК принималась постоянной величиной. Зная динамику изменения ФПК методом электропроводимости (см. рисунок 4.7), можно усложнить алгоритм идентификации триботермодинамики, если найденные значения ФПК в динамике использовать в предложенном алгоритме идентификации термодинамики на ФПК (см. [с. 247–254](#)).

4.2 Эксплуатационные испытания модификаторов трения

Локомотив является сложной динамически нагруженной ТС, в которой УТ составляют 5–8 % от общей массы и на 80–90 % определяют надёжность и эффективность тягового ПС. Основным показателем эффективности локомотива является коэффициент сцепления колёс с рельсами. Повышение величины и стабильности коэффициента сцепления колёсных пар с рельсами, особенно в

условиях движения на подъём, в кривых малого радиуса обеспечивает значительное повышение эффективности работы тягового ПС. Альтернативой использования песка является применение фрикционных МТ.

На базе выполненных исследований разработана и оптимизирована рецептура брикетов МТ (БМТ). Фрикционные модификаторы трения предназначены для механохимической очистки ФПК колеса с рельсом и создают условия повышения сцепления за счёт прямого контакта ювенильных металлических поверхностей с фрикционным материалом. При этом формируются вторичные сверхпрочные кремнийорганические структуры, имеющие стабильные трибохарактеристики независимо от первоначального состояния колёс и рельсов [168]. В качестве основы может применяться пенобетон, содержащий портландцемент (оптимальная тонкость помола $3500 \text{ см}^2/\text{г}$ по ГОСТ 10178), кварцевый песок мелкой фракции 0–0,2 мм, жидкое стекло, перманганат калия с введением в него присадок типа кальцинированной соды. Кальцинированная сода нейтрализует продукты нефтяного происхождения, входящие в состав «третьего тела». Пенообразователь приводит к ослаблению физико-механических характеристик пористой матрицы брикета модификатора трения до уровня, при котором предел прочности на сдвиг его поверхностных слоёв преодолевается прикладываемой нагрузкой в нормальном и тангенциальном направлениях. Ввод в состав модификаторов сцепления специальной силикатной плёнообразующей присадки приводит к модифицированию поверхности стали, образованию тонкого слоя с высоким значением твёрдости, характерным для силикатов и силицидов железа [168].

Разработаны приводы подачи БМТ для ряда локомотивов (ВЛ-80, Ермак, Дончак, Синара, Гранит и т.д.). Фрикционные модификаторы наносятся на тяговую поверхность колёсных пар ротапринтно-контактным способом, что исключает запесочивание балластной призмы, предотвращает абразивное изнашивание, исключает негативные фрикционные автоколебания и обеспечивает до 3 % тяговой энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивлений движению локомотивов. Для реализации ротапринтного натирания модификаторов

трения на поверхность катания колёс тягового ПС используются специальные конструктивные решения [168], представленные на рисунке 4.8.



Рисунок 4.8 – Конструкции модификации поверхностей трения железнодорожных колёс: *а* – СМПТ-01; *б* – СМПТ-02

Модифицирование фрикционных поверхностей с образованием вторичных силикатных структур было подтверждено методом рентгеновской спектрометрии [242]. Отсутствие следов схватывания в случае применения модификаторов сцепления доказывает образование вторичных структур, имеющих высокие противоизносные характеристики и предохраняющих поверхность от адгезионного взаимодействия и контактной усталости. Повышение твёрдости поверхностных слоёв снижает степень их адгезионного взаимодействия при трении, тем самым предохраняя поверхность металла от схватывания. Износ модифицированных МТ образцов на 35–50 % меньше по сравнению с сухим контактом и в 3–5 раз – при применении песка. Применение модификатора трения активно снижает величину проскальзывания.

Эксплуатационные испытания твёрдого пористого модификатора сцепления проводились в разные периоды 2008 г. в составе испытательного поезда (магистрального электровоза ВЛ-80 К № 296, вагон-лаборатории № 72218 (ТАЛ) и грузового поезда весом 5600 т) на участках главного пути Батайск – Лихая Северо-Кавказской железной дороги (приложение П4). Испытания проводились при «сухих» рельсах, а также с применением песка и МТ. Регистрировались следующие параметры: напряжение контактной сети, токи тяговых дви-

гателей, температура перегрева тяговых двигателей, показания АЛСН, давление в тормозной магистрали, срабатывание реле боксования, включение привода подачи модификатора трения, тяговое усилие в автосцепке, скорость движения. За критерий оценки величины сцепления, реализации максимально большого реактивного крутящего момента тяговых двигателей без доведения их до срыва сцепления, принята величина максимального значения тока тяговых двигателей I_D (по данным ленты испытаний динамометрического вагона (рисунок 4.9).

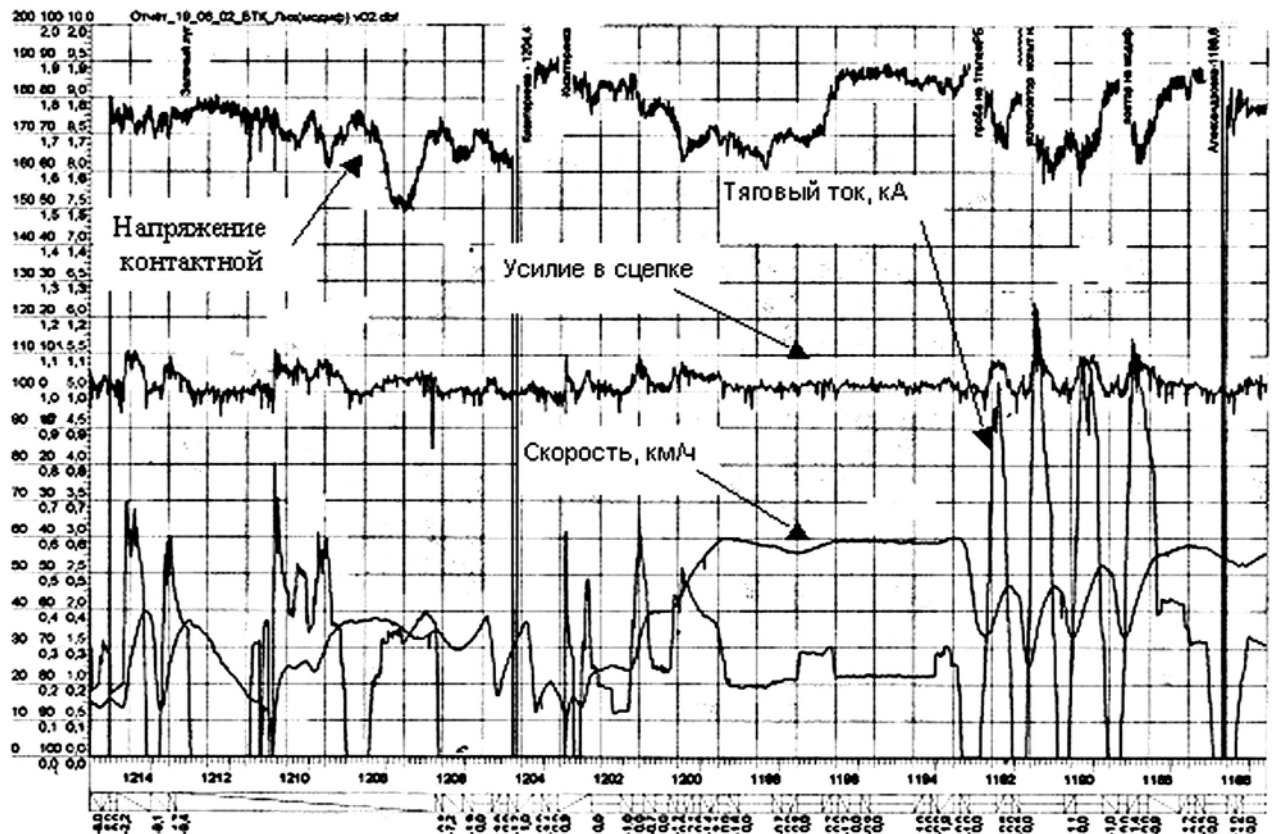


Рисунок 4.9 – Результаты замеров ленты испытаний динамометрического вагона на участке Батайск – Лихая

Обработка результатов стендовых, лабораторных и эксплуатационных испытаний и анализ соотношений для режимов тяги и боксования при применении БМТ позволили устранить проблемы отраслевого уровня [13]:

1) значение тока на якоре тягового двигателя при срыве сцепления на «сухих» рельсах составило $I_D = 920...940$ А, а с применением БМТ – $I_D = 1240...1360$ А, а увеличение тока составило 38 %;

- 2) предотвратить активное запесочивание балластной призмы с применением песка в качестве МТ,
- 3) повысить величину и стабильность коэффициента сцепления; существенно снизить вероятность появления срыва сцепления, улучшить динамические характеристики в системе «ПС – путь»;
- 4) снизить примерно на 5 % энергетические расходы на преодоление режимов боксования тяговых колёс;
- 5) снизить в 7–10 раз интенсивность изнашивания колёсных пар и рельсов в режиме устойчивого боксования;
- 6) значительно увеличить межремонтные сроки эксплуатации верхнего строения пути;
- 7) увеличить в 2–3 раза плечи оборота локомотивов без их отцепки для экипировки песком;
- 8) внедрить САУ в компьютерную систему локомотива, что позволит прогнозировать переход реализации тяговой мощности на падающую характеристику коэффициента сцепления при боксовании и резко повысит эксплуатационные характеристики тягового ПС.

4.3 Эксплуатационные испытания твёрдых смазочных материалов-покрытий

При прохождении железнодорожного ПС криволинейных участков пути в контакте колёс с рельсами реализуется поперечное трение, что является причиной повреждений пути, интенсивного износа колёс и рельсов, а также повышенного расхода энергии [142].

Использование современных технических средств лубрикации фрикционной подсистемы «гребень колеса – рельс» и современных ТСП позволяет снизить потери тяговой мощности локомотивов на трение, повысить долговечность колёс и рельсов, безопасность движения поездов в кривых участках пути, снизить уровень акустического воздействия на окружающую среду. Указанные ТСП представляют собой твёрдые антифрикционные покрытия, обладающие

высокой несущей способностью и выдерживающие боковые контактные нагрузки до 2...3 ГПа.

На ряде железных дорог – филиалов ОАО «РЖД» успешно реализуется инновационная **технология стержневого гребнерельсосомазывания** [167, 142, 190–192], при которой ТСП *контактно-роtaпринтным способом* наносится на гребень колеса (рисунок 4.10) с последующим активным переносом на боковые грани головки рельсов.

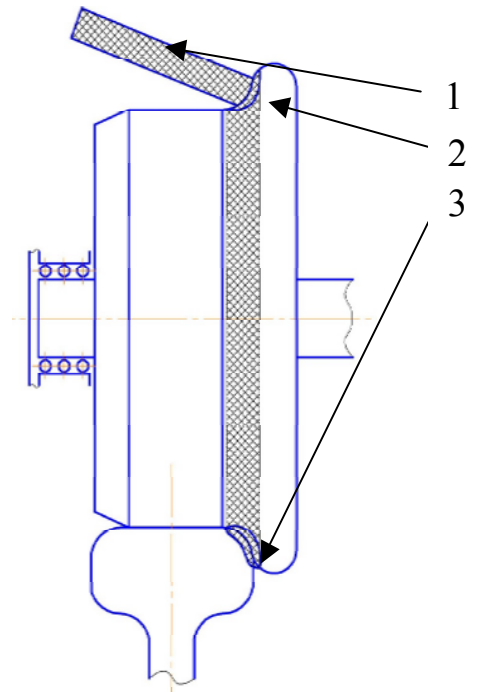


Рисунок 4.10 – Технология стержневого гребнерельсосомазывания: **1** – смазочный стержень, **2** – гребень колеса, **3** – боковая поверхность головки рельса

Для реализации указанной технологии разработаны три *технологические схемы лубрикации* (рисунок 4.11): гребнесмазывание (ГС), гребнерельсосомазывание (ГРС), гребнерельсосомазывание посредством автоматизированных устройств АГРС [142].

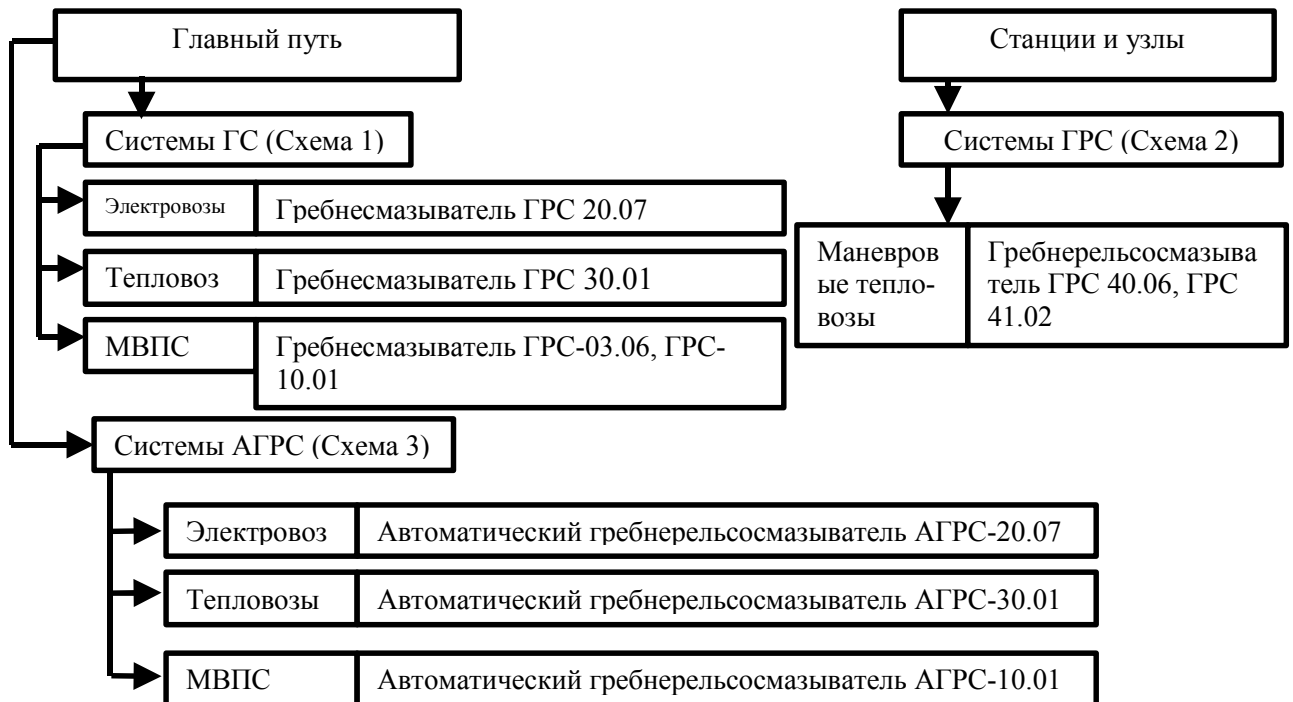
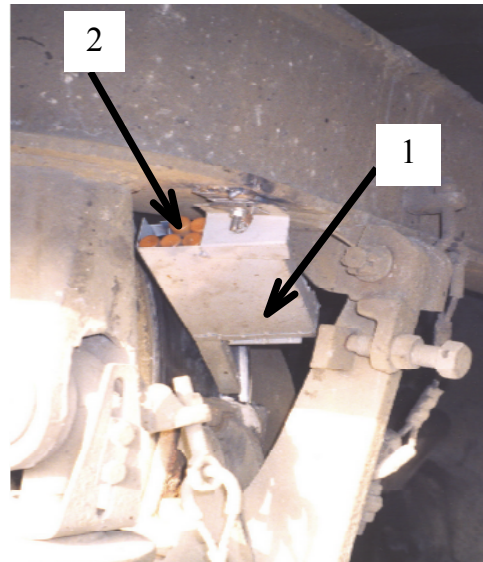


Рисунок 4.11 – Структурная схема технологии стержневого ГРС

ГС (схема 1) предусматривает нанесение ограниченного объёма ТСП, необходимого для защиты гребней колёс ПС: ресурс одного стержня по этой схеме составляет для стержней РАПС-2¹ – 600...700 км, РАПС-Нанотех – 7000...8000 км; ёмкость бункера безприводной



1 - кассета;
2 - стержни ТСП

конструкции кассетного типа Рисунок 4.12 – ГРС-20.07 кассетного типа гребнерельсосмазывателя ГРС- на электровозе ВЛ-80 №751 ТЧ Батайск 20.07 (рисунок 4.12) составляет

9 стержней. Данная схема используется для ПС, эксплуатируемого на «длинных» плечах (свыше 1000 км) и на участках с ограниченным количеством кривых и относительно плавным продольным профилем. Безприводность конструкции ГРС-20.07 обеспечивается углом её наклона относительно горизонтальной плоскости на раме ПС, что обеспечивает подачу смазочных стержней на гребень колеса под действием собственного веса.

Работа конструкции ГРС-20.07 основана на использовании эффекта сервопривода. За счёт явления самозаклинивания происходит прижатие стержня к гребню колеса, его износ и соответственно смазывание гребня колеса ТСП. В системе реализован фундаментальный принцип самоорганизации ФС, обеспечивающий саморегулирование объёма подаваемой на гребень колеса смазочной

¹ Смазочные стержни РАПС используются для смазывания тяжело нагруженных узлов трения различных механизмов и состоят из оболочки, заполненной смазочным материалом. Смазочный материал состоит из смазочной композиции (битума) с присадками (графитом, полиэтиленом, дисульфид молибденом, пеностеклом). Смазочные стержни всепогодные, экологически чистые, допущенные к применению для антифрикционных пар трения, имеют медицинский паспорт и сертификат качества (ТУ 0254-001-01116006-2006, патент РФ №2388635, Европатент № PCT/RU96/00369).

материала в зависимости от скорости движения, самоконтроль её наличия, а также последовательность входа в подающую направляющую ТСП. ГРС-20.07 успешно эксплуатируются на Северо-Кавказской, Куйбышевской, Восточно-Сибирской, Дальневосточной железных дорогах – филиалах ОАО РЖД. Анализ результатов внедрения систем ГРС-20.07, ГРС-50.05 (см. приложение **П5**) показал, что снижение интенсивности изнашивания гребней колёсных пар электровозов составило 1,2–1,6 раза при увеличении ресурса колёсных пар от 3 до 15 %.

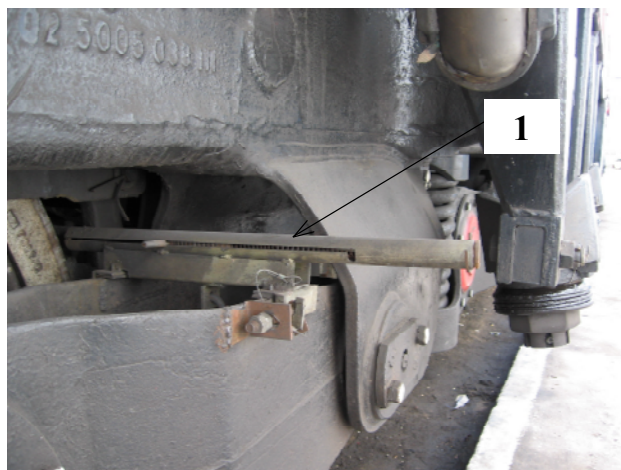


Рисунок 4.13 – ГРС-40.05 на тепловозе ЧМЭ-3 ТЧ Батайск: 1 – направляющая

ГРС (схема 2) осуществляется посредством маневровых локомотивов или электропоездов, работающих на участках с короткими плечами оборота (150–200 км пробега) и предназначена для рельсосмазывания при расходе ТСП до 100 г на 1 км пути. ГРС представляет собой сборную конструкцию, состоящую из механизма подачи пружинного типа смазочных стержней

(рисунок 4.13), которая монтируется на балансирах колёсной пары тепловоза. В комплект поставки входит 8 конструкций из расчёта установки на один тепловоз серии ЧМЭЗ по две конструкции на 1, 3, 4 и 6-ую колёсные пары. ГРС-40.05 рассчитан на зарядку одним смазочным стержнем РАПС-1 или двумя стрежня-ми РАПС-2. Усилие подачи смазочного стержня на гребень колеса варьируется в пределах от 0,4 до 1 кг. Ресурс смазочного стержня РАПС-1 составляет 800...1000 км пробега тепловоза при работе в маневровом режиме. Примером эффективности применения данных систем являются локомотивное депо С-Петербург-Сортировочная Октябрьской ж.д., локомотивное депо Мин. Воды Северо-Кавказской ж.д., локомотивные депо Поворино и Ртищево Юго-Восточной ж.д. и ряд предприятий промышленного транспорта ОАО «Газпром» (Оренбургский и Сургутский филиалы), ОАО Минудобрения (г. Россось), где

после внедрения систем ГРС-40 интенсивность износа гребней колесных пар маневровых локомотивов снизилась в 1,5...2 раза.

АГРС (**схема 3**) базируется на автоматизированных гребнерельсосмазывателях с управляемым процессом дозирования ТСП и бункером повышенной ёмкости (40 и более стержней), предназначена для лубрикации колёс и рельсов на больших плечах оборота магистральных локомотивов. Схема установки АГРС на тяговый ПС предполагает оборудование всех 16 колёс электровоза с возможностью отключения части систем. Запас расходного ТСП берётся из расчёта обеспечения смазывания кривых участков пути на плече оборота не менее 5000 км без дозаправки.

Разработаны системы АГРС балансирующего и небалансирующего типов. Механическая часть АГРС балансирующего типа (рисунок 4.14) состоит из лафета **1**, жёстко закреплённого на раме тележки **6**. Лафет посредством шарнира **2** связан с корпусом АГРС и подпружинен системой **4** относительно него. Корпус АГРС включает в себя бункер-накопитель **3** для смазочных стержней **7**, привод **8** и направляющий канал **9**, который фиксируется относительно смазываемой поверхности гребня колеса **10** внешними и внутренними тягами **5**, связанными с неподрессоренной массой (буксовым узлом **11**). Бункер-накопитель **3** с автоматизированным пневмоприводом монтируется на раме тележки ПС.

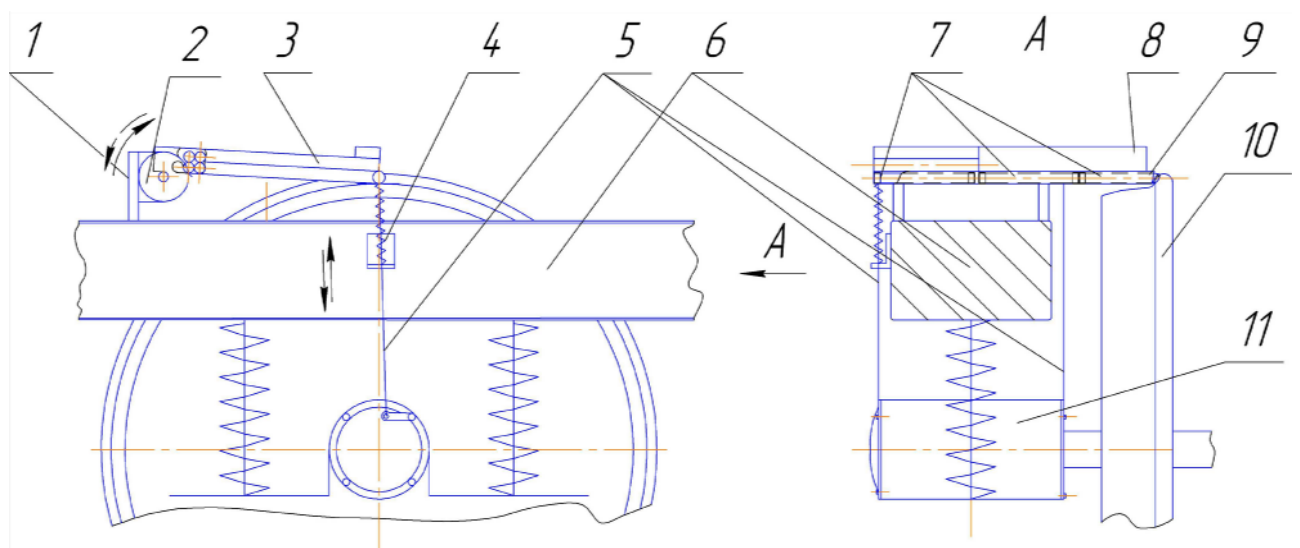


Рисунок 4.14 – Схема крепления АГРС балансирующего типа на ПС с двухступенчатым опиранием

Компоновка АГРС позволяет при относительном смещении рамы тележки и буксового узла сохранять точное позиционирование направляющего канала и гребня колеса при движении до 300 км/ч за счёт фиксации внутренними и внешними тягами **5** направляющего канала с буксовым узлом и возможности вращения подпружиненного системой **4** бункера-накопителя **3** относительно оси закрепления на лафете. АГРС позволяет избежать динамических нагрузок, повысить эффективность технологии и снизить эксплуатационные затраты на выполнение работ по снижению износа в паре трения «колесо – рельс».

Гребнерельсосмазыватели последнего поколения АГРС-10.01 небалансирного типа (рисунок 4.15) разработаны в Ростовском государственном университете путей сообщения совместно с немецкой фирмой «ФЕСТО» и предназначены для их использования на головных вагонах мотор-вагонного подвижного состава (МВПС).

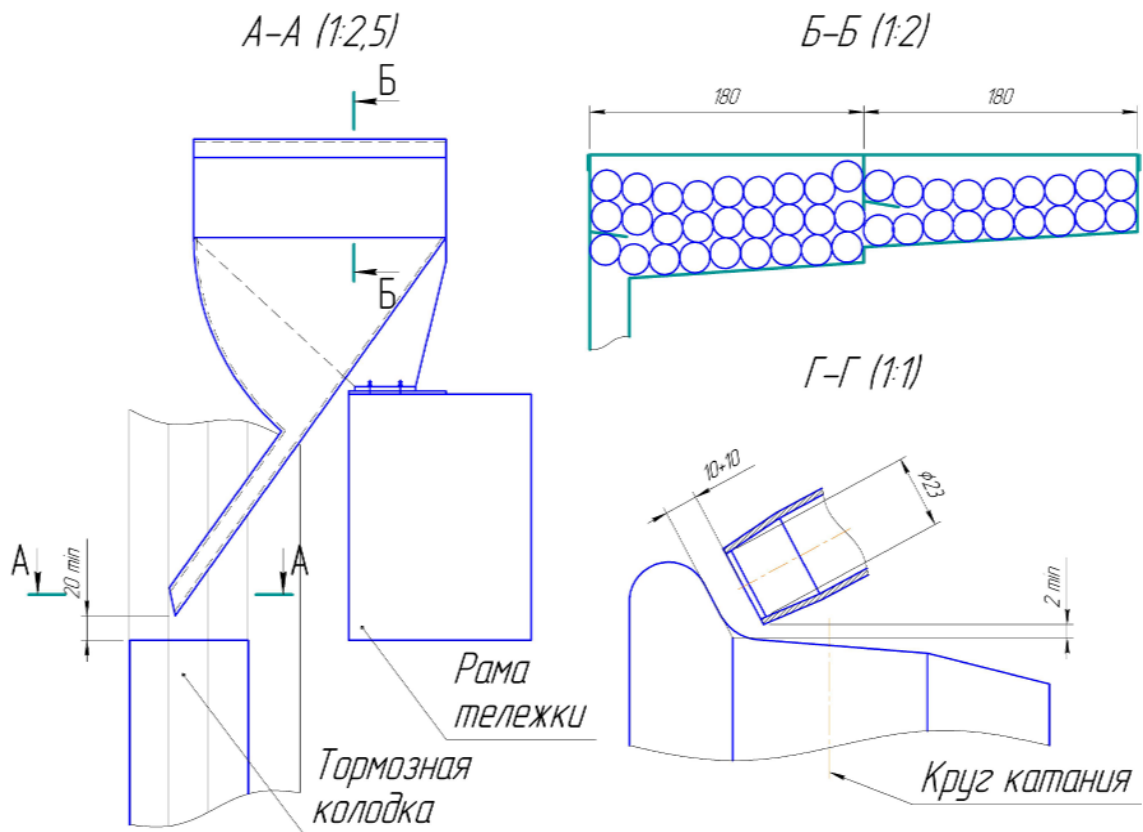


Рисунок 4.15 – Схема автоматического гребнерельсосмазывателя АГРС-10.01 небалансирного типа

Гребнесмазыватель АГРС-10.01 является автономным устройством с источником тока цепей управления и сжатого воздуха ПС, не требующем вмеша-

тельства машиниста или оператора, изготавливается в климатическом исполнении УХЛ категории размещения 1 по ГОСТ 15150-90 и работоспособен при воздействии окружающей среды с температурой воздуха от -50°C до $+80^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности воздуха до 98 %.

Оснащение МВПС бортовым компьютером, спутниковой навигационной системой позволит получать данные о работе АГРС, местоположении рельсо-смазывателя, его скорости, пройденном пути, точках включения и выключения подачи ТСП, комплекса обработки информации и связи (разработка ОАО «НИИАС»). Подача ТСП осуществляется на основании анализа АФЧХ трибо-системы тягового ПС, в которых отображаются свойства фрикционного взаимодействия гребней колёс и рельсов (см. рисунок 3.18). При изменении маршрута ПС ручной перенастройки работы АГРС не требуется.

4.4 Эксплуатационные испытания конструкции ППС-12Д при роспуске товарных вагонов с сортировочных горок

Основной причиной образования односторонних ползунов продолжает оставаться применяемая на станциях технология роспуска вагонов с башмачным торможением. С целью предотвращения термомеханических повреждений и образования ползунов колёсных пар в Ростовском государственном университете путей сообщения разработаны специальные конструкции противоползунные системы (ППС) для устранения указанных дефектов колёсных пар, работа которой основана на смене поверхности контакта неподбашмаченного колеса подбашмаченной колёсной пары с рельсом за счёт его проворачивания до достижения критической величины юза [143].

В конструкции ППС реализуется серво эффект в виде системы само усиления клинового типа (рисунок 4.16), который содержит балку 4, жёстко закреплённую винтами. Балка имеет набегающий и сбегаящий уклоны (5°) и горизонтальный участок ниже головки рельса на 10 мм между ними длиной не менее 200 мм. Подбашмаченное колесо гребнем наезжает на модуль, приподнимается и на горизонтальном участке разгружает поверхность контакта подбашма-

ченного колеса с разгружающей балкой 4. При этом обеспечивается превышение момента трения неподбашмаченного колеса при взаимодействии его с рельсом над моментом трения подбашмаченного колеса, что ведёт в свою очередь к повороту колёсной пары. Разработана опытная конструкция ППС для определения её геометрических параметров, гарантирующих поворот колёсной пары на угол не менее 10° (рисунок 4.17).

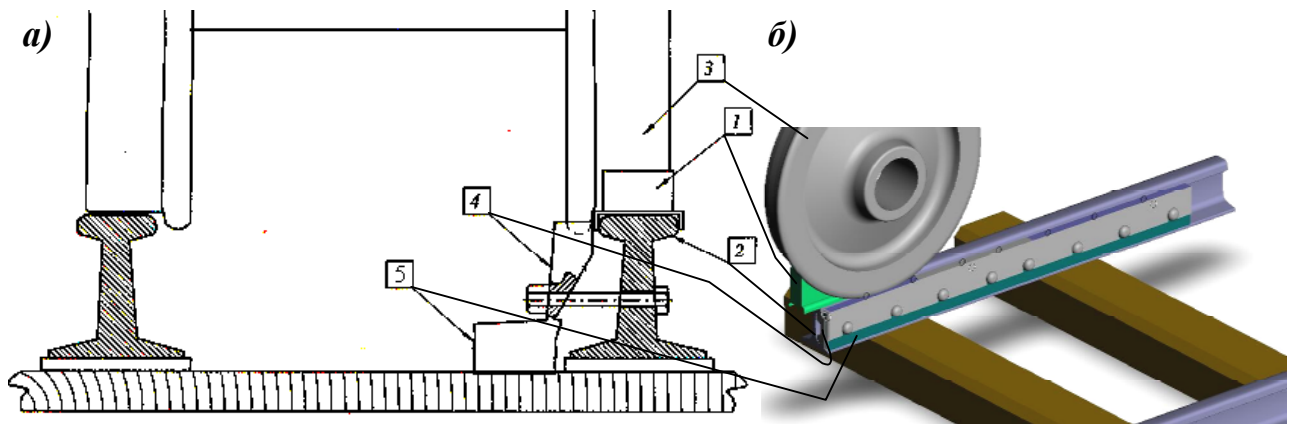


Рисунок 4.16 – Модуль клинового типа противополозунной системы: *а* – кинематическая схема; *б* – общий вид; 1 – тормозной башмак; 2 – рельс; 3 – колесо; 4 – разгружающая балка; 5 – металлическое основание



Рисунок 4.17 – Общий вид опытной ППС

Лабораторные и эксплуатационные испытания показали, что при контактировании гребня грузового вагонного колеса с разгружающим элементом возникают очень высокие динамические нагрузки, уровень которых в 3–5 раз превышает допустимые и ведёт к вероятности возникновения в материале гребня колеса, в ме-

сте контактирования с «мини-горкой» микротрещин, которые зарождаются за счёт динамических напряжений (удар гребнем об край разгружающего элемента). Данные нагрузки приводят к пластическим деформациям в микрообъёмах

металла, в результате которых металл наклёпывается (упрочняется), а затем наклёп сменяется разупрочнением, обусловленным скоплением дефектов и увеличением плотности дислокаций, далее цикл повторяется, так называемый «глубокий наклёп». Однако «глубокий наклёп» материала гребня значительно ухудшает его механические свойства и приводит к образованию микротрещин, которые, объединяясь, создают усталостную трещину. Усталостные трещины, являясь очагом разрушения обода колеса, причём все неподбашмаченные колёса подвержены большей вероятности разрушения, так как взаимодействуют с разгружающим элементом с более высокими динамическими нагрузками, чем подбашмаченное колесо, которое поднято относительно всех за счёт башмака.

Опытная конструкция ППС оптимизировалась с точки зрения устранения критических динамических нагрузок на колесо. Заключительным этапом стало создание противоположной системы ППС-12Д, отвечающей всем требованиям оптимизации (рисунок 4.18).

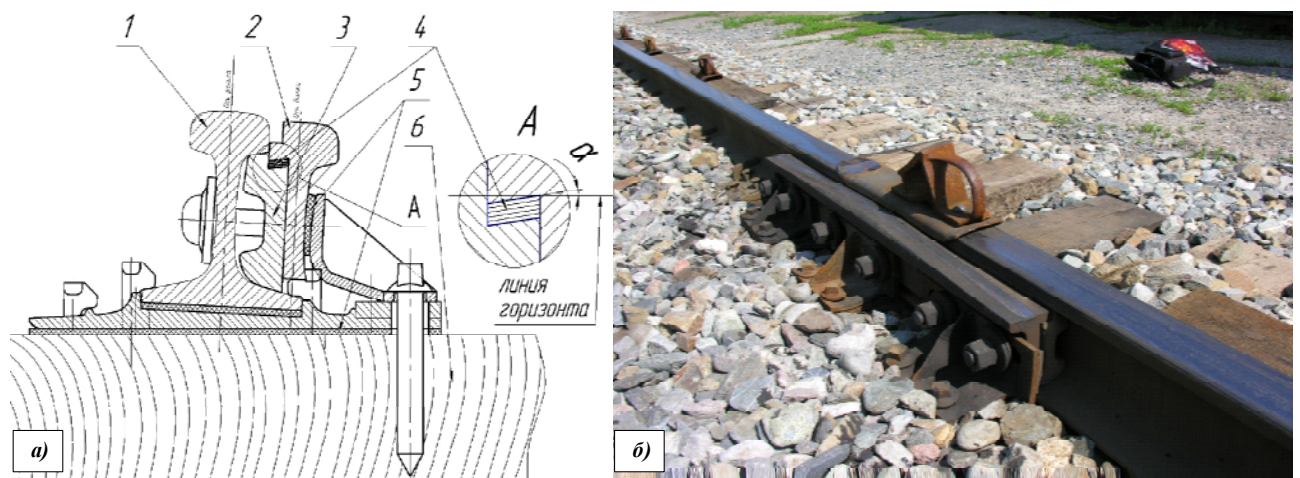


Рисунок 4.18 – Противоползунная система ППС 12-Д: а – конструкция; б – общий вид: 1 – рельсы; 2 – разгружающая балка; 3 – накладка; 4 – упругодемпфирующая связь; 5 – опора; 6 – шпала

ППС-12Д с самоуплотняющейся разгружающей балкой состоит из рельса 1, на котором расположено подбашмаченное колесо, и разгружающей балки 2, которая контактирует с накладкой 3 по плоскости, имеющей положительный угол наклона α относительно горизонтальной плоскости (линии горизонта) через упругодемпфирующую связь 4 для обеспечения эффекта самоуплотнения, а

также для обеспечения взаимодействия через упругодемпфирующую связь как в горизонтальном, так и в вертикальном направлениях фрикционного взаимодействия (двух координатное демпфирование) и опирается через упругий элемент (виброопору) **5** на шпалу **6**. Благодаря такой конструкции ППС имеет возможность микроперемещений относительно рельса и в комплексе всех перечисленных факторов гасит опасные и превышающие допустимые значения напряжений, которые в свою очередь ведут к разрушению колёс.

Данная конструкция работает на сортировочной горке ст. Тихорецкая с 5.02.2010 г. по настоящее время, без замены разгружающей балки. Акт эксплуатационных испытаний приведён в приложении **П6**.

4.5 Разработка устройства шумоподавления при роспуске товарных вагонов на механизированных сортировочных горках

На сортировочных станциях и маневровых стрелках для разведения железнодорожных вагонов по путям различных направлений посредством рельсовых путей на искусственно построенном холме (горке) с помощью силы тяжести используются тормозные устройства. Вследствие огромной силы трения, возникающей в процессе торможения, кинетическая энергия высвобождается частично в виде тепла, а частично – в виде звуковой энергии с максимальной мощностью звука в диапазоне частот около 3000 Гц, что воспринимается как раздражающий скрежет. С помощью противозумовой системы для рельсовых тормозов BREMEX-ANNSYS [185] та часть звуковой энергии, которая выделяется в виде скрежета, может быть уменьшена в тысячу раз, в результате общий уровень шума также снижается до 30 дБ. Согласно измерениям, проведенным Институтом техники безопасности на производстве (ZVD d.d.) в Любляне, система BREMEX-ANNSYS снижает мощность шума при торможении на 99,9 %. Система BREMEX-ANNSYS (рисунок 4.19) управляется микропроцессором, может быть использована на пневматических или гидравлических тормозах и состоит из основного устройства для нанесения смазочного материала «Basic»,

размещаемого на горке, и/или дополнительного устройства нанесения смазочного материала «Extra/sws», размещаемого на рельсовых тормозах.

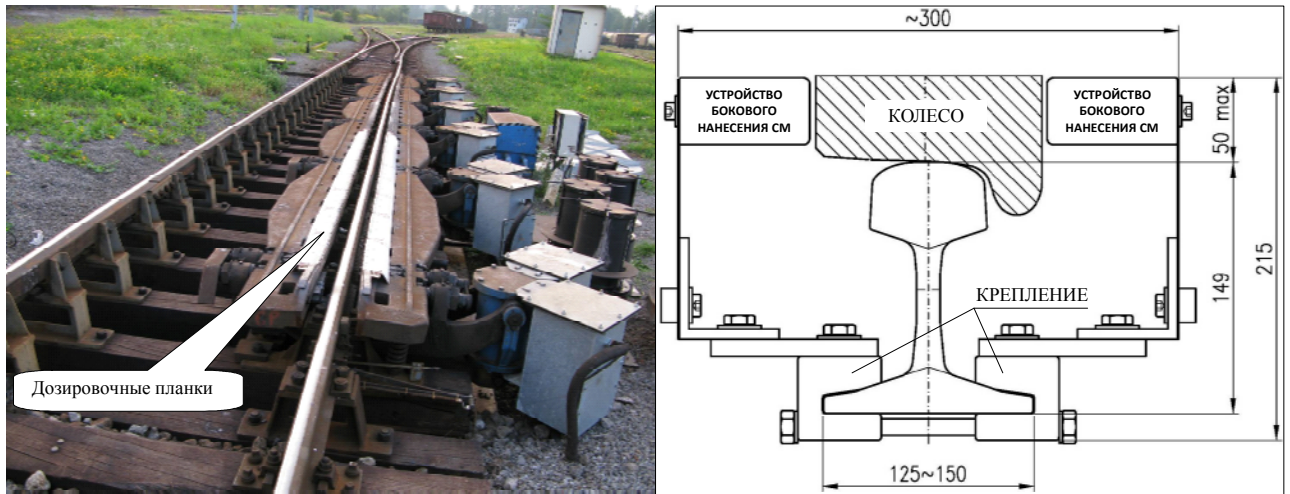


Рисунок 4.19 – Система BREMEX-ANNSYS для разведения железнодорожных вагонов по путям различных направлений посредством рельсовых путей на искусственно построенном холме (горке) с помощью силы тяжести

Система работает таким образом, что специальный композитный материал для сухого торможения (DBM) наносится точно на вагонные колёса или на рельсы, на которых происходит торможение, прежде чем между ними возникнет фрикционный контакт. За счёт этого устраняются колебания в диапазоне резонансных частот. Поскольку при трении колёс о рельсы высвобождается большое количество энергии в форме тепла, вспомогательный компонент вышеупомянутого специального материала испаряется, тогда как рабочий компонент (чаще всего *Al*) создаёт истирающуюся тормозную плёнку, которая устраняет скрежет в самом его источнике.

Недостатками системы BREMEX-ANNSYS является микропроцессорное управление, что значительно повышает капитальные вложения на оборудование одной тормозной позиции (300 тыс. евро); невозможность эксплуатации системы при значительных изменениях условий окружающей среды (от -50°C до $+50^{\circ}\text{C}$); испарения вспомогательного компонента, что снижает экологическую безопасность.

Разрабатываемое устройство относится к тормозным системам грузовых вагонов при их роспуске на механизированных сортировочных горках. Устрой-

ство предназначено для обеспечения заданных уровней коэффициента трения, его стабильности, а также модифицирования поверхностей трения колёсных пар с целью *шумоподавления* при трении поверхностей трения в паре «железнодорожное колесо – тормозная шина».

На рисунке 4.20 изображён механизм взаимодействия двух поверхностей трения. При входе в контакт двух поверхностей трения в местах фактического соприкосновения вершин их микронеровностей S_i происходит износ, потеря стабильности коэффициента трения, а также могут возникать высокочастотные автоколебания. Для устранения указанных эффектов в область контакта двух поверхностей трения вводится третье тело, которое модифицирует данные поверхности трения на глубину h_g , придавая им новые фрикционные свойства. Демпфирующий объём V_n обеспечивает заданные уровни коэффициента трения, его стабильность, а также шумоподавление при возникновении высокочастотных автоколебаний.

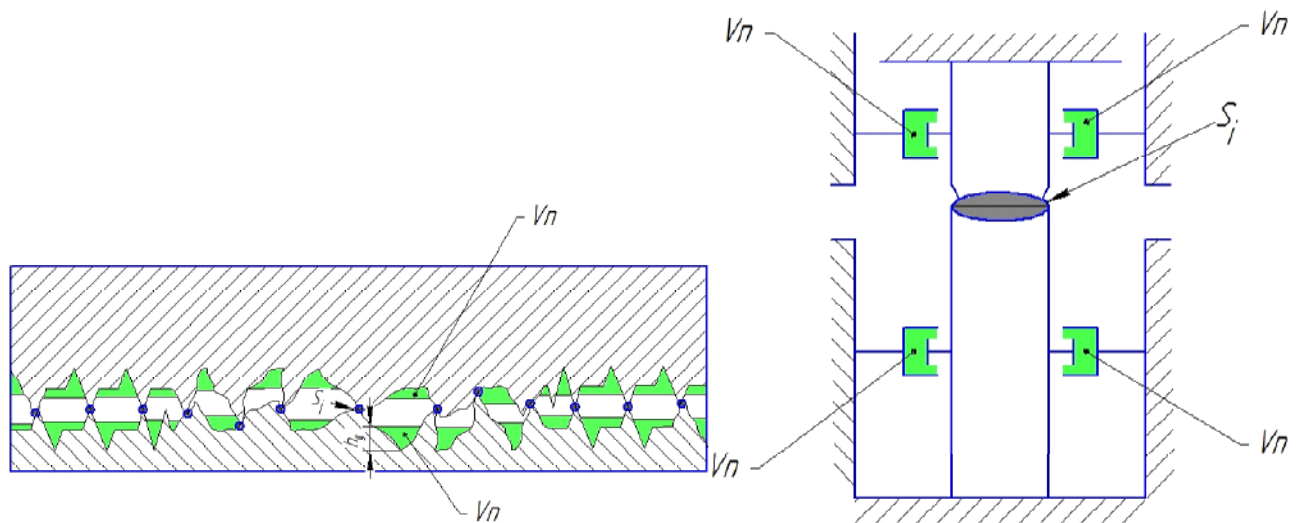


Рисунок 4.20 – Схема формирования фрикционных связей в паре трения «металл – металл» при роспуске товарных вагонов на механизированных сортировочных горках: S_i – поверхность контакта вершин микронеровностей; V_n – шумоподавляющие демпфирующие объёмы; $S_{\Phi ПК} = \Sigma S_i$ – фактическая площадь касания

В качестве третьего тела использованы фрикционные модификаторы поверхности трения (МПТ-Ф), оптимизированные с использованием методов

ФММ, ТСИ и математического планирования эксперимента. В качестве МПТ-Ф рассматривались две группы: консистентные и твёрдые модификаторы, базирующиеся на основе анализа коэффициента внутреннего трения мягких металлов (алюминия, дюралюминия, биссемеровской стали и т.д.). Предпочтение было отдано твёрдым вариантам МПТ-Ф. Адгезионной основой приняты термопластичные, гомогенизированные битумные композиции с мелкодисперсными, фрикционными присадками (SiO_2 , Al и др.), а также термостабильные полимерные консистентные (пастообразные) композиции. Благодаря нанесению модифицирующего материала МПТ-Ф на фрикционные поверхности трения боковых поверхностей колёс грузовых вагонов и рабочих органов горючих замедлителей снижается уровень амплитуд фрикционных автоколебаний и уровень воспринимаемого человеком звукового давления.

Устройство для нанесения МПТ-Ф (рисунок 4.21) монтируется на рельсошпальную решётку по обе стороны рельсов. Рабочий орган в виде балки **1** с фрикционными накладками размером 3000×80×20 мм контактным способом наносит демпфирующий материал в виде мягкого металла на боковые поверхности колёсных пар вагонов **5** путём их фрикционного натирания, что обеспечивает реализацию тормозного усилия на вагон при одновременном шумоподавлении возможных фрикционных автоколебаний тормозной балки и колёсных пар. Сила прижатия автоматически регулируется при помощи токового реле на необходимую величину, что делает процесс нанесения модификатора более эффективным и обеспечивает оптимальные условия для снижения или устранения шума. В опытном образце сила прижатия регулировалась вручную динамометрическим ключом для определения оптимальной величины усилия прижатия МПТ-Ф к боковым поверхностям колёс вагонов. Конструкция имеет два положения – рабочее и нерабочее для пропуска подвижного состава без нанесения МПТ-Ф. Устройство позволяет решить задачу снижения уровня шума и вибрации на сортировочных горках при роспуске товарных вагонов, что подтверждается актом эксплуатационных испытаний (см. приложение П7).

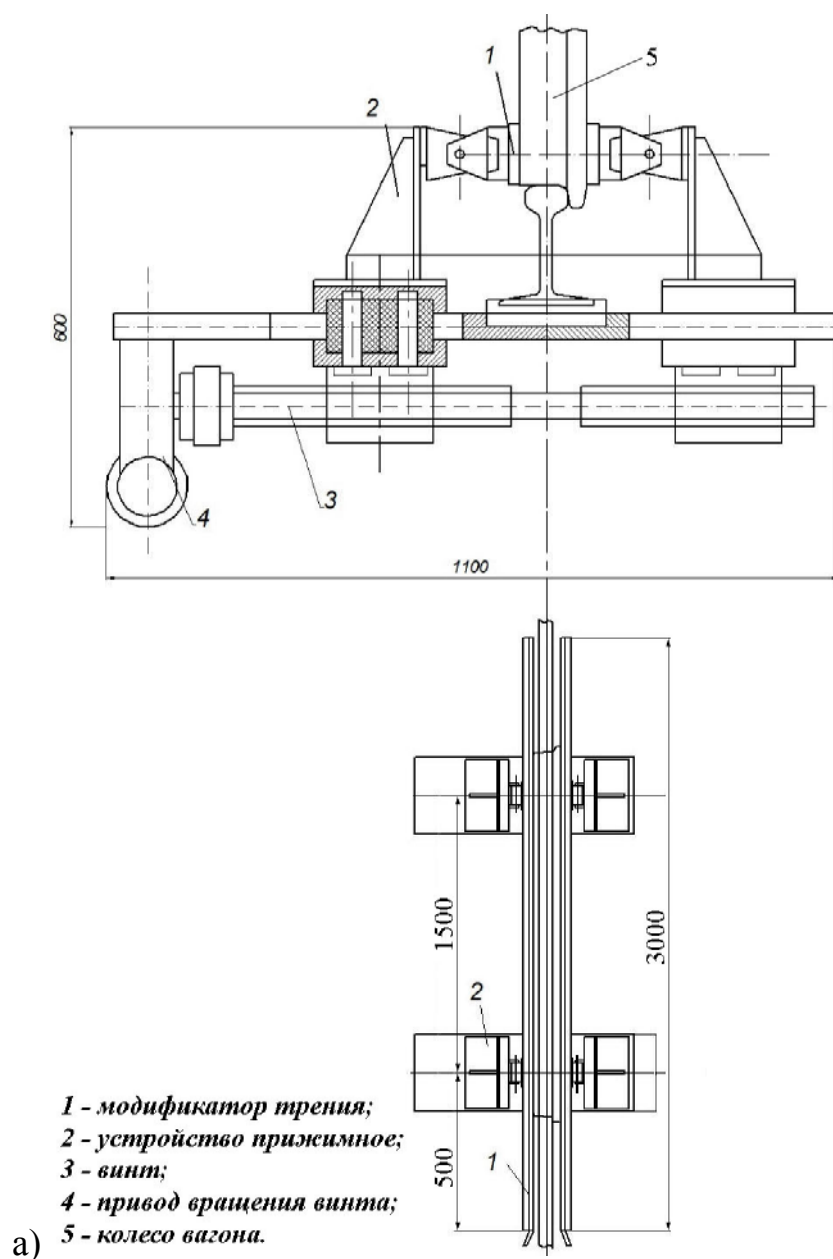


Рисунок 4.21 – Устройство шумоподавления при роспуске товарных вагонов на механизированных сортировочных горках: а – кинематическая схема; б – тормозная шина с модификатором МПТ-Ф; в – слой МПТ-Ф на колёсной паре после её взаимодействия с тормозной шиной

4.6 Разработка алгоритма динамического мониторинга фрикционных мобильных систем на примере фрикционной подсистемы «колесо – рельс»

Для решения задач диагностики и динамического мониторинга натуральных ТС предложен алгоритм ТСИ [70], представленный на рисунке 4.22.

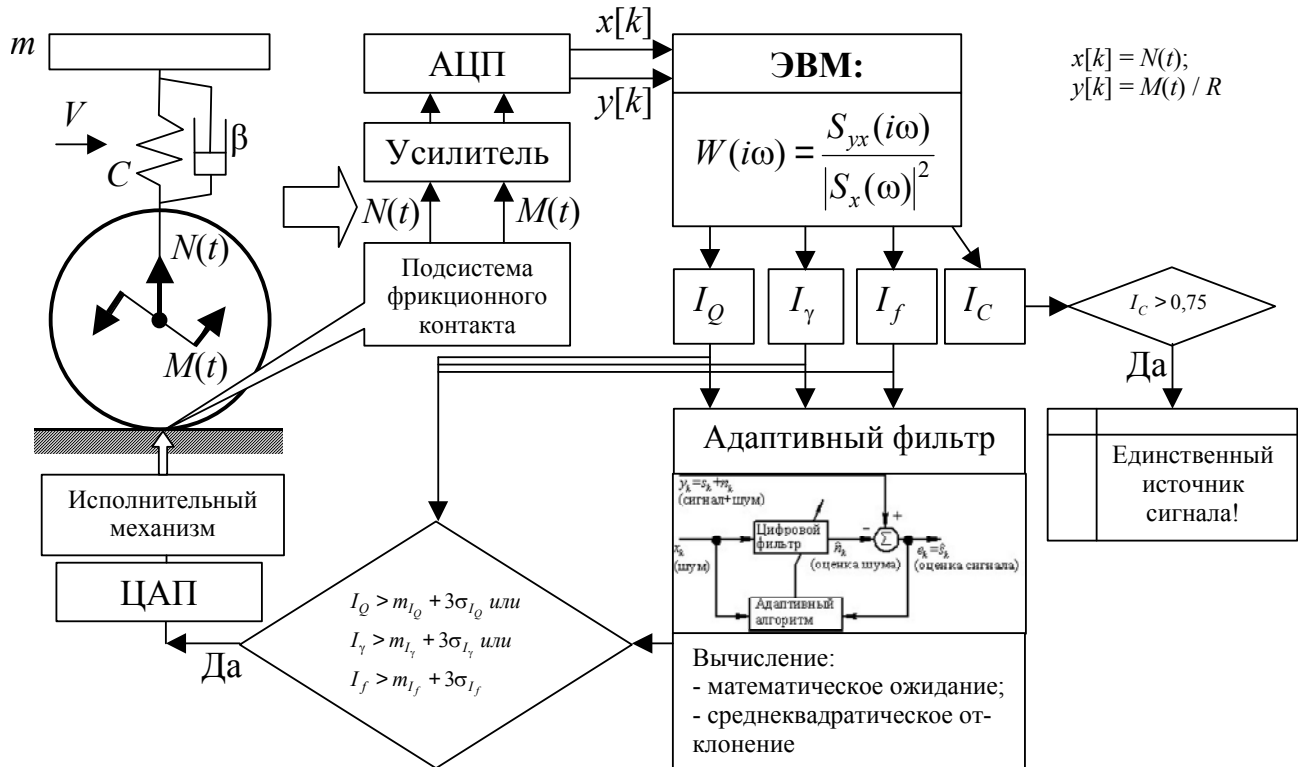


Рисунок 4.22 – Алгоритм ТСИ ТС в эксплуатации

Возле исследуемого УТ устанавливаются датчики (первичные преобразователи механических колебаний в электрический сигнал), сигнал с которых поступает в усилитель, аналогово-цифровым преобразователем преобразуется в цифровую форму с заданной частотой дискретизации. Частота дискретизации определяется заданной степенью достоверности идентификации: чем выше частота дискретизации и разрешающая способность датчиков, аналого-цифрового преобразователя, тем больше вероятность достоверности идентификации как в низкочастотной области, так и высокочастотной области исследований. В мобильном (стационарном, бортовом) компьютере осуществляется вычисление ККП, ИО диссипативной составляющей трения I_Q (2.17), степени диссипации I_γ (2.18), энергетических потерь I_f (2.19) и квадрата модуля коэффициента коге-

рентности I_C (2.16) по октавным (долеоктавным) полосам частот, либо на заданном количестве частотных диапазонов (4...20), соответствующих собственным частотам механической системы. Вычисленные ИО (2.17)...(2.19) усредняются адаптивным фильтром размера 50...200 коэффициентов с получением сглаженной ИО. Блоком «сравнение» текущие ИО сравниваются со сглаженными оценками. Если текущие значения превышают среднее значение с учётом положительного трёхкратного среднеквадратичного отклонения, то компьютер посылает через цифро-аналоговый преобразователь исполнительному механизму управляющий сигнал на подачу смазочного материала на гребень колеса ПС с последующим его переносом на боковую поверхность головки рельса, либо на подачу модификатора сцепления на бандаж тяговых колёсных пар для стабилизации тягового усилия локомотива, либо на срабатывание антиблокировочных систем сцепления ТС с плавным срабатыванием тормозных колодок.

4.7 Выводы

1 Результаты оптимизации упруго-диссипативных связей специализированного ПС [141] были внедрены в ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод» на всех вновь выпускаемых путевых машинах МПТ-Г и подтверждаются *актом внедрения*.

2 Разработаны требования по устранению «паразитного момента», повышенных углов набегания колёсных пар ПС на рельсы и улучшения их динамических свойств [155]:

2.1) ужесточить допуски на отклонения по ширине колеи пути (исключить отрицательные отклонения колеи пути);

2.2) для криволинейных участков пути радиуса от 350 до 650 м ввести номинальный размер ширины колеи 1525 мм;

2.3) обеспечить постоянный контроль за изнашиванием рельсов и ужесточить допуски по боковому износу рельсов и гребней колёсных пар ПС;

2.4) обеспечить положительное непогашенное ускорение путём увеличения скорости движения грузовых составов в криволинейных участках пути до значений скоростей пассажирских, а также изменения правил укладки рельсов в криволинейных участках пути с уменьшенным возвышением;

2.5) внедрить технологии лубрикации гребней колёс и рельсов, обеспечивающих наличие необходимого по качеству и количеству СМ.

3 Разработаны рецептура БМТ и приводы их ротапринтно-контактного способа нанесения на тяговую поверхность колёсных пар для ряда локомотивов (ВЛ-80, Ермак, Дончак, Синара, Гранит и т.д.). Результаты эксплуатационных испытаний БМТ и приводов их автоматизированной подачи позволяют устранить проблемы отраслевого уровня, повысить безопасность эксплуатации ПС. Применение модификаторов трения позволило: в 5–10 раз снизить интенсивность изнашивания колёсных пар и рельсов в режиме устойчивого боксования, увеличить в 2–3 раза стабильность коэффициента сцепления, на 2–3 % снизить расход тяговой энергии, увеличить плечи оборота локомотивов с 1500 км пробега при разовой заправке песком до 5–7 тыс. км.

4 Разработаны три технологические схемы лубрикации гребней колёсных пар ПС технологии стержневого гребнерельсосмазывания, приводы подачи ТСП, рецептура ТСП, обеспечивающие максимальный ресурс разового нанесения смазочного материала на гребни колёсных пар, хорошую адгезию с основным металлом и высоким коэффициентом перехода. Внедрение на сети дорог (СКЖД, ВСЖД, Горьковской, Куйбышевской и др.) ОАО «РЖД» разработанного и оптимизированного технологического оборудования лубрикации колёсных пар позволило снизить в 3–10 раз интенсивность изнашивания гребней колёсных пар подвижного состава.

5 Разработана и оптимизирована конструкция противоползунной системы (ППС-12Д), позволяющая предотвращать термомеханические повреждения и образование ползунов колёсных пар при роспуске товарных вагонов на немеханизированных сортировочных горках. Срок эксплуатации ППС-12Д был увеличен с одного месяца до трёх – пяти лет.

6 Разработаны фрикционный модификатор трения и устройство тормозной позиции грузовых вагонов для механизированных сортировочных горок, что позволит сократить в 10 раз капитальные затраты на реализацию мероприятий по снижению или устранению шума при роспуске вагонов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОоды

В диссертационном исследовании на основе взаимосвязи механической и фрикционной динамических подсистем через узел трения получил дальнейшее развитие системный подход к анализу и синтезу процессов трения и изнашивания во фрикционном контакте. В этом подходе при обеспечении идентичности частот и основных форм колебаний масс механической системы, частот и форм колебаний микро- и макрошероховатости, давления, скорости относительного скольжения поверхностей трения, характерного вида изнашивания поверхностей трения модельной и натурной систем имеется возможность исследований на моделях взаимовлияния динамических процессов, протекающих в механических и фрикционных подсистемах натуральных транспортных систем.

Такой подход позволяет не только уточнить и раскрыть новые, не рассматриваемые ранее свойства фрикционной системы, но и открывает новое направление динамического мониторинга состояния фрикционных систем в процессе их функционирования. Это направление проиллюстрировано на примере фрикционных подсистем «колесо – рельс» в системе железнодорожного транспорта и «диск – тормозные колодки» транспортной системы.

1 Раскрыто понятие динамической системы трения, состоящей из двух механических подсистем, взаимодействующих между собой через динамическую связь, формируемую процессом трения. В свою очередь, динамическая связь интерпретируется как зависимость сил контактного взаимодействия в узле трения, которые представляются в координатах состояния взаимодействующих подсистем. В качестве координат состояния рассматриваются упругие деформационные смещения в подвижной системе координат, в вариациях относительно выбранной точки равновесия.

2 Развита постановка физико-математического моделирования фрикционных систем, то есть построения физической модели, динамические характеристики взаимодействующих подсистем которой подобны характеристикам натурной транспортной системы. Определены условия подобия модельных и натуральных трибосистем при разрешении существующих противоречий, возни-

кающих при определении масштабных коэффициентов подобия сил контактного взаимодействия, масс, жесткостных и демпфирующих характеристик механической подсистемы. Для определения параметрических и конструктивных особенностей модельной системы разработаны критерии динамического подобия, которые дополняют известные критерии подобия, рассматривающие трибосистему в квазистатическом представлении.

3 Для выполнения исследований транспортных систем с открытыми узлами трения разработаны экспериментальные стенды, позволяющие проводить изучение динамики фрикционного взаимодействия. В качестве экспериментально наблюдаемых динамических характеристик использованы частотные функции передачи. Частотная функция передачи представляет отношение взаимного трибоспектра силовых реакций в тангенциальном и нормальном направлениях фрикционного взаимодействия к квадрату трибоспектра нормального воздействия. Она позволяет оценить упруго-диссипативные характеристики и текущие характеристики мощности необратимых преобразований в контактной области, учесть взаимовлияние динамики механических и фрикционных подсистем, а также повысить информативность, точность и оперативность динамического мониторинга транспортных систем.

4 С целью изучения состояний фрикционного контакта и их отображения в динамических характеристиках механической подсистемы предложены интегральные оценки частотных передаточных функций. Они позволили построить информационные модели таких критических состояний транспортных систем, как приближение к срыву фрикционного контакта (в этом случае наступает режим боксования), установление максимально допустимых значений контактных температур на фактической площади касания, аномальных режимов термического или атермического схватывания поверхностей и пр.

5 Установлены пороговые значения (среднего значения, дисперсии, пик-фактора) предложенных интегральных оценок состояния транспортных систем на наиболее информативных *октавных (долеоктавных) диапазонах частот*, что позволяет контролировать моменты перехода указанных систем из квази-

стационарного в нестабильное состояние, повысить *чувствительность и быстрое действие автоматических систем* (например, приводов подачи смазочных материалов или модификаторов трения в контакт колеса с рельсом, изменения нагрузочно-скоростных режимов движения, срабатывания антиблокировочных систем сцепления и т.д.).

6 Методами экспериментальной триботермодинамики и трибоспектральной идентификации установлено, что при атермическом схватывании поверхностей трения наблюдается линейный рост градиента температуры, количество разрываемых фрикционных связей возрастает до критической величины, а незначительный переход к термическому взаимодействию обуславливает значительное повышение температур контактирующих поверхностей до их максимальных значений. Мониторинг максимальных значений температур целесообразнее осуществлять по предельным значениям предложенных интегральных оценок, характеризующих упруго-диссипативную природу процессов трения.

7 Выявлен ряд закономерностей триботермодинамики при схватывании, заключающихся в определении знака взаимной корреляционной функции температуры и сил трения, что позволяет уверенно диагностировать наступление термического (знак «+») или атермического (знак «-») видов схватываний поверхностей трения.

8 Разработанные положения динамического мониторинга транспортных систем прошли широкую апробацию на сети дорог ОАО «РЖД» (СКЖД, ВСЖД, Горьковской, Куйбышевской и др.):

- применение модификаторов трения тяговых колёс подвижного состава и рельсов при возрастании величины их относительного проскальзывания позволило: в 5–10 раз снизить интенсивность изнашивания колёсных пар и рельсов в режиме устойчивого боксования, увеличить в 2–3 раза стабильность коэффициента сцепления, на 2–3 % снизить расход тяговой энергии, увеличить плечи оборота локомотивов с 1,5 тыс. км пробега при разовой заправке песком до 5–7 тыс. км при их разовой заправке;

- подана заявка в ЦТех ОАО «РЖД» на осуществление НИОКР по внедрению диагностики подсистемы «тяговая колёсная пара – рельс» и системы автоматизированного управления ею на сети дорог ОАО «РЖД»;
- внедрение разработанного и оптимизированного технологического оборудования лубрикации гребней колёсных пар и боковых граней рельсов позволило снизить в 3–10 раз интенсивность их изнашивания по сравнению с интенсивностью изнашивания до применения технологического оборудования;
- оборудование немеханизированных сортировочных горок противоположными системами ППС-12Д позволяет при допустимом максимальном расстоянии от 9 до 12 м между разгружающими модулями ППС-12Д предотвращать образование односторонних ползунов колёсных пар грузовых вагонов, вызванных их термоповреждениями, – система находится с марта 2009 г. в постоянной эксплуатации на ст. Тихорецкая СКЖД;
- эксплуатационные испытания устройства модификатора поверхности трения фрикционного для снижения уровня шума при роспуске вагонов позволили снизить уровень возникающего шума до уровня, регламентированного СНиП 23-03-2003, со 150 дБ до 40 дБ при прохождении грузовым вагоном массой 69 т. под № 56313711 всех трёх тормозных позиций. Подана заявка в ЦТех ОАО «РЖД» на осуществление НИОКР по внедрению системы на сети дорог.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 **Brillouin, M.** Annals de Chimie et de Physique / Marcel Brillouin. – ser. 7, t. XVI, p. 433.
- 2 **Charron, F.** Publications scientifiques et techniques du secretariat d'Etat a l'aviation / Fernand Charron, 1943. – № 182.
- 3 **Duheur.** Trate d'Energetique / Duheur. – t. II, p. 219.
- 4 Dynamic monitoring of frictional systems / Andrey Ozyabkin, Emin Feyzov, Anatoly Ananko [et al.] // IV International Scientific Conference «Transport Problems – 2012» – Poland, Katowice : Silesian University of Technology Faculty of Transport, 2012. – P. 207–217.
- 5 **Hertz, H.** Gesammelte Werke. Bd. 1. / H. Hertz. – Leipzig, 1895.
- 6 **Korner, O.** Сравнение концепций механической части трёхфазного тягового привода / O. Korner // Elektrische Bahnen. – 2004. – № 11. – p. 463–473 ; Железные дороги мира. – № 9. – 2005. – С. 31–41.
- 7 **Thomson, W.** Treatise on Natural Philosophy. Part I / W. Thomson, P. Tait. – Cambridge University Press, 1879.
- 8 **Vernotte, C.R.** Acad. Sc. / C.R. Vernotte. – 1938. – vol. 206. – p. 1286 ; 1938. – vol. 207. – p. 124.
- 9 **Wiener, N.** Extrapolation, interpolation and smoothing of stationary time series / N. Wiener. – N.Y., 1949.
- 10 А.с. № 1754769 СССР. Прирабочное масло / Г.Р. Ялышева, К.С. Ахвердиев, Р.Г. Ялышев ; заявка № 4797296 от 28.02.90 ; опубл. 15.08.92, Бюл. № 30.
- 11 **Александров, И.К.** Характерная методологическая ошибка при анализе фрикционных сил в паре трения / И.К. Александров // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 3. – С. 59–63.
- 12 **Амосов, А.П.** Об условиях возникновения релаксационных колебаний при внешнем трении / А.П. Амосов. – М. : Машиноведение, 1975. – № 5. – С. 82–89.
- 13 Амплитудо-фазочастотный анализ критических состояний фрикционных систем : монография / В.В. Шаповалов, А.В. Челохьян, А.Л. Озябкин [и

др.]. – М. : ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 383 с.

14 Амплитудо-фазочастотный анализ процессов трения и изнашивания / А.Л. Озябкин, А.М. Лубягов, А.Л. Выщепан [и др.] // Сб. науч. тр. XII Междунар. конф. «Трибология и надёжность». – СПб. : ФГБОУ ВПО Балтийский гос. техн. ун-т им. Д.Ф. Устинова, 2012. – С. 207–217.

15 **Ануфриков, П.** Тепловые расчёты в среде T-FLEX Анализ / П. Ануфриков, С. Козлов, А. Сущих // САПР и графика. – 2010. – № 11.

16 **Ахматов, А.С.** Молекулярная физика граничного трения / А.С. Ахматов. – М. : Физматгиз, 1963. – 472 с.

17 **Бабаков, И.М.** Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М. : Наука, 1968.

18 **Бакли, Д.** Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии / Д. Бакли ; пер. с англ. под ред. А.И. Свиреденка. – М., 1986. – 294 с.

19 **Балакин, В.А.** Температурные задачи трения / В.А. Балакин, В.П. Сергиенко, Ю.В. Лысенко // Трение и износ. – 2002. – № 3. – С. 258–267.

20 **Баслык, К.П.** Проектирование радиаторов систем охлаждения как иллюстрация решения трёхмерной стационарной задачи теплопроводности сеточными методами / К.П. Баслык. – М. : МГТУ им. Баумана, 2012.

21 **Беляев, А.И.** Динамические свойства тяговых приводов тепловозов и возможности их улучшения : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.01 / А.И. Беляев. – Коломна, 1978.

22 **Бендат, Дж.** Измерение и анализ случайных процессов / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М. : Мир, 1974.

23 **Бендат, Дж.** Основы теории случайных шумов и её применение / Дж. Бендат. – М. : Наука, 1965.

24 **Бендат, Дж.** Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М. : Мир, 1989.

25 **Бендат, Дж.** Приложения корреляционного и спектрального анализа / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М. : Мир, 1982.

26 **Березин, В.В.** Оптимизация ширины рельсовой колеи. Результаты испытаний по определению температуры в зонах контакта колеса с рельсом : отчёт о НИР 19.5.002р по х/д 1057/07 / В.В. Березин, Ю.А. Панин. – Коломна, 2007.

27 **Бесекерский, В.А.** Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – М. : Наука, 1972. – 768 с.

28 **Бидерман, В.Л.** Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М. : Высш. шк., 1980. – 408 с.

29 **Бокс, Дж.** Анализ временных рядов: Прогноз и управление / Дж. Бокс, Г. Дженкинс. – М. : Мир, 1974. – Вып. 1, 2.

30 **Болотин, В.В.** Численный анализ устойчивости линейных дифференциальных уравнений с периодическими коэффициентами // Избранные проблемы прикладной механики / В.В. Болотин. – М. : ВНИИТИ, 1974. – С. 155–166.

31 **Бородин, Ю.И.** Частотный метод проектирования одного класса систем с переменными параметрами / Ю.И. Бородин // Электричество. – 1967. – № 1. – С. 43–54.

32 **Боуден, Ф.П.** Трение и смазка твёрдых тел / Ф.П. Боуден, Д. Тейбор. – М. : Машиностроение, 1989.

33 **Браун, Э.Д.** Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1982.

34 **Бриккер, И.Н.** О частотном анализе линейных систем с переменными параметрами / И.Н. Бриккер // Автоматика и телемеханика. – 1966. – № 8. – С. 43–54.

35 **Брокли, С.А.** Квазигармонические колебания, вызванные силами трения / С.А. Брокли, П.Л. Ко // Проблемы трения и смазки. – 1970. – Т. 92. – № 4. – С. 15–21.

36 **Брокли, С.А.** Фрикционные автоколебания / С.А. Брокли, Р. Камерун // Проблемы трения и смазки. – 1967. – Т. 89. – 108 с.

37 **Бусаров, Ю.П.** Применение математической модели фрикционного гистерезиса при анализе фрикционных автоколебаний / Ю.П. Бусаров. – М. : Машиноведение. – 1981. – № 6. – С. 85–89.

- 38 **Бычковский, А.В.** Новый метод экспериментального исследования сцепления между рельсами и одиночными осями электровозов и тепловозов / А.В. Бычковский // Вестник ВНИИЖТа. – 1958. – № 2.
- 39 Вариационные принципы механики. – М. : Физматлит, 1959.
- 40 **Вериго, М.Ф.** Взаимодействие пути и подвижного состава / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган. – М. : Транспорт, 1986. – 559 с.
- 41 **Вериго, М.Ф.** Динамика вагонов (конспект лекций) / М.Ф. Вериго. – М. : ВНИИЖТ, 1971.
- 42 **Вершинский, С.В.** Динамика вагона : учебник для вузов ж.-д. трансп. / С. В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов ; под ред. С.В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1991. – 360 с.
- 43 Вибрации в технике : справочник. В 6 т. / ред. совет : В.Н. Челомей (пред.). – М. : Машиностроение, 1978. – Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В.В. Болотина, 1978. – 352 с.
- 44 **Гаркунов, Д.Н.** Триботехника / Д.Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1985. – 424 с.
- 45 **Геккер, Ф.Р.** Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения / Ф.Р. Геккер. – М. : Машиностроение, 1983.
- 46 **Гордиенко, П.И.** Новое представление об образовании силы тяги и коэффициента сцепления электроподвижного состава / П.И. Гордиенко // Железные дороги мира. – 1999. – № 4.
- 47 **Горячева, И.Г.** Контактные задачи в трибологии / И.Г. Горячева, М.Н. Добычин. – М. : Машиностроение, 1988. – 256 с.
- 48 ГОСТ 27674–88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. – Взамен ГОСТ 23.002–78 ; введ. 01.01.89. – М. : Изд-во стандартов, 1992.
- 49 **Гребенюк, П.Т.** Правила тяговых расчётов для поездной работы / П.Т. Гребенюк. – М. : Транспорт, 1985. – 288 с.
- 50 **Данжело, Г.Д.** Линейные системы с переменными параметрами / Г.Д. Данжело. – М. : Машиностроение, 1974. – 344 с.

- 51 **Дёмкин, Н.Б.** Фактическая площадь касания твёрдых тел / Н.Б. Дёмкин. – М. : Изд-во АН СССР, 1962. – 112 с.
- 52 **Дженкинс, Г.** Спектральный анализ и его приложения. Вып. 1 / Г. Дженкинс, Д. Ваттс ; пер. с англ. В.Ф. Писаренко. – М. : Мир, 1971.
- 53 Динамический мониторинг фрикционного контакта тормозного механизма автомобиля: монография / П.В. Харламов, А.Л. Озябкин, А.В. Владимиров [и др.]. – Шахты : ЮРГУЭС, 2010. – 125 с.
- 54 **Дроздов, Ю.Н.** Трение и износ в экстремальных условиях / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.
- 55 **Евдокимов, Ю.А.** Основы теории инженерного эксперимента. Ч. 1. Методы математического планирования эксперимента : учеб. пособие / Ю.А. Евдокимов, В.В. Гудима, А.В. Щербаков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ростов н/Д : Рост. гос. ун-т путей сообщения, 1994. – 83 с.
- 56 **Заде, Л.** Теория линейных систем / Л. Заде, Ч. Дезоэр. – М. : Наука, 1979.
- 57 **Заковоротный, В.Л.** Бифуркационные свойства трибосистем / В.Л. Заковоротный, А.Д. Лукьянов // Вестник ДГТУ. Серия «Трение и износ». – Ростов н/Д, 2000.
- 58 **Заковоротный, В.Л.** Введение в динамику трибосистем / В.Л. Заковоротный, В.П. Блохин, М.И. Алексейчик. – Ростов н/Д, 2004. – 680 с.
- 59 **Заковоротный, В.Л.** Взаимосвязь эволюции трибосопряжений с параметрами динамической системы трения / В.Л. Заковоротный, М. Марчак // Трение и износ. – 1998. – Т. 19. – № 6.
- 60 **Заковоротный, В.Л.** Динамика трибосистем. Самоорганизация, эволюция / В.Л. Заковоротный. – Ростов н/Д : ДГТУ, 2003. – 501 с.
- 61 **Заковоротный, В.Л.** Динамическая диагностика эволюции трибосопряжений / В.Л. Заковоротный, М. Марчак, Т. Санкар // Тр. V Междунар. науч.-техн. конф. по динамике технологических систем. – Ростов н/Д : ДГТУ, 1997. – С. 47–49.

62 **Заковоротный, В.Л.** Изучение многообразий в пространстве состояния трибосистем / В.Л. Заковоротный, Н.С. Семёнова // Вестник ДГТУ. – Т. 5. – № 1. – 2005. – С. 30–40.

63 **Заковоротный, В.Л.** Исследование комплексного коэффициента трения / В.Л. Заковоротный, В.В. Шаповалов // Трение и износ. – 1987. – С. 22–24.

64 **Заковоротный, В.Л.** Исследование коэффициента трения при периодических движениях / В.Л. Заковоротный, В.В. Шаповалов // Известия Северо-Кавказского научного центра высшей школы. Серия «Технические науки» – 1979. – № 2. – С. 40–49.

65 **Заковоротный, В.Л.** Проблемы динамики транспортных трибосистем / В.Л. Заковоротный, В.В. Шаповалов // Трение и смазка в машинах и механизмах – 2006. – № 2. – С. 36–43.

66 **Заковоротный, В.Л.** Синергетический принцип при управлении движением трибосистем / В.Л. Заковоротный // Конструкторско-технологическая информатика – 2000. – М. : Станкин, 2000. – С. 195–200.

67 ЗАО «Электронные технологии и метрологические системы» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.zetms.ru

68 **Запорожец, В.В.** Колебания при трении / В.В. Запорожец // Повышение износостойкости и срока службы машин. Вып. 1. Киев : Техника, 1970. – С. 70–75.

69 **Захаров, С.М.** Контактно-усталостные повреждения колёс грузовых вагонов / С.М. Захаров. – М. : Интекст, 2004. – 160 с.

70 **Захаров, С.М.** Об управлении трением в системе колесо-рельс в условиях тяжеловесного движения / С.М. Захаров // Вестник ВНИИЖТ. – 2012. – № 3. – С. 12–16.

71 **Исаев, И.П.** Проблемы сцепления колёс локомотива с рельсами / И.П. Исаев, Ю.М. Лужнов. – М. : Машиностроение, 1985. – 238 с.

72 **Исаев, И.П.** Случайные факторы и коэффициент сцепления / И.П. Исаев. – М. : Транспорт, 1970. – 184 с.

73 Исследование контактных напряжений в системе «колесо – рельс» на базе физико-математического моделирования / А.Л. Озябкин, О.И. Мелешко, А.А. Александров [и др.] // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт-2008». – Ростов н/Д : РГУПС, 2008. – С. 278–279.

74 К вопросу о механике контактного взаимодействия пары трения «колесо – рельс» / А.А. Воробьёв, К.А. Михайлов, М.А. Виноградов [и др.] // Труды РГУПС. – 2009. – № 2. – С. 11–17.

75 **Казаринов, В.М.** Коэффициенты сцепления колёсных пар с рельсами при торможении / В.М. Казаринов, Л.А. Вуколов // Исследование автотормозной техники на железных дорогах СССР // Науч. тр. ВНИИЖТ. – М. : Транспорт, 1961. – Вып. 212. – С. 5–28.

76 **Карминский, В.Д.** Техническая термодинамика и теплопередача : курс лекций / В.Д. Карминский. – М. : Маршрут, 2005. – 224 с.

77 **Келдыш, М.В.** Автоколебания самолётных конструкций : сб. науч. ст. [Электронный ресурс] / М.В. Келдыш. – М., 1936. – Режим доступа : <http://lomonosov-fund.ru/enc/ru/library:0115035>

78 **Келдыш, М.В.** Шимми переднего колеса трёхколёсного шасси / М.В. Келдыш // Тр. ЦАГИ. – 1945. – № 564. – С. 1–33.

79 **Коган, А.Я.** Аналитическая оценка уровня вибраций пути под проходящими поездами, сформированными из однотипных экипажей / А.Я. Коган // Вестник ВНИИЖТ. – 2013. – № 3.

80 **Коган, А.Я.** Колебания пути при высоких скоростях движения и ударном взаимодействии колеса и рельса / А.Я. Коган, Д.А. Никитин, И.В. Полищук. – М. : Трансинфо, 2011. – 168 с.

81 **Колесников, В.И.** Акустическая диагностика трибосопряжений / В.И. Колесников, Я.Е. Мельцер, А.Н. Тарасов // Эксплуатация и ремонт строительных, путевых и подъемно-транспортных машин : тр. межвуз. конф. – Ростов н/Д : РИИЖТ, 1985. – Вып. 181. – С. 75–77.

82 **Колесников, В.И.** Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах / В.И. Колесников. – М. : Наука, 2003. – 279 с.

83 **Колесников, В.И.** Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах и повышение их фрикционных характеристик : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.И. Колесников. – М. : МИИТ, 1987.

84 **Колесников, В.И.** Транспортная триботехника (трибомеханика) : учеб. пособие. Т. II / В.И. Колесников, В.Л. Заковоротный, В.В. Шаповалов. – Ростов н/Д : Рост. гос. ун-т путей сообщения, 2006. – 478 с.

85 **Колесников, К.С.** Автоколебания управляемых колёс автомобиля / К.С. Колесников. – М. : Гостехиздат, 1955. – 240 с.

86 **Колмогоров, А.Н.** Интерполирование и экстраполирование стационарных случайных последовательностей / А.Н. Колмогоров // Изд. Акад. наук СССР. Серия «Математика». – 1941. – Т. 5. – № 1.

87 **Кондратенко, С.А.** Прогнозирование сцепных свойств электровозов с учётом особенностей районов эксплуатации : автореф. дис. ... канд. техн. наук. / С.А. Кондратенко – Ростов н/Д, 1999. – 20 с.

88 **Кононенко, В.О.** Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В.О. Кононенко. – М. : Наука, 1964. – 254 с.

89 **Коропец, П.А.** Об устойчивости динамических систем, содержащих подвижный фрикционный контакт [Электронный ресурс] / П.А. Коропец // Исследовано в России. – Электрон. журн. – 2009. – С. 95–100. – Режим доступа : <http://zhurnal.apelarn.ru/articles/2009/012.pdf>

90 **Коропец, П.А.** Прогнозирование боксования колёсных пар локомотива по характеристикам динамических процессов в системе «экипаж – тяговый привод – путь» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / П.А. Коропец. – Ростов н/Д, 2007.

91 **Коропец, П.А.** Разработка комплекса предотвращения боксования : отчёт по НИР / П.А. Коропец. – Ростов н/Д, 2000.

92 **Коропец, П.А.** Фрикционные автоколебания в тяговом приводе локомотива / П.А. Коропец // Тр. междунар. науч. практ. конф. «Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса: образование, наука, производство. – Ростов н/Д : Рост. гос. ун-т путей сообщения, 2009. – 456 с.

- 93 **Костерин, Ю.И.** Релаксационные колебания в упругих системах трения / Ю.И. Костерин, И.В. Крагельский // Трение и износ в машинах. – № 11. – С. 119–143.
- 94 **Костецкий, Б.И.** Трение, смазка и износ в машинах / Б.И. Костецкий. – Киев : Техника, 1970. – 396 с.
- 95 **Крагельский, И.В.** Основы расчёта на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добыгин, В.С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с.
- 96 **Крагельский, И.В.** Трение и износ / И.В. Крагельский. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1968. – 479 с.
- 97 **Крагельский, И.В.** Фрикционные автоколебания / И.В. Крагельский, И.В. Гитис. – М. : Наука, 1987. – 183 с.
- 98 **Кудинов, В.А.** Трение и колебания. Трение, изнашивание и смазка : справочник : в 2 т. / В.А. Кудинов, Д.М. Толстой ; под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М., 1979. – Т. 2. – С. 11–22.
- 99 **Кудинов, В.А.** Экспериментальное исследование динамических характеристик процесса сухого трения / В.А. Кудинов, Л.И. Белова // Исследования металлорежущих станков. Вып. 6. Машиностроение. – 1968. – С. 125–130.
- 100 **Кузнецов, А.Г.** О перспективах развития вагоностроения / А.Г. Кузнецов // Промышленный транспорт – XXI век. – 2008. – № 4. – С. 3–6.
- 101 **Лаврентьев, М.А.** Методы теории функций комплексного переменного / М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат. – М. : Наука, 1987.
- 102 **Левин, Б.Р.** Теория случайных процессов и ее применение в радиотехнике / Б.Р. Левин. – М. : Советское радио, 1960.
- 103 **Лобас, Л.Г.** Неголономные модели колёсных экипажей / Л.Г. Лобас. – Киев : Наук. думка, 1986. – 232 с.
- 104 **Лужнов, Ю.М.** Влияние фактора сужения ширины колеи на использование исходного фрикционного состояния колёс и рельсов / Ю.М. Лужнов, О.А. Говорков, Л.А. Дмитриева // АИТ. – М.
- 105 **Лужнов, Ю.М.** Закономерности изменения исходного фрикционного состояния колёс и рельсов железнодорожного пути как основа прогнозирования

коэффициента сцепления локомотивов / Ю.М. Лужнов, В.Ф. Студентова, С.А. Кондратенко // Обеспечение надёжности узлов трения машин : Тез. докл. науч.-техн. конф. – Ворошиловград, 1998. – 164 с.

106 **Лужнов, Ю.М.** Критическое относительное скольжение колёс локомотивов, выше которого развивается интенсивный износ трущихся тел / Ю.М. Лужнов, А.В. Чичинадзе // АИТ. – М.

107 **Лужнов, Ю.М.** Нанотрибология сцепления колёс с рельсами. Реальность и возможности. / Ю.М. Лужнов. – М. : Интекст, 2009. – 176 с.

108 **Лужнов, Ю.М.** О влиянии поверхностной прочности материалов на фрикционные свойства колёс и рельсов / Ю.М. Лужнов // Вестник ВНИИЖТ. – 2012. – № 2. – С. 38–41.

109 **Лужнов, Ю.М.** Сцепление колёс с рельсами (природа и закономерности) / Ю.М. Лужнов. – М. : Интекст, 2003. – 144 с.

110 **Лужнов, Ю.М.** Физические основы и закономерности сцепления колёс локомотива с рельсами : дис. ... д-ра техн. наук / Ю.М. Лужнов. – М., 1976.

111 **Лыков, А.В.** Теория теплопроводности / А.В. Лыков. – М. : Высш. шк., 1967. – 599 с.

112 **Лысюк, В.С.** Прочный и надёжный железнодорожный путь / В.С. Лысюк, В.Н. Сазонов, Л.В. Башкатова. – М. : ИКЦ Академкнига, 2003. – 589 с.

113 **Ляпушкин, Н.Н.** Теоретические основы взаимодействия колеса локомотива с рельсом в нанодиапазоне : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация, 05.16.01 – Металловедение и термическая обработка металлов / Н.Н. Ляпушкин. – М. : МИИТ, 2008.

114 **Марков, Д.П.** Коэффициенты трения и сцепления при взаимодействии колёс с рельсами / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 2005. – № 4. – С. 35–41.

115 **Марков, Д.П.** Трибология и её применение на железнодорожном транспорте / Д.П. Марков // Труды ВНИИЖТ. – М. : Интекст, 2007. – 408 с.

116 **Марпл-мл., С.Л.** Цифровой спектральный анализ и его приложения / С.Л. Марпл-мл. – М. : Мир, 1990.

117 **Марчак, М.** Динамический мониторинг трибосопряжений : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.04 / М. Марчак. – Ростов н/Д, 1996. – 466 с.

118 Математическое моделирование динамики электровозов / А.Г. Никитенко, Е.М. Плохов, А.А. Зарифьян [и др.] ; под ред. А.Г. Никитенко. – М. : Высш. шк., 1998. – 274 с.

119 Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В.Ф. Ушкалов [и др.] ; под ред. В.Ф. Ушкалова ; АН УССР. Ин-т техн. механики. – Киев : Наук. думка, 1989. – 240 с.

120 **Меншутин, Н.Н.** Зависимость между силой сцепления и скоростью скольжения колёсной пары локомотива / Н.Н. Меншутин // Вестник ВНИИЖТ. – 1960. – № 7. – С. 12–14.

121 Метод оценки трибологических и трибоспектральных характеристик наноструктурированного смазочного материала для открытых тяжело нагруженных узлов трения / Е.С. Окулова, П.В. Харламов, Е.А. Мантурова [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 10. – С. 42–48.

122 Методика прогнозирования и предотвращения срыва сцепления локомотивов / Е.С. Окулова, А.Л. Озябкин, В.А. Могилевский [и др.] // Материалы IV междунар. науч.-практ. конф. «Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике». – Новочеркасск : ЮР-ГТУ, 2005. – С. 39–41.

123 **Минов, Д.К.** Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей / Д.К. Минов. – М. : Транспорт, 1965. – 267 с.

124 **Михайлов, Ф.А.** Динамика непрерывных линейных систем с детерминированными и случайными параметрами / Ф.А. Михайлов, Е.Д. Теряев, В.П. Булеков. – М. : Наука, 1971. – 286 с.

125 **Михайлов, Ф.А.** Динамика нестационарных линейных систем / Ф.А. Михайлов, Е.Д. Теряев, В.П. Булеков. – М. : Наука, 1967. – 344 с.

126 **Мудров, А.Е.** Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль / А.Е. Мудров. – Томск : МП «РАСКО», 1991. – 272 с.

127 **Неймак, Ю.И.** Динамика неголономных систем / Ю.И. Неймак, Н.А. Фуфаев. – М. : Наука, 1967. – 520 с.

128 Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ. / У. Дж. Харрис, С.М. Захаров [и др.]. – М. : Интекс, 2002. – 408 с.

129 **Озябкин, А.Л.** Выбор информационных каналов для динамического мониторинга аномальных термодинамических процессов в контакте «колесо – рельс» / А.Л. Озябкин, А.А. Александров // Вестник РГУПС. – Ростов н/Д, 2010. – № 4. – С. 9–20.

130 **Озябкин, А.Л.** Выбор рациональной клеевой композиции для предотвращения развития фреттинг-коррозии в подшипниковых узлах / А.Л. Озябкин, Б.Н. Корниенко // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт-2006». – Ростов н/Д : РГУПС, 2006. – Ч. 2. – С. 38–40.

131 **Озябкин, А.Л.** Диагностика узлов трения, восстановленных газотермической технологией / А.Л. Озябкин, А.А. Шевченко // Тр. 7-й междунар. практ. конф. «Технология ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки». – СПб., 2005. – С. 557–560.

132 **Озябкин, А.Л.** Динамический мониторинг состояния резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, П.В. Харламов // Вестник РГУПС. – 2012. – № 1. – С. 22–28.

133 **Озябкин, А.Л.** Динамический мониторинг трибосистемы «Подвижной состав – путь» / А.Л. Озябкин // Вестник РГУПС. – 2011. – № 2. – С. 35–47.

134 **Озябкин, А.Л.** Динамический мониторинг триботермодинамики фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Вестник ДГТУ. – 2011. – Т. 11. – № 5(56). – С. 644–654.

135 **Озябкин, А.Л.** Использование методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для организации монито-

ринга мобильных трибосистем / А.Л. Озябкин // Тр. междунар. науч. конф. «МехТрибоТранс-2011» / Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2011. – С. 305–317.

136 **Озябкин, А.Л.** Исследование фрикционных автоколебаний с применением метода трибоспектральной идентификации / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов // Тр. Всерос. науч. практ. конф. «Транспорт-2010». – Ростов н/Д : РГУПС, 2010. – Ч. 3. С. 57–59.

137 **Озябкин, А.Л.** К вопросу о моделировании фрикционного контакта «тормозной диск – тормозная колодка» автомобиля / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов // Труды РГУПС. – Ростов н/Д : РГУПС, 2009. – С. 44–47.

138 **Озябкин, А.Л.** Методы исследования нелинейных механических систем / А.Л. Озябкин, Т.Л. Саямова, А.Г. Чумаков // Тр. Всерос. науч. практ. конф. «Транспорт-2010». – Ростов н/Д : РГУПС, 2010. – Ч. 3. – С. 54–56.

139 **Озябкин, А.Л.** Методы повышения надёжности резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников // Вестник РГУПС. – 2011. – № 4. – С. 66–75.

140 **Озябкин, А.Л.** Мониторинг триботермодинамики фрикционного контакта мобильной трибосистемы / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, П.В. Харламов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2012. – № 3. – С. 25–36.

141 **Озябкин, А.Л.** Оптимизация упруго-диссипативных связей и тяговых характеристик фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Известия вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки. – Ростов н/Д, 2011. – № 5 (163). – С. 74–81.

142 **Озябкин, А.Л.** Повышение эффективности лубрикации в системе «подвижной состав – путь» / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, Э.Э. Фейзов // Железнодорожный транспорт. – 2011. – № 12. – С. 30–34.

143 **Озябкин, А.Л.** Предупреждение термомеханических повреждений в трибосистеме «колесо – рельс» при движении юзом / А.Л. Озябкин, А.А. Александров, К.И. Щепановский [и др.] // Вестник ДГТУ. – 2011. – Т. 11. – № 8(59). – Вып. 2. – С. 1405–1416.

144 **Озябкин, А.Л.** Применение метода трибоспектральной идентификации при исследовании фрикционных автоколебаний / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт-2008». – Ростов н/Д : РГУПС, 2008. – С. 280–282.

145 **Озябкин, А.Л.** Применение трибомониторинга для предупреждения термомеханических повреждений фрикционной системы «колесо – рельс» при движении юзом / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, С.Л. Горин // Юбил. междунар. сб. науч. тр. «Бытовая техника, технология и оборудование предприятий ЖКХ, сервиса и машиностроения». – Шахты : ФГБОУ ВПО «ЮРГУЭС», 2013. – С. 91–98.

146 **Озябкин, А.Л.** Снижение интенсивности изнашивания гребней колёс и рельсов путём обеспечения рациональных конструктивно-технологических характеристик систем лубрикации : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.Л. Озябкин. – Ростов н/Д : ДГТУ, 1999. – 20 с.

147 **Озябкин, А.Л.** Спектральный анализ процессов трения при помощи ЭВМ / А.Л. Озябкин, Р.Г. Ялышев, Б.Н. Корниенко // Юбил. сб. науч.-метод. тр. преп. и студ. фак. «Дорожно-строительные машины», посвящ. 50-летию фак. / под ред. И.А. Майба. – Ростов н/Д : РГУПС, 2004. – С. 61–81.

148 **Озябкин, А.Л.** Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем : монография / А.Л. Озябкин. – Ростов н/Д : Рост. гос. ун-т путей сообщения, 2010. – 259 с.

149 **Озябкин, А.Л.** Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 10. – С. 17–28.

150 **Озябкин, А.Л.** Улучшение условий взаимодействия подвижного состава и верхнего строения пути / А.Л. Озябкин, П.Н. Щербак, И.Я. Бондаренко // Тр. межвуз. науч.-техн. конф. «Актуальные проблемы и перспективы развития ж.-д. транспорта». – М. : РГОТУПС, 1997.

151 **Озябкин, А.Л.** Улучшение характеристик работы резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, А.В. Челохьян // Вестник РГУПС. – 2005. – № 3. – С. 10–21.

152 **Озябкин, А.Л.** Физико-математическое моделирование фрикционно-го контакта диско-колодочного тормозного механизма автомобиля / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, А.П. Павлов // Вестник РГУПС. – 2009. – № 1. – С. 15–22.

153 Оптимизация параметров предохранительных и фрикционных муфт путевых машин : монография / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, А.Л. Озябкин, М.Н. Литвинов // Деп. в ЦНИИТЭИ МПС. – 1996. – № 9. – 61 с.

154 Оптимизация служебных характеристик машин на базе физико-математического моделирования / В.А. Могилевский, А.Л. Озябкин, М.Б. Шуб [и др.] // Тр. V междунар. симпозиума по трибофатике. – Иркутск : ИрГУПС, 2005.

155 Оптимизация ширины рельсовой колеи. Экспериментальное исследование сил трения, удельных давлений и температур, возникающих при взаимодействии колёс и рельсов при различных параметрах колеи и ходовых частей: отчет о НИР 19.5.002р по х/д 1057/07 / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – Ростов н/Д : РГУПС, 2007. – 162 с.

156 Основы строительной механики ракет : учеб. пособие для студентов высших учебных заведений / Л.И. Балабух, К.С. Колесников, В.С. Зарубин [и др.]. – М. : Высш. шк., 1969. – 496 с.

157 Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учебник для техн. вузов / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше [и др.] ; под ред. А.В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 2001. – 664 с.

158 **Павленко, А.П.** Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов. – М. : Машиностроение, 1991. – 192 с.

159 **Павленко, А.П.** Прогнозирование динамических качеств и оптимизация параметров системы «экипаж – тяговый электропривод – путь» перспективных локомотивов : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.01 / А.П. Павленко. – Ворошиловград, 1980.

160 Пат. № 2065484 РФ, С1, кл. 6 С 10 М 169/04 // (С 10 М 169/04, 125:02, 125:22, 159:04) С 10 N 30:06. Смазка для лубрикации железнодорожных рельсов / В.В. Шаповалов, Е.В. Супрун, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2065484 ; за-

явл. 17.02.1994 ; опубл. 20.08.1996, Бюл. № 23 ; приоритет 17.02.1994, № 94006254/04.

161 Пат. № 2067939 РФ, С1, кл. 6 В 61 К 3/02. Бортовой рельсовый лубрикатор / В.В. Шаповалов, А.И. Фендриков, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2067939 ; заявл. 01.03.1993 ; опубл. 20.10.1996, Бюл. № 29 ; приоритет 01.03.1993, № 93010386/11.

162 Пат. № 2071197 РФ, МКИ 6 В 60 L 3/10. Устройство обнаружения боксования и юза колёс рельсового транспортного средства / А.П. Павленко, А.А. Павленко, В.Б. Клепиков [и др.]. – № 2071197 ; опубл. 27.12.96, Бюл. № 36.

163 Пат. № 2075057 РФ, МПК G 01 N 19/00. Способ определения коэффициента сцепления колеса с рельсом / Ю.М. Лужнов, С.А. Кондратенко, Ю.А. Евдокимов [и др.]. – № 2075057 ; заявл. 08.07.1991 ; опубл. 10.03.1997.

164 Пат. № 2082639 РФ, С1, кл. 6 В61К3/02. Автоматический лубрикатор / В.В. Шаповалов, А.И. Фендриков, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2082639 ; заявл. 16.03.1993 ; опубл. 27.06.1997 ; приоритет 16.03.1993, № 93013446.

165 Пат. № 2090859 РФ, С1, кл. 6 G01N3/56. Способ исследования триботехнических характеристик узла трения / В.В. Шаповалов, М.Н. Литвинов, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2090859 ; заявл. 05.01.1994 ; опубл. 20.09.1997 ; приоритет 05.01.1994, № 94000511/28.

166 Пат. № 2175612 РФ, МПК В60L3/10. Устройство обнаружения предельных по сцеплению режимов работы тягового привода рельсового транспорта / П.А. Коропец, В.С. Чёрный. – № 2175612 ; заявл. 10.01.2000 ; приоритет 10.01.2000 ; опубл. 10.11.2001, № 2000100712/28

167 Пат. № 2197677 РФ, МПК 7 F 16 N 11/00, В 61 К 3/02. Система смазки поверхностей трения / В.В. Шаповалов [и др.]. – № 2197677 ; заявл. 15.01.2001 ; опубл. 27.01.2003, № 2001101508/06.

168 Пат. № 2293677 РФ, МПК В61К 3/02, С10N 50/02. Модификатор трения и система управления приводом его подачи / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2293677 ; заявл. 28.03.2005 ; опубл. 20.02.2007, Бюл. № 5 ; приоритет 28.03.2005, № 2005108861/11.

169 Пат. № 2343450 РФ, МПК G01N 3/56. Способ испытаний узлов трения / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2343450 ; заявл. 13.06.2006 ; опубл. 10.01.2009, Бюл. № 1 ; приоритет 13.06.2006, № 2006121024/28.

170 Пат. № 2381122 РФ, МПК B61C 15/10, Способ регулирования сцепления колёс подвижного состава с рельсами / Ю.М. Лужнов, В.М. Богданов, Ю.С. Ромен. – № 2381122 ; заявл. 08.08.2008 ; опубл. 10.02.2010, Бюл. № 4 ; приоритет 08.08.2008, № 2008132735/11.

171 Пат. № 2395422 РФ, МПК B61K 13/00, G01N 19/02, G01M 17/08, Устройство для измерения коэффициента трения между колесом и рельсом / Ю.М. Лужнов, В.А. Попов, Р.М. Малахов [и др.]. – № 2395422 ; заявл. 17.04.2009 ; опубл. 27.07.2010, Бюл. № 21 ; приоритет 17.04.2009, № 2009114427/11.

172 Пат. № 2405696 РФ, МПК B61C 15/00, Устройство для повышения коэффициента сцепления колёс локомотива с рельсами / В.А. Попов, Ю.М. Лужнов. – № 2405696 ; заявл. 27.08.2009 ; опубл. 10.12.2010, Бюл. № 34 ; приоритет 27.08.2009, № 2009132121/11.

173 **Пахомов, М.П.** Метод оценки взаимодействия колеблющихся тел в механической системе с помощью передаточных функций / М.П. Пахомов, И.И. Галиев, Г.А. Чистяков // Научные труды: взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотивов. – Т. 153. – Омск : ОИНЖТ, 1973. – С. 57–62.

174 **Пахомова, В.А.** Алгоритмы машинного выполнения изображения функции комплексного переменного / В.А. Пахомова, В.С. Казачков // Научные труды: взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотивов. – Т. 153. – Омск : ОИНЖТ, 1973. – С. 53–56.

175 Повышение эффективности железнодорожного транспорта путём lubricации контакта колеса с рельсом : монография / В.И. Ильин, В.И. Колесников, И.А. Майба, А.Л. Озябкин [и др.]. – Ростов н/Д : СКНЦ ВШ, 2000. – 86 с.

176 Повышение эффективности и надёжности мостовых кранов фирмы Demag / М.А. Буракова, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов [и др.] // Строительные и дорожные машины. – 2012. – № 4. – С. 35–40.

177 Повышение эффективности системы «путь – подвижной состав» / А.П. Павлов, В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.] // Железнодорожный транспорт. – 2009. – № 12. – С. 44–47.

178 Повышение эффективности системы «путь – подвижной состав» / В.В. Шаповалов, И.А. Майба, А.Л. Озябкин [и др.] // Локомотив. – 2011. – № 5. – С. 40–42; – № 6. – С. 40–41.

179 Повышение эффективности тягового подвижного состава / А.Л. Озябкин, И.А. Майба, П.Н. Щербак [и др.] // Тр. 2-й междунар. конф. «Состояние и перспективы развития электроподвижного состава». – Новочеркасск, 1997.

180 **Полуэктов, М.В.** Влияние рабочего процесса АБС на ресурс элементов тормозной системы автомобиля : автореф. дис. ... канд. техн. наук / М.В. Полуэктов. – 2004.

181 **Понтрягин, Л.С.** Избранные труды / Л.С. Понтрягин. – М. : Наука, 1988. – Т. 2. – С. 95–154.

182 Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга процессов, протекающих на фрикционном контакте / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, Е.С. Окулова [и др.] // Транспортное образование и наука. Опыт, проблемы, перспективы : тр. междунар. трансп. форума «Транспорт России: становление, развитие, перспективы». – М. : МИИТ, 2009. – С. VII-13–VII-14.

183 Применение методов физико-математического моделирования при исследовании динамических процессов во фрикционном контакте / П.В. Харламов, А.Л. Озябкин, Ш.В. Кикичев [и др.] // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт-2010». – Ростов н/Д : РГУПС, 2010. – Ч. 3. – С. 73–75.

184 **Протасов, Б.В.** Явление оптимизации поверхностей трения / Б.В. Протасов // Надежность приборов точной механики : сб. науч. тр. – Саратов : Саратовский политехнический ин-т, 1972. – Вып. 55.

185 Противошумовые системы BREMEX-ANNSYS (Extra/sws и Basic) с системой CL-E1 top для рельсовых тормозов на сортировочных горках [Электронный ресурс] / Elpa d.o.o., Pača 39/d, SI - 3320 Velenje. – Режим доступа : www.elpa.si.

186 **Пугачёв, В.С.** Теория случайных функций и её применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачёв. – М. : Гос. изд-во техн.-теор. лит-ры, 1957.

187 **Пупков, К.А.** Методы классической и современной теории автоматического управления : учебник. В 5 т. Т. 1: Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления / К.А. Пупков ; под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егупова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 656 с.

188 Пути снижения интенсивности износа рельсов и гребней железнодорожных колёс подвижного состава : монография / В.В. Гудима, И.Я. Бондаренко, И.А. Майба, А.Л. Озябкин [и др.] // Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 28.03.96, № 6024-жд96. – Ростов н/Д: [б. и.], 1995. – 91 с. – Б. ц.

189 **Пуш, В.Э.** Малые перемещения в станках / В.Э. Пуш. – М. : Машгиз, 1961.

190 Разработка и модельная оптимизация антифрикционных покрытий для открытых узлов трения / А.М. Ананко, А.М. Лубягов, А.Л. Озябкин [и др.] // Тез. докл. III Междунар. науч.-практ. семинара «Трибология и проблемы МЧС РФ». – Иваново : ИвГУ, 2012. – С. 13–14.

191 Разработка и модельная оптимизация антифрикционных покрытий для открытых узлов трения / А.М. Ананко, А.М. Лубягов, А.Л. Озябкин [и др.] // Физика, химия и механика трибосистем : межвуз. сб. науч. тр. под ред. В.Н. Латышева. – Иваново : ИвГУ, 2013. – Вып. 11. – С. 31–40.

192 Разработка инновационной технологии лубрикации в системе «колесо – рельс» на базе наноматериалов / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, А.Л. Озябкин [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 10. – С. 39–41.

193 **Райко, М.В.** Исследование приработки контактных поверхностей / М.В. Райко, А.Т. Панков // Прикладная механика : сб. науч. тр. – Вып. 3. – Киев : Киевский ин. инж. гражданской авиации, 1970.

194 **Раловец, С.А.** Методика построения динамического мониторинга колёсных пар локомотивов на основе акустической эмиссии : дис. ... канд. техн.

наук : 05.02.22 – Организация производства (по отраслям) / С.А. Раловец. – М., 2010. – 466 с.

195 Расчёты машиностроительных конструкций методом конечных элементов : справочник / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и [др.] ; под общ. ред. В.И. Мяченкова. – М. : Машиностроение, 1989. – 520 с.

196 Решение задач тепловой динамики и моделирования трения и износа / под ред. А. В. Чичинадзе. – М. : Наука, 1980. – 151 с.

197 **Розенфельд, В.Е.** Теория электрической тяги / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.Н. Сидоров. – М. : Транспорт, 1983. – 328 с.

198 **Русаков, В.З.** Безопасность автотранспортных средств в эксплуатации : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.З. Русаков. – М., 2005. – 36 с.

199 **Сегерлинд, Л.** Применение метода конечных элементов : [пер. с англ.] / Л. Сегерлинд ; под ред. д-ра физ.-мат. наук Б.Е. Победри. – М. : Мир, 1979. – 392 с.

200 **Сергиенко, А.Б.** Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко. – СПб. : Питер, 2003. – 604 с.

201 **Скляренко, В.К.** Экономика предприятия / В.К. Скляренко, В.П. Прудников. – М. : ИНФРА, 2001. – 207 с.

202 **Сладковский, А.** К вопросу моделирования привода локомотива при помощи МКЭ / А. Сладковский // Сб. докл. науч. конф. «Механика и трибология транспортных систем». – Ростов н/Д : ФГБОУ ВПО РГУПС, 2011. – С. 39–47.

203 **Сладковский, А.** Контактное взаимодействие колёс и рельсов / А. Сладковский. – Луганск : Русь, 2005. – 189 с.

204 **Смирнов, В.А.** Вибродиагностика в действии / В.А. Смирнов // Локомотив. – 2006. – № 4.

205 **Солодов, А.В.** Линейные системы автоматического управления с переменными параметрами / А.В. Солодов. – М. : Физматгиз, 1962. – 264 с.

206 **Солодов, А.В.** Линейные системы автоматического управления с переменными параметрами / А.В. Солодов, Ф.С. Петров. – М. : Наука, 1971. – 324 с.

- 207 **Солодовников, В.В.** Об одном применении операторного исчисления к динамическим системам с переменными параметрами / В.В. Солодовников // Изв. АН СССР. ОТН. – 1945. – № 12. – С. 17–40.
- 208 **Соцков, Д.А.** Повышение активной безопасности автотранспортных средств при торможении : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Д.А. Соцков. – 1990.
- 209 **Стрелков, С.П.** Введение в теорию колебаний / С.П. Стрелков. – М. : Наука, 1964. – 438 с.
- 210 Строительные нормы и правила Российской Федерации. СНиП 23-03-2003. Защита от шума. – М., 2004.
- 211 **Суслов, А.Г.** Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей / А.Г. Суслов. – М. : Машиностроение, 1987. – 208 с.
- 212 Тепловая динамика и моделирование внешнего трения / под ред. А. В. Чичинадзе. – М. : Наука, 1975. – 144 с.
- 213 Термомеханические повреждения колёс вагонов и методы их устранения / И.С. Морозкин, О.А. Розман, А.Е. Родин [и др.] // Вестник РГУПС. – 2008. – № 2.
- 214 Технология содержания железнодорожных рельсов / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – М. : ЦНИИТЭИ МПС, 1993. – № 6. – С. 52–57.
- 215 **Тибиллов, Т.А.** Асимптотические методы исследования колебаний подвижного состава / Т.А. Тибиллов. – М. : Транспорт, 1970. – 223 с.
- 216 **Толстой, Д.М.** К вопросу о фрикционных автоколебаниях и скоростной зависимости силы трения / Д.М. Толстой, Р.Л. Каплан // Теория трения и износа. – М. : Наука, 1965. – С. 44–49.
- 217 Трибоспектральная идентификация критических процессов трения / А.Л. Озябкин, С.А. Вялов, Д.С. Коновалов [и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы надёжности и диагностики машин и механизмов : тр. 9-й сессии междунар. науч. шк., посвящ. памяти В.П. Булатова. – СПб., 2009. – С. 174–180.
- 218 Трибоспектральная идентификация триботехнических характеристик открытых узлов трения / А.Л. Озябкин, А.М. Лубягов, А.Л. Выщепан [и др.] //

Тез. докл. III Междунар. науч.-практ. семинара «Трибология и проблемы МЧС РФ». – Иваново : ИвГУ, 2012. – С. 24–25.

219 Трибоспектральная идентификация триботехнических характеристик открытых узлов трения / А.Л. Озябкин, А.М. Лубягов, А.Л. Выщепан [и др.] // Физика, химия и механика трибосистем : межвуз. сб. науч. тр. под ред. В.Н. Латышева. – Иваново : ИвГУ, 2013. – Вып. 11. – С. 7–17.

220 Трибоспектральные испытания полимерных материалов, используемых в тормозных механизмах / Н.В. Вершинина, А.Л. Озябкин, А.А. Александров [и др.] // Тр. Всерос. науч. практ. конф. «Транспорт-2009». – Ростов н/Д : РГУПС, 2009. – С. 347–350.

221 Указания к тяговым расчётам моторно-рельсового транспорта. – М. : Транспорт, 1976. – 71 с.

222 Улучшение воздействия пути и подвижного состава : монография / В.И. Колесников, В.Б. Воробьёв, В.В. Шаповалов [и др.] ; под ред. М.Б. Шуба. – М. : Маршрут, 2006. – 365 с.

223 Управление фрикционным состоянием трибосистемы «колесо тягового подвижного состава – железнодорожный рельс» / В.А. Могилевский, Р.В. Кульбикаян, А.Л. Озябкин [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – М. : Машиностроение, 2006. – № 4. – С. 16–21.

224 **Усиков, И.В.** Виброакустическая диагностика эволюционных процессов при трении : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.04 / И.В. Усиков. – Ростов н/Д, 1998.

225 **Ушкалов, В.Ф.** Статистическая динамика рельсовых экипажей / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько. – Киев : Наук. думка, 1982. – 360 с.

226 **Харламов, П.В.** Применение метода трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных систем автомобилей / П.В. Харламов, А.Л. Озябкин // Междунар. сб. науч. тр. «Наука и инновации в области сервиса автотранспортных средств и обеспечения безопасности дорожного движения». – Шахты : ЮРГУЭС, 2011. – С. 118–123.

227 **Хинчин, А.Я.** Теория корреляции стационарных стохастических процессов / А.Я. Хинчин // Успехи математических наук. – 1953. – Т. VIII. – Вып. 3 (55).

228 **Хлебников, В.Н.** Исследование фрикционного взаимодействия колёс с рельсами / В.Н. Хлебников // Железнодорожный транспорт за рубежом. – 1978. – № 3. – С. 3–26.

229 **Хольм, Р.** Электрические контакты / Р. Хольм ; пер. с англ. А.А. Рудницкого. – М. : Изд-во иностранной лит., 1961.

230 **Хорн, Р.** Матричный анализ / Р. Хорн, Ч. Джонсон. – М. : Мир, 1989.

231 **Черкашин, Ю.М.** Обеспечению безопасности движения поездов – современную технологическую и техническую основу / Ю.М. Черкашин // Железнодорожный транспорт. – 2008. – № 4.

232 **Чичинадзе, А.В.** Расчёт и исследование внешнего трения при торможении / А.В. Чичинадзе. – М. : Наука, 1967. – 230 с.

233 **Чичинадзе, А.В.** Учёт изменения фрикционного контакта при расчёте температуры поверхности трения / А.В. Чичинадзе, З.В. Игнатьева // Машиноведение. – 1971. – № 4. – С. 11–17.

234 **Шамберов, В.Н.** Обзор аналитических исследований влияния сухого трения в элементах автоматических систем на их устойчивость / В.Н. Шамберов // Сб. тр. 9-й сессии междунар. науч. шк. «Фундаментальные и прикладные проблемы надёжности и диагностики машин и механизмов». – СПб : ИПМаш РАН, 2009.

235 **Шаповалов, В.В.** Комплексное моделирование динамически нагруженных узлов трения машин / В.В. Шаповалов // Трение и износ. – 1985. – № 3.

236 **Шаповалов, В.В.** Математическое моделирование динамической системы «экипаж – путь» / В.В. Шаповалов, П.А. Коропец, М.Б. Шуб // Вестник РГУПС. – Ростов н/Д : РГУПС, 2000. – С. 131–137.

237 **Шаповалов, В.В.** Навесное оборудование для смазки рельсов / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин. – М. : ЦНИИТЭИ МПС, 1992. – № 5691. – С. 13–18.

238 **Шаповалов, В.В.** Наземные транспортно-технологические средства : учеб. пособие / В.В. Шаповалов, И.В. Колесников. – Ростов н/Д : РГУПС, 2012. – 571 с.

239 **Шаповалов, В.В.** Определение устойчивого состояния фрикционной системы путь – тяговый подвижной состав / В.В. Шаповалов, В.Л. Заковоротный, А.Л. Озябкин : энциклопедия в 40 т. ; под ред. П.С. Анисимова. – М., 2008. – Раздел IV. Расчёт и конструирование машин. – Т. IV–23. Подвижной состав железных дорог. – 656 с.

240 **Шаповалов, В.В.** Оптимизация параметров системы путь – подвижной состав путём лубрикации рельсов / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта и подготовки специалистов : тез. докл. 57-й науч.-техн. конф. 21–23 апр. 1998 г., посвящ. Дню науки. – Ростов н/Д : РГУПС, 1998. – С. 76–78.

241 **Шаповалов, В.В.** Повышение износостойкости гребней колёсных пар железнодорожного подвижного состава / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, В.М. Богданов // Тр. Всерос. конф. «Разработка и внедрение новых технологий на ж.-д. транспорте». – М, 1993.

242 **Шаповалов, В.В.** Применение активизаторов сцепления в системе «колесо – рельс» / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак // Сб. трудов 3-й науч.-практ. конф. «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте». – М. : МИИТ, 2000.

243 **Шаповалов, В.В.** Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных механических систем / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов // Вестник машиностроения. – 2009. – № 5. – С. 49–57.

244 **Шаповалов, В.В.** Проблемы транспортной триботехники. Физико-математическое моделирование мобильных фрикционных систем. Продолжение / В.В. Шаповалов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – № 12. – С. 9–17.

245 **Шаповалов, В.В.** Проблемы транспортной триботехники: физико-математическое моделирование мобильных фрикционных систем / В.В. Шаповалов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – № 10. – С. 3–11.

246 **Шаповалов, В.В.** Теоретические основы трибоспектральной идентификации процессов трения : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.В. Шаповалов. – М. : ВНИИЖТ, 1988.

247 **Шаповалов, В.В.** Трибоспектральная идентификация процессов трения и изнашивания / В.В. Шаповалов // Тез. докл. междунар. конф. «Евротриб-5» (АІТС-АІТ-2006). – Италия : Парма, 2006.

248 **Щавелин, В.М.** Акустический контроль узлов трения ЯЭУ / В.М. Щавелин, Г.А. Сарычев. – М. : Энергоатомиздат, 1988.

249 **Щедров, В.С.** Температура на скользящем контакте / В.С. Щедров // Трение и износ в машинах. – М. : Изд-во АН СССР, 1955. – Сб. X. – С. 155–296.

250 **Щербак, П.Н.** Исследование взаимного влияния трибоспектральных характеристик узлов трения и собственных параметров механических систем / П.Н. Щербак, В.В. Шаповалов // Повышение надёжности путевых и строительных машин : межвуз. сб. науч. тр. – Ростов н/Д, 1983. – С. 41–43.

251 **Щербак, П.Н.** Оптимизация фрикционных механических систем на базе модельного эксперимента : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / П.Н. Щербак. – Ростов н/Д : РГУПС, 2001.

252 **Щербак, П.Н.** Теоретические основы физического моделирования фрикционных механических систем / П.Н. Щербак // Вестник РГУПС. – Ростов н/Д : РГУПС, 2000. – № 2. – С. 25–30.

253 Экспериментальные зависимости интенсивности изнашивания модельных образцов колеса и рельса / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, Ш.В. Кичичев [и др.] // Тр. Всерос. науч.-практ. конф. «Транспорт-2008». – Ростов н/Д : РГУПС, 2008. – С. 293–294.

254 **Ялышев, Р.Г.** Ускоренные испытания фрикционных механических систем / Р.Г. Ялышев, А.Л. Озябкин // Вестник РГУПС. – Ростов н/Д : РГУПС, 2008. – № 4. – С. 19–27.

255 **Ялышев, Р.Г.** Физическое моделирование процессов трения и изнашивания при атермическом схватывании / Р.Г. Ялышев, А.Л. Озябкин // Вестник РГУПС. – Ростов н/Д : РГУПС, 2005 – № 3. – С. 33–42.

Личный вклад автора в работах, выполненных в соавторстве

В следующих работах автору принадлежат следующие результаты исследований. В [132, 135, 140] – постановка цели и задач исследований; [153] – методика построения и упрощения эквивалентных расчётных схем; [53, 135, 139, 151, 239] – разработка физико-математических моделей натурных систем; [151, 152, 243] – разработка критериев подобия и определение констант подобия физической модели; [13, 14, 139, 165, 169, 239] – установление преимуществ и недостатков использования амплитудно-фазочастотных характеристик для оценки устойчивости трибосистем; [4, 13, 14, 135, 139, 191, 219, 239, 243, 254] – выбор информационных каналов физической модели для идентификации её динамических свойств, разработка методики оценки упруго-диссипативных свойств трибоконтакта и выбор интегральных оценок частотных характеристик; [4, 13, 14, 129, 132, 239, 243, 254] – анализ трибоспектральных и термомеханических характеристик, полученных при проведении лабораторных и стендовых испытаний; [129, 135, 140, 143, 145] – разработка алгоритма трибоспектральной идентификации термомеханических повреждений контактирующих поверхностей, оценка максимальных значений контактных температур, позволяющая доказать обоснованность рабочей гипотезы проф. В.В. Шаповалова о том, что объёмная температура изменяется от максимальных её значений до температуры окружающего воздуха по закону логарифмического декремента затухания; [135, 140, 143, 145] – идентификация режимов атермического и термического взаимодействия поверхностей трения; [53, 243] – разработка математической модели предельных состояний трибосистемы по анализу переходной функции Хэвисайда; [4, 13, 132, 142, 151, 178, 243, 254, 255] – разработка алгоритма и программного обеспечения спектрального и корреляционного анализа трибохарактеристик, прогнозирования их изменений и воздействия на системы автома-

тического регулирования по управлению приводами подачи модификаторов трения антифрикционного или фрикционного назначения; [255] – сопоставление компьютерных и ручных расчётов; [155, 176, 177] – проведение лабораторных и стендовых испытаний; [160, 161, 164, 165, 168, 169] – оформление заявки на получение патента РФ; [175, 177, 178, 188, 214, 237] – обзор существующих методов лубрикации гребней колёсных пар подвижного состава, формулирование недостатков существующих конструктивных решений и применяемых смазочных материалов; [168, 223] – разработка системы управления приводом подачи и компонентов брикетов модификаторов трения, предназначенных для стабилизации коэффициента сцепления тяговых колёсных пар с рельсами; [176, 178] – снижение затрат мощности на «паразитное» трение реборд колёс грузо-подъёмных кранов путём использования технологии лубрикации и мониторинга их фрикционного состояния на основе амплитудно-фазочастотных характеристик; [192] – разработка методов оценки остаточного ресурса разового нанесения смазочных материалов на гребни колёсных пар; [161, 164] – разработка технических средств лубрикации гребней колёсных пар подвижного состава; [155] – экспериментальное определение на физическом стенде фактической площади касания по методу Боудена и Тейбора, потерь тяговой энергии подвижного состава в зависимости от ширины рельсовой колеи и наличия (отсутствия) консистентных и твёрдых смазочных материалов в контакте гребней колёсных пар с моделью рельсов; [129, 132, 148, 155, 177 и др.] – формулирование выводов по проведенным исследованиям.

МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Примем однородность и изотропность физического тела, постоянство физических параметров и его объёма. При принятых допущениях уравнение Фурье в прямоугольной системе координат имеет вид [195, 76]

$$\frac{d\Theta}{dt} = a \left(\frac{d^2\Theta}{dx^2} + \frac{d^2\Theta}{dy^2} + \frac{d^2\Theta}{dz^2} \right) + \frac{\omega}{c\rho} = a\nabla^2\Theta + \frac{\omega}{c\rho}, \quad (\text{П1.1})$$

где $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ – коэффициент температуропроводности, $\text{К}\cdot\text{м}^2/\text{с}$; λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; c – удельная теплоёмкость, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; ρ – плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$; ω – объёмная плотность тепловыделения в $\text{Вт}/\text{м}^3$ при наличии в теле внутренних источников теплоты, имеющих различную физическую природу; ∇ – оператор Лапласа, $\nabla = \frac{d^2}{dx^2} + \frac{d^2}{dy^2} + \frac{d^2}{dz^2}$.

Коэффициент теплопроводности характеризует способность вещества проводить теплоту, а коэффициент температуропроводности по Максвеллу – скорость выравнивания температуры в неравномерно нагретом теле и пропорционален скорости распространения изотермической поверхности. Величина, обратная коэффициенту температуропроводности, $1/a$ характеризует инерционные свойства тела в отношении распространения теплового поля.

Для нахождения температурного поля внутри тела в любой момент времени необходимо знать начальное распределение температур тела в начальный момент времени $\Theta(x,y,z,0) = f(x,y,z)$, где $f(x,y,z)$ – известная функция, а также граничные условия – геометрическую форму тела и взаимодействие поверхности тела с окружающей средой [111].

Граничные условия могут быть заданы разными способами [111].

1 Для задания граничного условия первого рода необходимо знать распределения поверхностных температур тела в любой момент времени

$$\Theta_n(t) = f(t),$$

называемое *нестационарным температурным полем*.

Изотермической называется поверхность равных температур тела. Изотермические поверхности не пересекаются, либо замыкаются на себя, либо заканчиваются на границе тела, так как в определённой точке тела в данный момент времени может быть только одна температура.

Предельное значение отношения изменений температуры к расстоянию по нормали между изотермическими поверхностями Δn , когда это расстояние стремится к нулю, называется градиентом температуры. Градиент температуры для одного материала является постоянной величиной и направлен в сторону возрастания температуры

$$\text{grad } \Theta = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta \Theta}{\Delta n} = \frac{\partial \Theta}{\partial n}; \quad ^\circ\text{C}/\text{м}, \quad (\text{П1.2})$$

где $\frac{\partial \Theta}{\partial n}$ – производная температуры по внешней нормали к изотермической поверхности, выражающая перепад температуры в направлении теплового потока, n – координата по внешней нормали к поверхности S .

2 Для задания граничного условия второго рода необходимо для каждой точки поверхности тела знать значения плотности теплового потока как функции времени [111]

$$q(t) = f(t). \quad (\text{П1.3})$$

Количество тепла, протекающее в теле в каком-либо направлении через площадь S в течение времени t , называемое тепловым потоком Q , определяется посредством *гипотезы Фурье*

$$Q = -\lambda \frac{\Theta_2 - \Theta_1}{h} S t,$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); h – толщина пластины, м; S – теплопередающая площадь поперечного сечения, м²; t – время, с.

Представим в этом теле множество изотермических поверхностей, из которых каждая отделяет более нагретую от менее нагретой области тела. Вследствие того, что температура является однозначной функцией координат, изо-

термические поверхности не пересекаются в теле. Так как тепловой поток вдоль поверхности $\Theta = \text{const}$ невозможен, то тепло будет течь только по нормали к изотермической поверхности.

Плотность теплового потока сквозь единицу площади любой поверхности, не совпадающей с изотермической

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial \Theta}{\partial n} \right); \quad \text{Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \text{ или } \text{Вт}/\text{м}^2. \quad (\text{П1.4})$$

Тепловой поток всегда направлен в направлении уменьшения температуры; векторы q и $\text{grad } \Theta$ (П1.2) лежат на одной прямой и направлены в разные стороны, чем объясняется знак минус в уравнении (П1.4).

Теплообмен при постоянстве плотности теплового потока $q(t) = \text{const}$ можно наблюдать при нагреве тел в результате процессов трения одной поверхности относительно другой, когда температура тела значительно меньше температуры во ФК.

3 Для задания граничного условия третьего рода при постоянном потоке тепла необходимо знать *закон конвективного теплообмена* между окружающей средой и поверхностью тела [111]

$$\alpha \cdot (\Theta - \Theta_\infty) = q, \quad (\text{П1.5})$$

где α – коэффициент конвективного теплообмена, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{К})$; Θ_∞ – температура окружающей среды, К; q – плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

4 *Теплообмен поверхности тела с окружающей средой* соответствует граничному условию четвёртого рода и происходит по законам равенства теплопроводности (молекулярный перенос тепла), либо равенства потоков тепла [111]

$$\Theta_n(t) = [\Theta_c(t)]_n. \quad (\text{П1.6})$$

$$-\lambda_c \left(\frac{\partial \Theta_c}{\partial n} \right)_n = -\lambda \left(\frac{\partial \Theta}{\partial n} \right)_n. \quad (\text{П1.7})$$

Тепловая задача трения может решаться лишь при условии, что известно распределение теплового потока между трущимися телами. Проблема распределения линейного теплового потока в каждом из тел при трении дисков или

пластин с большой ФПК рассматривалась Верноттом [8], Дюгемом [3] и Бриллюэном [1]. Задача о растекании теплового потока между трущимися телами также была рассмотрена Шарроном [2] на основе дифференциального уравнения (3.7) и им же была проведена серия экспериментов по проверке полученной закономерности. С развитием вычислительных технологий разработан метод конечных элементов (МКЭ) [199] для численного решения дифференциального уравнения переноса тепла (П1.1). Дискретная модель из множества кусочно-непрерывных функций на конечном числе элементарных областей позволяет аппроксимировать непрерывную величину температуры. МКЭ можно применять при исследовании неоднородных тел, позволяющих описывать как прямолинейные, так и криволинейные области [15].

Для определения температуры тела под влиянием источников тепловой энергии строится модель, а затем осуществляется генерация сеточной конечно-элементной модели. Конечно-элементная сетка отражает геометрию изделия и

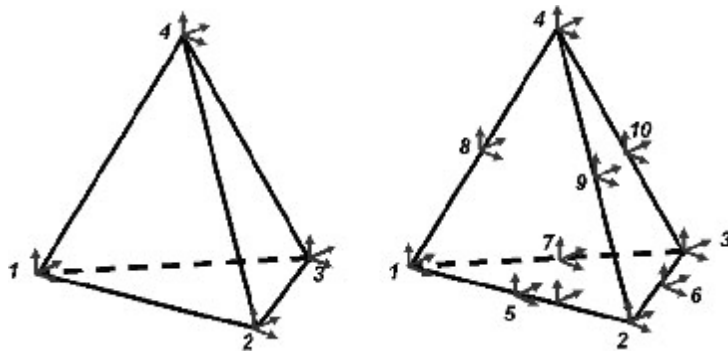


Рисунок П1.1 – Тетраэдральные конечные элементы: а – линейный, четырёхузловой; б – квадратичный, десятиузловой

накладывает граничные условия, определяющие содержание физической задачи. Основным описанием геометрии анализируемой детали при решении физических задач в объёмной постановке является тетраэдральный конечный элемент (рисунок П1.1).

Рассмотрим четырёхузловой конечный элемент [249, с. 157]. Проведём через точку O оси прямоугольной системы координат $Oxyz$ (рисунок П1.2) и выделим в теле элементарный тетраэдр $OABC$, три грани которого расположены в координатных плоскостях. Количество тепла, поглощённое тетраэдром в единицу времени, равно

$$\Delta Q = q_x dS_x + q_y dS_y + q_z dS_z - q dS,$$

где q_x, q_y, q_z – тепловые потоки вдоль координатных осей; q – тепловой поток

по внешней нормали n , проведенной из начала координат к наклонной грани ABC ; dS_x , dS_y , dS_z – площади граней тетраэдра, лежащих в координатных плоскостях; dS – площадь его наклонной грани

$$\Delta Q = \left[q_x \cos(n, x) + q_y \cos(n, y) + q_z \cos(n, z) - q \right] dS = \frac{1}{3} \rho c h \frac{d\Theta}{dt} dS,$$

где h – высота OO_1 тетраэдра, соответствующая основанию ABC .

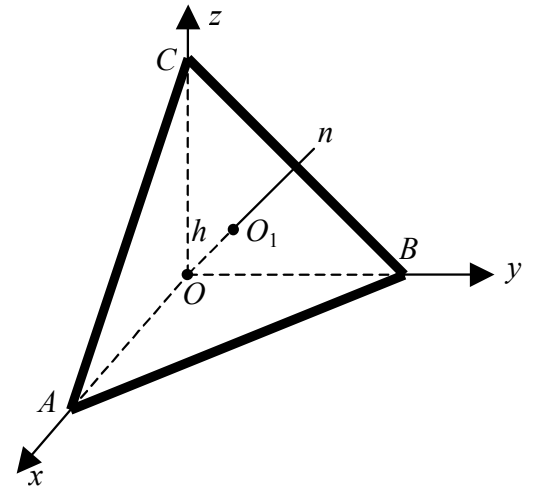


Рисунок П1.2 – Элементарный тетраэдр, поглощающий тепло в единицу времени

При трении двух соприкасающихся тел нестационарное тепловое поле в металле задано выражением движущейся температурной волны по оси z , амплитуда которой зависит от времени t

$$\begin{aligned} \Theta(x, y, z, t) &= \Theta_0 e^{\beta t} e^{-\zeta z} \cos(ky + ky + \tau z - kct) \quad \text{при } x > 0, y > 0; \\ \Theta(x, y, z, t) &= \Theta_0 e^{\beta t} e^{-\zeta z} \cos(-ky - ky + \tau z - kct) \quad \text{при } x < 0, y < 0, \end{aligned} \quad (\text{П1.8})$$

где Θ_0 – амплитуда температурной волны; β – показатель степени, характеризующий изменение амплитуды температурной волны во времени (возрастание – $\beta > 0$; убывание – $\beta < 0$; постоянно – $\beta = 0$); ζ – показатель степени, характеризующий рост температуры в металле в направлении z ($\zeta > 0$); $k = \frac{2\pi}{l}$ – волновое число; l – длина волны; τ – мера запаздывания в плоскости $z > 0$; c – поперечная скорость распространения температурной волны (может быть либо положительной, либо отрицательной, т.е. волны, распространяющейся вправо или влево относительно осей Ox и Oy).

Распределение температуры в металле Θ должно удовлетворять *граничным условиям на границе раздела двух тел*

$$\begin{aligned} \Theta(x, y, 0, t) &= \Theta_0 e^{\beta t} \cos(kx + ky - kct) \quad \text{при } x > 0, y > 0; \\ \Theta(x, y, 0, t) &= \Theta_0 e^{\beta t} \cos(-kx - ky - kct) \quad \text{при } x < 0, y < 0. \end{aligned} \quad (\text{П1.9})$$

Подставляя (П1.8) в уравнения (П1.1) с учётом

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Theta}{\partial t} &= \Theta_0 \beta e^{\beta t} e^{-\zeta z} \cos(kx + ky + \tau z - kct) + T_0 e^{\beta t} e^{-\zeta z} kc \sin(kx + ky + \tau z - kct), \\
\frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} &= -\Theta_0 k^2 e^{\beta t} e^{-\zeta z} \cos(kx + ky + \tau z - kct), \\
\frac{\partial^2 \Theta}{\partial y^2} &= -\Theta_0 k^2 e^{\beta t} e^{-\zeta z} \cos(kx + ky + \tau z - kct), \\
\frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} &= \Theta_0 \zeta^2 e^{\beta t} e^{-\zeta z} \cos(kx + ky + \tau z - kct) + \\
&\quad + 2\Theta_0 a \zeta e^{\beta t} e^{-\zeta z} \sin(kx + ky + \tau z - kct) - \Theta_0 a^2 e^{\beta t} e^{-\zeta z} \cos(kx + ky + \tau z - kct),
\end{aligned}$$

будем иметь

$$\zeta = \frac{kc}{2a\tau}, \quad \beta = a(\zeta^2 - \tau^2 - 2k^2). \quad (\text{П1.10})$$

Из первого равенства (П1.10) следует, что соотношение c/τ и величина ζ должны иметь одинаковое положительное значение. Запаздывание является результатом распространения температуры Θ , следовательно, для перемещений волны необходимо принять $c = 0$ и $\tau = 0$.

Кроме граничных условий (П1.9) в дальнейшем зададимся также начальными условиями

$$\Theta = \Theta_0 \text{ при } x = 0, y = 0, z = 0, t = 0.$$

Согласно (П1.10) выразим ζ и τ через β

$$\begin{aligned}
\zeta &= \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\beta}{a} + 2k^2 \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{4 \left(\frac{\beta}{2a} + k^2 \right)^2 + \frac{k^2 c^2}{a^2}}}, \\
m &= \pm \sqrt{-\frac{1}{2} \left(\frac{\beta}{a} + 2k^2 \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{4 \left(\frac{\beta}{2a} + k^2 \right)^2 + \frac{k^2 c^2}{a^2}}}.
\end{aligned} \quad (\text{П1.11})$$

Первый предельный случай – это случай неподвижной волны, $c = 0$. Из условий (П1.11) следует, что

$$\zeta = \sqrt{2 \left(k^2 + \frac{\beta}{2a} \right)}, \quad \tau = 0,$$

поэтому

$$\begin{aligned}
\Theta &= \Theta_0 e^{\beta t} e^{-z \sqrt{2(k^2 + \beta/2a)}} \cos(kx + ky) \quad \text{при } x > 0, y > 0; \\
\Theta &= \Theta_0 e^{-\beta t} e^{-z \sqrt{2(k^2 + \beta/2a)}} \cos(-kx - ky) \quad \text{при } x < 0, y < 0.
\end{aligned}$$

Второй предельный случай – это $\beta = 0$, т.е. случай равномерно распределенной волны с постоянной амплитудой. В этом случае

$$\zeta = \sqrt{k^2 + \frac{k}{2} \sqrt{4k^2 + \frac{c^2}{a^2}}}, \quad \tau = \sqrt{-k^2 + \frac{k}{2} \sqrt{4k^2 + \frac{c^2}{a^2}}}.$$

Распределение температуры имеет вид

$$\Theta = \Theta_0 e^{-\zeta z} \cos(kx + ky + \tau z - kct),$$

а на поверхности металла

$$\Theta = \Theta_0 \cos(kx + ky - kct).$$

В качестве примера рассмотрим передачу теплоты через *модельную тормовую колодку* постоянной толщины [20]. Так как при стационарном режиме температура в любой точке тела постоянна во времени, то $(\partial \Theta / \partial t = 0)$. Предположим, что внутренние источники теплоты в теле отсутствуют ($\omega = 0$), материал однородный и изотропный, наружные поверхности материала имеют постоянные значения температуры. Тонкая стенка представляет собой элемент конструкции, в котором температура постоянна по толщине. Поэтому трёхмерная задача теплопроводности может быть сведена к двумерной. Разобьём исследуемую область на прямоугольники, которые будем называть элементами ребра (рисунок П1.3). Элемент ребра имеет размеры $2a \times 2b$ в плоскости xOy , а толщина элемента равна h .

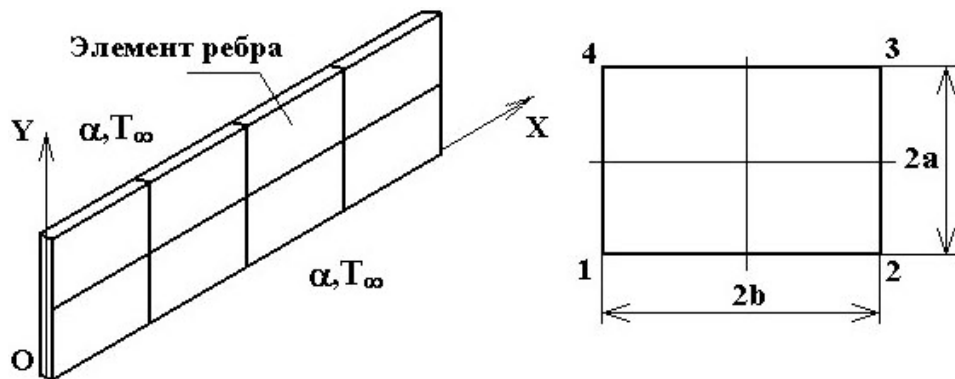


Рисунок П1.3 – Прямоугольный теплоотводящий элемент тонкой стенки

Непрерывное поле температур конструкции заменим дискретным в узлах сетки элементов. Кроме того, положим, что характер распределения температуры внутри элемента соответствует рисунку П1.4, а.

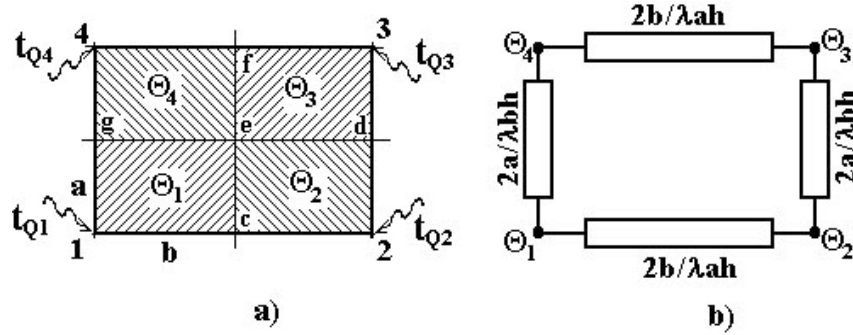


Рисунок П1.4 – Распределение температур в элементе ребра (а), в виде системы теплопроводящих стержней (б)

Запишем выражения тепловых потоков:

- из узла «1» в узел «2» $Q_{1 \rightarrow 2} = \lambda \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{2b} ah$;
- из узла «1» в узел «4» $Q_{1 \rightarrow 4} = \lambda \frac{\Theta_1 - \Theta_4}{2a} bh$;
- конвективная составляющая теплового потока с поверхности $Q_{1 \rightarrow \infty} = \alpha(\Theta_1 - \Theta_\infty)2ab$.

Сумма тепловых потоков должна равняться суммарному тепловому потоку, втекающему в узел «1» из соответствующих узлов соседних элементов. Обозначая эту величину через t_{Q1} (см. рисунок П1.4, а), получим

$$Q_{1 \rightarrow 2} + Q_{1 \rightarrow 4} + Q_{1 \rightarrow \infty} = t_{Q1} \Leftrightarrow \lambda \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{2b} ah + \lambda \frac{\Theta_1 - \Theta_4}{2a} bh + \alpha(\Theta_1 - \Theta_\infty)2ab = t_{Q1}.$$

Составим уравнения для узлов «2»–«4»:

$$Q_{2 \rightarrow 1} + Q_{2 \rightarrow 3} + Q_{2 \rightarrow \infty} = t_{Q2} \Leftrightarrow \lambda \frac{\Theta_2 - \Theta_1}{2b} ah + \lambda \frac{\Theta_2 - \Theta_3}{2a} bh + \alpha(\Theta_2 - \Theta_\infty)2ab = t_{Q2};$$

$$Q_{3 \rightarrow 2} + Q_{3 \rightarrow 4} + Q_{3 \rightarrow \infty} = t_{Q3} \Leftrightarrow \lambda \frac{\Theta_3 - \Theta_2}{2a} bh + \lambda \frac{\Theta_3 - \Theta_4}{2b} ah + \alpha(\Theta_3 - \Theta_\infty)2ab = t_{Q3};$$

$$Q_{4 \rightarrow 1} + Q_{4 \rightarrow 3} + Q_{4 \rightarrow \infty} = t_{Q4} \Leftrightarrow \lambda \frac{\Theta_4 - \Theta_1}{2a} bh + \lambda \frac{\Theta_4 - \Theta_3}{2b} ah + \alpha(\Theta_4 - \Theta_\infty)2ab = t_{Q4}.$$

Представим соотношения в матричной форме. Для многомерных стационарных задач можно использовать приближённую математическую модель, в которой непрерывный процесс теплопроводности в теле заменяется процессом в дискретной системе, состоящей из узловых точек (рисунок П1.4, б), соеди-

нённых теплопроводящими стержнями [156]. Производные же в определяющих процесс уравнениях заменяются конечно-разностными соотношениями. Тогда, записав для каждого узла системы выражения исходящих тепловых потоков и уравнив их суммы, получим уравнение равновесия приведенных узловых потоков, аналогичное разрешающему уравнению МКЭ:

$$[\Lambda_R] \cdot [\bar{\Theta}] + [Q_R] = [t_Q],$$

где $[\Lambda_R]$ – матрица теплопроводности элемента ребра;

$[\bar{\Theta}]$ – вектор-столбец узловых температур;

$[Q_R]$ – вектор-столбец приведённых узловых потоков элемента ребра;

$[t_Q]$ – вектор-столбец тепловых потоков

$$\Lambda_R = \begin{bmatrix} \bar{C} & \bar{B} & 0 & \bar{A} \\ \bar{B} & \bar{C} & \bar{A} & 0 \\ 0 & \bar{A} & \bar{C} & \bar{B} \\ \bar{A} & 0 & \bar{B} & \bar{C} \end{bmatrix}; \quad [Q_R] = -2ab\alpha\Theta_\infty \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}; \quad [\bar{\Theta}] = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \\ \Theta_4 \end{bmatrix},$$

$$\text{где } \bar{A} = -\lambda \frac{bh}{2a}; \quad \bar{B} = -\lambda \frac{ah}{2b}; \quad \bar{C} = \frac{\lambda h}{2} \left(\frac{a}{b} + \frac{b}{a} \right) + 2ab\alpha.$$

Вышеприведенные операции повторяют для всех элементов конструкции, каждому узлу которой присваивается глобальный номер. Далее, используя стандартные процедуры МКЭ, формируют глобальную матрицу теплопроводности, которая является симметричной и имеет ленточную структуру, а также глобальный вектор приведённых узловых потоков.

Обобщим МКЭ на трёхмерную задачу [20]. Построим восьмиузловой теплопроводящий элемент прямоугольного параллелепипеда (рисунок П1.5), размеры которого $2b \times 2a \times 2c$ по осям Ox , Oy , Oz соответственно.

Вектор-столбец узловых температур элемента параллелепипеда имеет вид

$$[\bar{\Theta}] = [\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3, \Theta_4, \Theta_5, \Theta_6, \Theta_7, \Theta_8]^T.$$

Используем подход, изложенный ранее при решении задачи двумерной задачи теплопроводности. Каждому из восьми узлов конечного элемента соответствует область, в которой температура постоянна. Рассмотрим один из узлов

параллелепипеда, например узел «6». Запишем выражения для исходящих тепловых потоков:

- из узла «6» в узел «2» $Q_{6 \rightarrow 2} = \lambda \frac{\Theta_6 - \Theta_2}{2c} ab$;
- из узла «6» в узел «5» $Q_{6 \rightarrow 5} = \lambda \frac{\Theta_6 - \Theta_5}{2b} ac$;
- из узла «6» в узел «7» $Q_{6 \rightarrow 7} = \lambda \frac{\Theta_6 - \Theta_7}{2a} bc$.

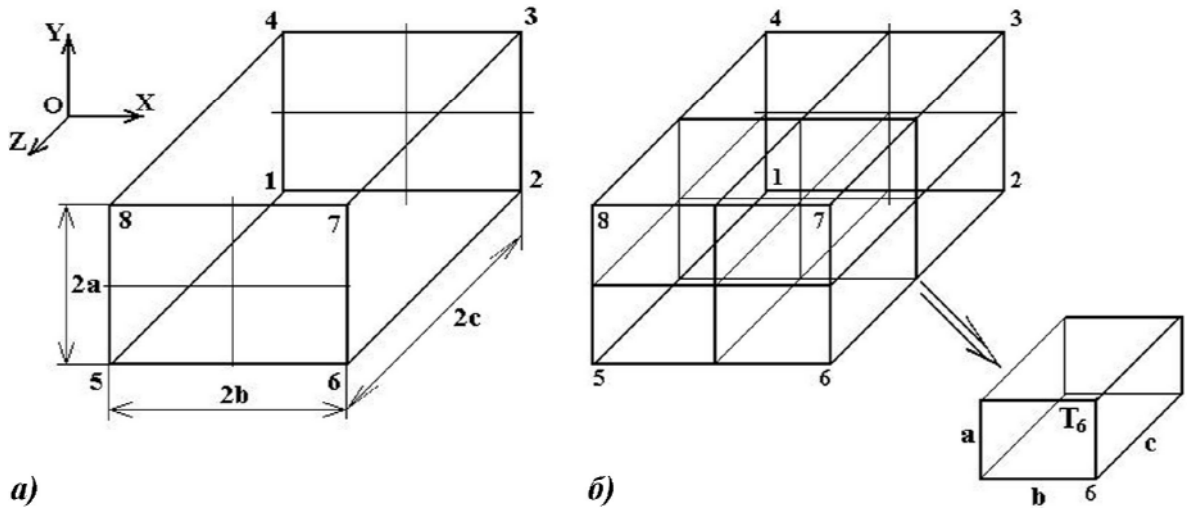


Рисунок П1.5 – 8-узловый теплопроводящий элемент прямоугольного параллелепипеда (а), распределение температуры в теплопроводящем элементе прямоугольного параллелепипеда (б)

Проделав такую же процедуру для остальных узлов и составив для них уравнение баланса тепловых потоков, получаем выражение для составляющей матрицы теплопроводности, обусловленной свойствами материала:

$$\Lambda_\lambda = \lambda \cdot \begin{bmatrix} \bar{D} & \bar{B} & 0 & \bar{A} & \bar{C} & 0 & 0 & 0 \\ \bar{B} & \bar{D} & \bar{A} & 0 & 0 & \bar{C} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{A} & \bar{D} & \bar{B} & 0 & 0 & \bar{C} & 0 \\ \bar{A} & 0 & \bar{B} & \bar{D} & 0 & 0 & 0 & \bar{C} \\ \bar{C} & 0 & 0 & 0 & \bar{D} & \bar{B} & 0 & \bar{A} \\ 0 & \bar{C} & 0 & 0 & \bar{B} & \bar{D} & \bar{A} & 0 \\ 0 & 0 & \bar{C} & 0 & 0 & \bar{A} & \bar{D} & \bar{B} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C} & \bar{A} & 0 & \bar{B} & \bar{D} \end{bmatrix};$$

$$\bar{A} = -\frac{cb}{2a}; \quad \bar{B} = -\frac{ac}{2b}; \quad \bar{C} = -\frac{ab}{2c}; \quad \bar{D} = \frac{1}{2} \left(\frac{ac}{b} + \frac{ab}{c} + \frac{bc}{a} \right).$$

ТРИБОСПЕКТРАЛЬНАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАКСИМАЛЬНЫХ КОНТАКТНЫХ ТЕМПЕРАТУР НА ФАКТИЧЕСКОЙ ПЛОЩАДИ КАСАНИЯ

Разработан алгоритм мониторинга максимальных контактных температур (рисунок П2.1), позволяющий идентифицировать режимы накопления пластических деформаций, термического и атермического схватывания поверхностей.

1 По ВКФ идентифицируем термическое схватывание (*II* рода) – 1.

2 По ИО в наиболее информативных диапазонах частот идентифицируем возрастание сил сопротивления, ФПК – 2.

3 В результате термического схватывания 2 происходит изменение градиента температуры 3.

4 По ВКФ идентифицируем атермическое схватывание 4 для пикового значения ИО диссипативной составляющей трения 5 – этот момент завершает период атермического схватывания 6.

5 На основании вышеизложенного устанавливаем, что длительный период отрицательных значений ВКФ 4 соответствует постепенному увеличению пластических деформаций 7 при атермическом схватывании, увеличению дисперсии σ^2 ИО диссипативной составляющей трения (рисунок П2.2), росту диссипации трибосистемы, увеличению ФПК (рисунок П2.3), теплоотдачи и последующего формирования новой равновесной шероховатости, а максимальная контактная температура 1137,1 °С регистрируется термопарой и средствами измерения с большой задержкой по времени.

В процессе развития термоповреждения ЗУА снижается с 25,16 до 17,57 дБ (рисунок П2.2); коэффициент трения в зоне фрикционного контакта 0,37, а его максимальное значение на частоте 5,08 Гц увеличивается с 0,62 до 0,83. Развиваются фрикционные автоколебания (фазовый сдвиг положителен), происходит возрастание инерционных составляющих, ИО диссипативной составляющей трения с 5,36 до 12, степени диссипации с 0,75 до 0,97, что свидетельствует о увеличении диссипативных потерь, приближении переходных процессов к апериодическому характеру движения.

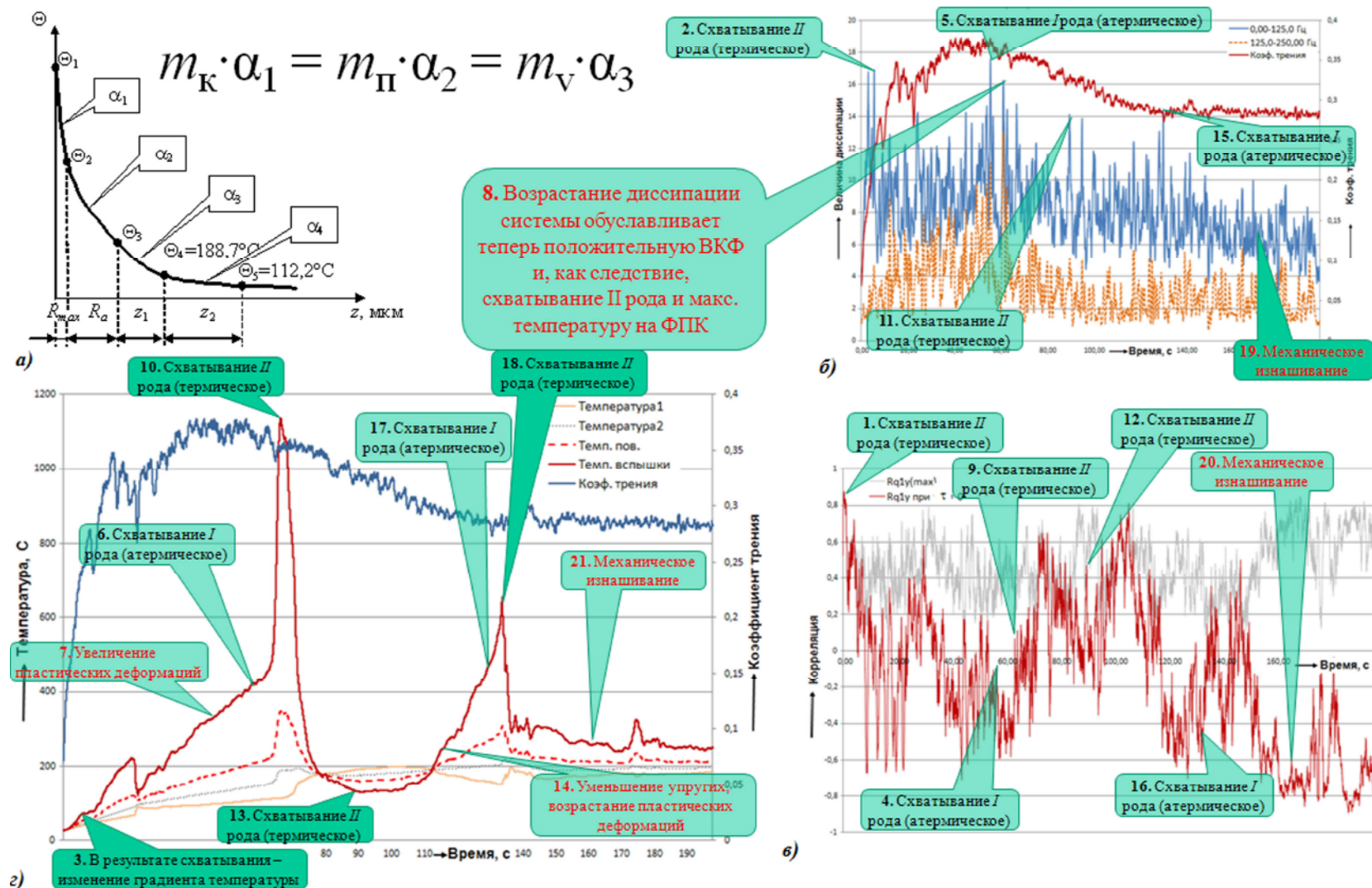


Рисунок П2.1 – Динамика формирования триботермодинамических режимов трения: *а* – модель триботермодинамики; *б* – ИО диссипативной составляющей трения; *в* – ВКФ температуры и момента трения; *г* – исследование максимальных температур

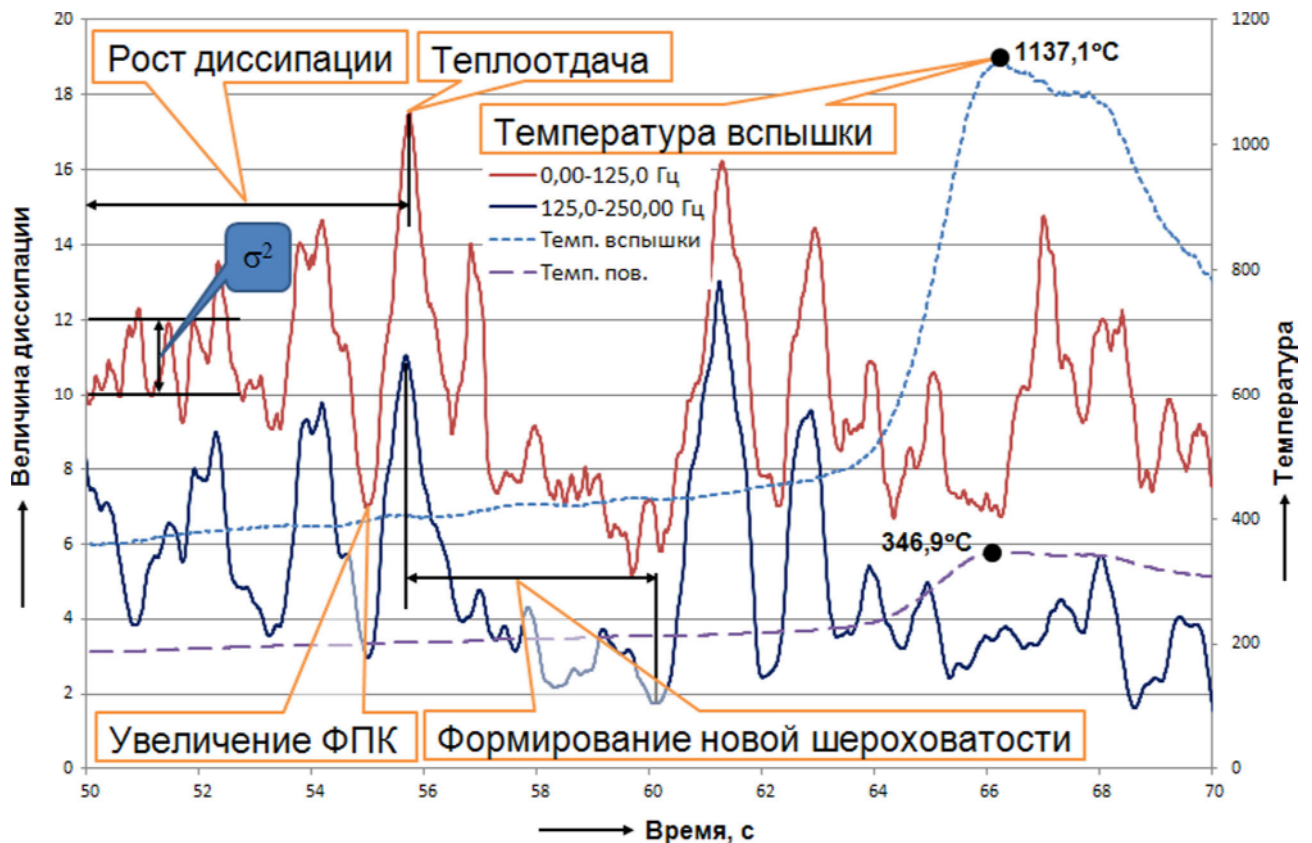


Рисунок П2.2 – Этапы идентификации триботермодинамики на ФПК

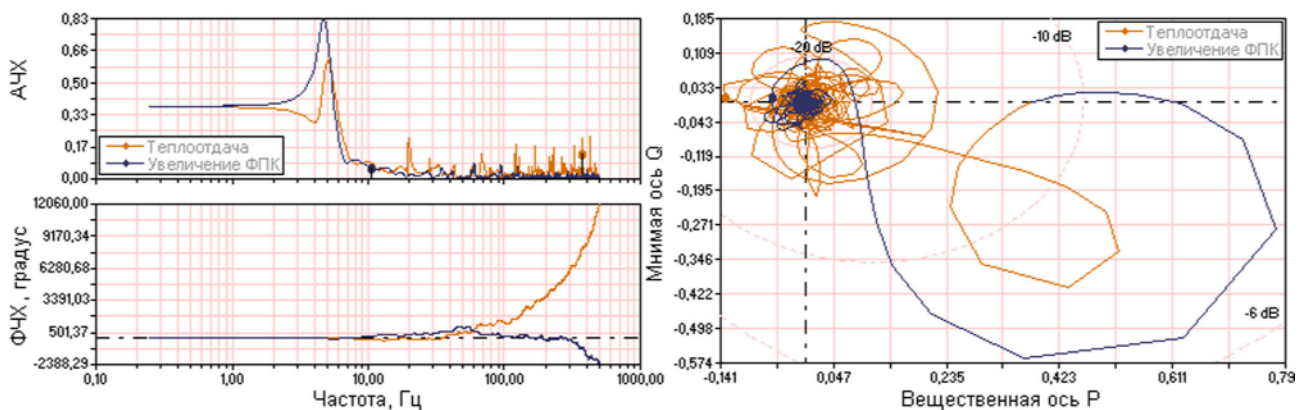


Рисунок П2.3 – Частотные характеристики трибосистемы, характеризующие термopовреждения: а – диаграмма Бode; б – АФЧХ

6 Постепенное возрастание диссипации трибосистемы способствует накоплению пластических деформаций 7, что вызывает последующее значительное возрастание ИО диссипативной составляющей трения 8 и, как следствие, ВКФ температуры и момента трения становится положительной 9.

7 Значительное возрастание диссипации 8 теперь обуславливает термическое схватывание 10, а измерительные средства регистрируют максимальную величину контактной температуры в 1137,1 °С – «температуру вспышки».

8 Согласно принципу Гамильтона в трибосистеме энергия механических колебаний переходит в тепловую, изменяя градиент температуры в область отрицательных значений, – кривая максимальных контактных температур оказывается ниже значений объёмных температур, регистрируемых термопарами. Температура окружающего фрикционный контакт воздуха становится выше, чем температура контакта; формируется новая равновесная шероховатость.

9 Процессы трения продолжаются, что обуславливает последующее схватывание II рода 11 (ВКФ температуры и момента трения положительна 12) и последующее изменение градиента температуры 13.

10 По мере изменения градиента температуры 13 наблюдается термическое схватывание 14 при уменьшении упругих, возрастании пластических деформаций ФК (положительная ВКФ на рисунке 3.31), постепенно сменяющееся возникновением локальных металлических связей 15.

11 Возникновение локальных металлических связей 15 характеризуется износом, налипанием частиц металла на поверхности контакта, отрицательными значениями ВКФ 16 и критическим градиентом температуры 17.

12 Выход ювенильных участков металла обуславливает теперь второе значение «температуры вспышки» в 650 °С 18, некоторую динамическую неустойчивость и стабилизацию ИО диссипативной составляющей трения 19 – коэффициент трения больше не уменьшается, ВКФ температуры и момента трения отрицательна 20, а градиент температуры постоянен 21. Трибосистема переходит в режим механического изнашивания с высокой величиной относительного проскальзывания колеса относительно рельса, то есть *режим устойчивого боксования*.

По результатам стендовых испытаний установлено предельное значение дисперсии интегральных оценок величины диссипации энергии $[\sigma^2]$ в наиболее информативных частотных диапазонах, при достижении которой ещё не наблюдаются аномальные режимы контактирования. На основе этого можно реализовать задачу управления фрикционной системой подачей управляющего сигнала для изменения нагрузочно-скоростных режимов либо включения привода подачи модификатора трения для изменения свойств трибоконтакта.

СОГЛАСОВАНО
Проректор РГУПС
по научной работе
и информатизации
д.т.н., проф.

А.Н. Гудин



УТВЕРЖДАЮ

Технический директор

ОАО «Тихорецкий
машиностроительный завод
им. В.В.Воровского»

С.В. Коновалов

« » 2008 г.

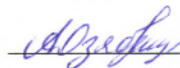
« » 2008 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Комиссия в составе представителей РГУПС: к.т.н., доцента Озябкина А.Л., аспирантов кафедры «Транспортные машины и триботехника» (ТМТ) Харламова П.В., Александрова А.А., Коновалова Д.С. и представителя ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод имени В.В.Воровского» Коновалова С.В. составили настоящий акт о том, что на кафедре «Транспортные машины и триботехника» была разработана и в результате совместной работы был внедрен метод модельной оптимизации эксплуатационных характеристик специализированного подвижного состава (СПС) при запуске в серийное производство машины серии МПТ-Г.

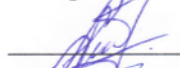
от РГУПС

к.т.н., доцент



Озябкин А.Л.

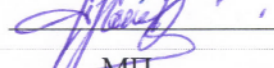
аспиранты кафедры «ТМТ»



Александров А.А.



Харламов П.В.



Коновалов Д.С.

МП

от ОАО «Тихорецкий машиностроительный
завод имени В.В.Воровского»

Технический директор



Коновалов С.В.

МП

СОГЛАСОВАНО
Проректор РГУПС
по научной работе
и информатизации
д.т.н., проф.

А.Н. Гуд

« » 2008 г.

УТВЕРЖДАЮ

Технический директор
ОАО «Тихорецкий
машиностроительный завод
им. В.В.Воровского»

С.В. Коновалов

2008 г.

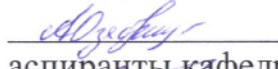
АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Комиссия в составе представителей РГУПС: к.т.н., доцента Озябкина А.Л., аспирантов кафедры «Транспортные машины и триботехника» (ТМТ) Харламова П.В. Александрова А.А., Коновалова Д.С. и представителя ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод имени В.В.Воровского» Коновалова С.В. составили настоящий акт о том, что в процессе разработки и подготовки к серийному выпуску машины МПТ-Г использованы результаты стендовых испытаний модели МПТ-Г. Были определены:

- 1) рациональные параметры коэффициентов жесткости рессорного опирания 375 кН/м;
- 2) снижен коэффициент динамики от 3,795 до 1,92, что устраняет возможность схода колесных пар с рельсов на скоростях до 100 км/ч;
- 3) оптимизированы параметры развески (приложение 1);
- 4) улучшены тяговые характеристики (на скоростях до 40-50 км/ч повышено до 2-3%, свыше 50 км/ч – до 5%) (приложение 2);
- 5) определено влияние третьего тела (смазочного материала) на величину тяги при лубрикации гребней колесных пар и сокращены потери тяговой энергии с 5% до 1%.

от РГУПС

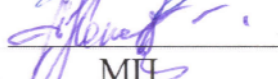
к.т.н., доцент

 Озябкин А.Л.

аспиранты кафедры «ТМТ»

 Александров А.А.

 Харламов П.В.

 Коновалов Д.С.

МП

от ОАО «Тихорецкий
машиностроительный завод имени
В.В.Воровского»

Технический директор



Коновалов С.В.

МП

АКТ
эксплуатационных испытаний
навесного оборудования для модифицирования тяговых поверхностей
колес на локомотиве ВЛ80см №3002

02.04.2012

г. Батайск

Мы ниже подписавшиеся составили акт о том, что в период с декабря 2011г. по март 2012г. были проведены эксплуатационные испытания навесного оборудования для модифицирования тяговых поверхностей колес на локомотиве ВЛ80см №3002.

В целом система БАС, установленная на локомотиве ВЛ-80см №3002, работоспособна и эффективна.

Отмечено улучшение стабильности тяговых характеристик локомотива, при этом расход песка для осуществления перевозочного процесса сократился на 20%.

Предложения:

1. Применить автоматизированную систему подачи модификаторов трения.
2. Применить систему предупреждения боксования колесных пар локомотивов.
3. Разработать бункер-накопитель повышенной емкости для возможности межремонтного пробега до 5 тыс. км.
4. Разработать более прочную оболочку брикетов модификаторов трения для лучших условий хранения, транспортировки и эксплуатации.

Заместитель начальника
Северо-Кавказской дирекции тяги



Ю.В. Титоренко

Главный инженер Северо-Кавказской
дирекции по ремонту ТПС



А.А. Долбус

УТВЕРЖДАЮ:

Первый проректор –
проректор по научной работе
ФГБОУ ВПО РГУПС
А.Н. Гуда
12 " 03 2012 г.

АКТ

об изготовлении опытных образцов устройства для модифицирования
тяговых поверхностей колёс и брикетов активизатора сцепления

Комиссия в составе: председателя – директора Научно-исследовательской части ФГБОУ ВПО РГУПС, к.т.н., доц. Носкова Владимира Николаевича; членов комиссии – НИР, зав. каф. ТМТ, д.т.н., проф. Шаповалова Владимира Владимировича, к.т.н., доц. Озябкина Андрея Львовича, аспирантов каф. ТМТ Ананко Анатолия Михайловича, Пронина Виталия Валерьевича составили настоящий акт об изготовлении опытных образцов устройства для модифицирования тяговых поверхностей колёс для магистральных электровозов серии ВЛ80, 2ЭС5К в количестве 16 единиц, согласно конструкторской документации (МТ) и брикетов активизаторов сцепления в количестве 200 ед.

Опытные образцы изготовлены в соответствии с техническим заданием договора и календарным планом (этап №2) №612 от 6 июля 2012 г. «Разработка, изготовление и эксплуатационные испытания навесного оборудования на локомотивы для модифицирования тяговых поверхностей колёс с целью повышения величины и стабильности тягового усилия локомотивов».

Председатель комиссии:

Члены комиссии:

В.Н. Носков

В.В. Шаповалов

А.Л. Озябкин

А.М. Ананко

В.В. Пронин

АКТ

О монтаже устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес

28.09.2012г.

г. Батайск

Комиссии в составе:

Председателя комиссии –

Долбуса А.А. – главного инженера Северо-Кавказской дирекции по ремонту тягового подвижного состава,

Членов комиссии:

Фейзова Э.Э. - инженера технического отдела Северо-Кавказской дирекции по ремонту тягового подвижного состава,

Харченко С.В. - инженера первой категории Северо-Кавказской дирекции тяги,

Кутняхова В.М. – ведущего инженера участка эксплуатации локомотивов Батайск Северо-Кавказской дирекции тяги,

Шаповалова В.В. – профессора РГУПС,

Щербак П.Н. – профессора РГУПС,

Озябкина А.Л. – доцента РГУПС,

Ананко А.М. – научного сотрудника РГУПС,

Пронина В.В. – аспиранта РГУПС,

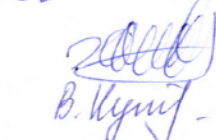
назначенная приказом начальника Северо-Кавказской дирекции по ремонту тягового подвижного состава – структурного подразделения Дирекции по ремонту тягового подвижного состава – филиала ОАО «РЖД» Степановым Р.А. №232/ТР от 15.08.2012г., составила настоящий акт о том, что устройство для модифицирования тяговых поверхностей колес в объеме 16 конструкций смонтировано на электровозе серии ВЛ80 №1286 приписки ТЧЭ-14 Сальск.

Председатель комиссии

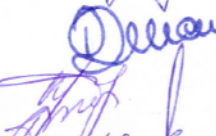
Члены комиссии



А.А. Долбус



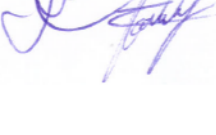
Э.Э. Фейзов



С.В. Харченко



В.М. Кутняхов



В.В. Шаповалов



П.Н. Щербак



А.Л. Озябкин

А.М. Ананко

В.В. Пронин

УТВЕРЖДАЮ:

Начальник Северо-Кавказской
дирекции по ремонту тягового
подвижного состава – структурного
подразделения Дирекции по ремонту
тягового подвижного состава –
филиала ОАО «РЖД»



Р.А. Степанов

2012 г.

АКТ

О проведении предварительных испытаний устройства для модифицирования
тяговых поверхностей колес

11.10.2012г.

г. Батайск

Комиссии в составе:

Председателя комиссии –

Долбуса А.А. – главного инженера Северо-Кавказской дирекции по ремонту
тягового подвижного состава,

Членов комиссии:

Фейзова Э.Э. - инженера технического отдела Северо-Кавказской дирекции по
ремонту тягового подвижного состава,

Харченко С.В. - инженера первой категории Северо-Кавказской дирекции тяги,

Кутняхова В.М. – ведущего инженера участка эксплуатации локомотивов Батайск
Северо-Кавказской дирекции тяги,

Шаповалова В.В. – профессора РГУПС,

Щербака П.Н. – профессора РГУПС,

Озябкина А.Л. – доцента РГУПС,

Ананко А.М. – научного сотрудника РГУПС,

Пронина В.В. – аспиранта РГУПС,

назначенная приказом начальника Северо-Кавказской дирекции по ремонту тягового подвижного состава – структурного подразделения Дирекции по ремонту тягового подвижного состава – филиала ОАО «РЖД» Степановым Р.А. №232/ТР от 15.08.2012г., провела приемочные испытания устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес, изготовленных ФГБОУ ВПО РГУПС в рамках договора №612 на выполнение работ по плану научно-технического развития ОАО «РЖД» (НИОКР) от 06.07.2012г.

Комиссии рассмотрела:

1. Техническое задание на устройство для модифицирования тяговых поверхностей колес;
2. Проект технических условий на продукцию;
3. Опытные образцы устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес;
4. Опытные образцы брикетов модификатора трения;
5. Конструкторскую документацию ФГБОУ ВПО РГУПС на устройство для модифицирования тяговых поверхностей колес;
6. Программу и методику проведения приемочных испытаний;
7. Акт предварительных испытаний;
8. Протокол предварительных испытаний;
9. Протокол приемочных испытаний.

Комиссия постановила:

1. Образцы устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес соответствуют требованиям технического задания на устройство для модифицирования тяговых поверхностей колес. В представленном виде

- образцы устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес допускаются к сдаче потребителю.
2. Полученные результаты предварительных и приемочных испытаний подтверждают конкурентоспособность устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес.
 3. Уведомление и заявочные материалы на получение правоохранного документа на изобретение «Устройство для модифицирования тяговых поверхностей колес» направлены в Управление по вопросам интеллектуальной собственности ОАО «РЖД».
 4. Образцы устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес соответствуют требованиям чертежа СМТ-01.00.00.000СБ.
 5. Конструкторская документация соответствует требованиям ЕСКД.
 6. Представленный проект технических условий отражает соответствующие требования к осуществлению выпуска продукции, документ устанавливает требования к качеству и безопасности производимой продукции.
 7. По завершении испытаний возможно дальнейшее использование опытных образцов устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес.
 8. Работы по проведению испытаний устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес выполнены в соответствии с положениями ОСТ 32.181-2001 «Система разработки и постановки продукции на производство».
 9. Испытания устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес считать освоенными в соответствии с ОСТ 32.181-2001 «Система разработки и постановки продукции на производство».
 10. При выполнении работ по постановке продукции на производство

рекомендуется изготовление установочной серии в объеме 10 комплектов.

Председатель комиссии

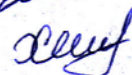
Члены комиссии



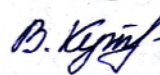
А.А. Долбус



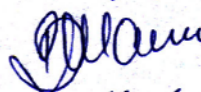
Э.Э. Фейзов



С.В. Харченко



В.М. Кутняхов



В.В. Шаповалов



П.Н. Щербак



А.Л. Озябкин



А.М. Ананко



В.В. Пронин

УТВЕРЖДАЮ:

Начальник Северо-Кавказской
дирекции по ремонту тягового
подвижного состава – структурного
подразделения Дирекции по ремонту
тягового подвижного состава –
филиала ОАО «РЖД»



Р.А. Степанов
12 октября 2012 г.

ПРОТОКОЛ

проведения приемочных испытаний устройства для модифицирования тяговых
поверхностей колес

11.10.2012г.

г. Батайск

Комиссии в составе:

Председателя комиссии –

Долбуса А.А. – главного инженера Северо-Кавказской дирекции по ремонту
тягового подвижного состава,

Членов комиссии:

Фейзова Э.Э. - инженера технического отдела Северо-Кавказской дирекции по
ремонту тягового подвижного состава,

Харченко С.В. - инженера первой категории Северо-Кавказской дирекции тяги.

Кутняхова В.М. – ведущего инженера участка эксплуатации локомотивов Батайск
Северо-Кавказской дирекции тяги,

Шаповалова В.В. – профессора РГУПС,

Щербака П.Н. – профессора РГУПС,

Озябкина А.Л. – доцента РГУПС,

Ананко А.М. – научного сотрудника РГУПС,

Пронина В.В. – аспиранта РГУПС,

назначенная приказом начальника Северо-Кавказской дирекции по ремонту тягового подвижного состава – структурного подразделения Дирекции по ремонту тягового подвижного состава – филиала ОАО «РЖД» Степановым Р.А. №232/ТР от 15.08.2012г., провела приемочные испытания устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес, изготовленных ФГБОУ ВПО РГУПС в рамках договора №612 на выполнение работ по плану научно-технического развития ОАО «РЖД» (НИОКР) от 06.07.2012г.

Результаты осмотра устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес показали, что опытные образцы соответствуют требованиям чертежа СМТ-01.00.00.000СБ.

Произведена проверка конструкторской документации устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес. Конструкторская документация соответствует требованиям ЕСКД.

С целью определения необходимого давления в пневмосистеме привода подачи брикетов фрикционного смазочного материала к тяговой поверхности бандажей колесных пар локомотива ВЛ80 №1286 произведена подъемка колесных пар локомотива на ремонтной позиции. Обеспечен нормированный расход брикетов фрикционного смазочного материала. Оптимальное давление составляет 0,6 атм.

В ночь с 07 на 08 октября 2012г. была проверена эффективность применения устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес электровоза ВЛ80 №1286 на участке следования Батайск-Лихая (157 км). На затяжных участках на подъем 8-9‰ длиной 18,5км (от ст. Каменоломни 1140 км до ст. Горная 1121 км) и подъем 10,5-11,5‰ длиной 19км (от ст. Сулин 1104км до ст. Зверево 1085км) отмечено повышение стабильности на 30-40% и величины на 15-20% тяговых характеристик локомотива (Приложение).

На ТО-2 11.10.2012г. в ТЧЦР-45 Батайск произведен визуальный контроль устройства для модифицирования тяговых поверхностей колес. Опытные образцы соответствуют требованиям чертежа СМТ-01.00.00.000СБ и техническим требованиям на устройство, все зазоры после пробега локомотива 1512 км в пределах установленных норм, вмятин, дефектов устройства не обнаружено,

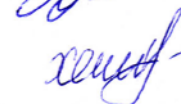
устройство для модифицирования тяговых поверхностей колес находится в работоспособном состоянии. Общий износ брикета составил 29мм на участке подъема 37,5 км. Расчетный ресурс разовой заправки составил 647 км участков следования на подъем с необходимостью применения фрикционного модифицирования тяговых поверхностей колес электровозов. Расчетный ресурс разовой заправки составляет 3007 км.

Председатель комиссии

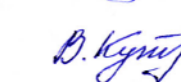
Члены комиссии



А.А. Долбус



Э.Э. Фейзов



С.В. Харченко



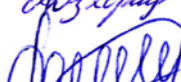
В.М. Кутняхов



В.В. Шаповалов



П.Н. Щербак



А.Л. Озябкин



А.М. Ананко



В.В. Пронин

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер Северо-Кавказской
дирекции по ремонту тягового подвижного
состава – структурного подразделения
Дирекции по ремонту тягового подвижного
состава филиала ОАО «РЖД»



А.А. Долбус

АКТ

проведения эксплуатационных испытаний
гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07.

В период с января 2010 года по июнь 2011 года проведены эксплуатационные испытания гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на полигоне Северо-Кавказской железной дороги. В ходе эксплуатационных испытаний были получены следующие результаты:

1. До установки гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на локомотивы контрольной группы серии ВЛ-80 приписки ТЧЭ-11 Тимашевская интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составляла 0,356 мм/10000км, по окончанию эксплуатационных испытаний интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составила 0,166 мм/10000км. Интенсивность износа уменьшена в 2,1 раза.

2. До установки гребнерельсосмазывателей ГРС-20.07 на локомотивы серии ВЛ-80 приписки ТЧЭ-14 Сальск интенсивность износа гребней бандажей колесных пар составляла 0,369 мм/10000км, по окончанию эксплуатационных испытаний интенсивность износа гребней бандажей

колесных пар составила 0,264 мм/10000км. Интенсивность износа уменьшена на 28,5%.

Таким образом, сделан вывод, что внедрение технологии «ГРС-РАПС» и оборудование гребнерельсосмазывателями ГРС-20.07 магистральных электровозов позволило существенно снизить интенсивность износа гребней бандажей колесных пар локомотивов.

Инженер технического отдела

Северо-Кавказской дирекции

по ремонту тягового подвижного состава

Э.Э. Фейзов

Главный инженер ремонтного

локомотивного депо Тимашевск-Кавказский



К.Б. Христианов

Главный инженер ремонтного

локомотивного депо Сальск-Грузовое



В.В. Кленин

СОГЛАСОВАНО
Первый проректор –
проректор по научной работе



д.т.н., проф.
ФГБОУ ВПО РГУПС
А.Н. Гуда
« » 2012г.

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер,
ОАО «Тихорецкий
машиностроительный завод
им. В.В. Воровского»
А.В. Поляков
« » 2012г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Комиссия в составе представителей РГУПС: к.т.н., доцента Озябкина А.Л., аспирантов Ананко А.М., Фейзова Э.Э., студента факультета «Дорожно-строительные машины» (ДСМ) Каншева В.О. и представителей ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод имени В.В. Воровского» Коробейникова Т.А. и Тихонова А.А. составили настоящий акт о том, что с целью увеличения ресурса колесных пар специализированного подвижного состава (СПС) на кафедре «Транспортные машины и триботехника» была разработана конструкция гребнесмазывателя кассетного типа с бесприводной системой подачи (ГРС 50.05) которая внедрена на серийно выпускаемых мотовозах МПТ-6.

от РГУПС
к.т.н., доцент
Озябкин А.Л.
аспиранты кафедры «ТМТ»
Ананко А.М.
Фейзов Э.Э.
студент факультета «ДСМ»
Каншев В.О.
МП

от ОАО «Тихорецкий
машиностроительный завод им.
В.В. Воровского»
Главный конструктор
Коробейников Т.А.
Начальник бюро
грузоподъемного и навесного
оборудования
Тихонов А.А.
МП

СОГЛАСОВАНО

Первый проректор –
проректор по научной работед.т.н., проф.
ФГБОУ ВПО РГУПС
А.Н. Гуда

« » 2012г.



УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер

ОАО «Тихорецкий
машиностроительный завод
им. В.В. Воровского»

А.В. Поляков

« » 2012г.

**АКТ ИСПЫТАНИЙ**

Комиссия в составе представителей РГУПС: к.т.н., доцента Озябкина А.Л., аспирантов кафедры «Транспортные машины и триботехника» (ТМТ) Ананко А.М., Фейзова Э.Э., студента факультета «Дорожно-строительные машины» (ДСМ) Каншева В.О. и представителей ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод имени В.В. Воровского» Коробейникова Т.А. и Тихонова А.А. составили настоящий акт о том, что при подготовке к внедрению конструкции гребнесмазывателя (ГРС 50.05) на серийно выпускаемые мотовозы МПТ-6 зафиксированы следующие характеристики:

- 1) снижение потерь тяговой мощности при лубрикации гребней колесных пар смазочным материалом типа РАПС (разовое антифрикционное покрытие – смазочный материал) с 7% до 1%;
- 2) снижение остроконечного наката и износа гребней колес в 3 раза;
- 3) экономический эффект от внедрения гребнесмазывателей (ГРС 50.05) составил 29327,6 рублей в год.

от РГУПС

к.т.н., доцент

А.Л. Озябкин Озябкин А.Л.
аспиранты кафедры «ТМТ»
А.М. Ананко Ананко А.М.
Э.Э. Фейзов Фейзов Э.Э.
студент факультета «ДСМ»
В.О. Каншев Каншев В.О.

МП

от ОАО «Тихорецкий
машиностроительный завод им.
В.В. Воровского»

Главный конструктор

Т.А. Коробейников Коробейников Т.А.
Начальник бюро
грузоподъемного и навесного
оборудования

А.А. Тихонов Тихонов А.А.
МП

«УТВЕРЖДАЮ»**Главный инженер****Северо-Кавказской железной дороги****– филиала ОАО «РЖД»****Костюк В.В.****АКТ****Проведения эксплуатационных испытаний
Противоползунной системы с двухкоординатным
демпфированием ППС-12Д**

С целью уточнения эксплуатационных характеристик в соответствии с распоряжением НР 1633 А от 21.01.2010г. первая тормозная позиция 22 сортировочного пути парка «А» ст. Тихорецкая СКЖД 05 февраля 2010 года была оборудована системой ППС-12Д с двухкоординатным демпфированием. На основании анализа результатов более чем двухлетней постоянной эксплуатации системы ППС-12Д были сделаны следующие выводы:

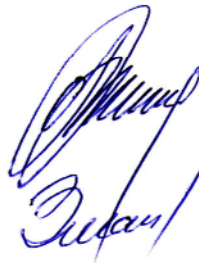
1. В период с 5 февраля 2010 года, то есть с момента введения системы ППС-12Д в эксплуатацию не было зафиксировано случаев выхода из строя элементов конструкции. В настоящее время конструкция ППС-12Д находится в работоспособном состоянии, обеспечивая проворот подбашмаченной колесной пары при ее прохождении позиции 22, где установлена система ППС-12Д на угол не менее 7-10°.
2. Наличие высокoeffективной системы двухкоординатного демпфирования исключает динамические нагрузки при взаимодействии гребней колес подвижного состава с разгружающим модулем ППС-12Д, в связи с чем исключается возможность возникновения явления «перенаклепа» материала гребней колес и разрушения их в процессе эксплуатации.
3. Снижение динамических нагрузок на элементы конструкции ППС-12Д за счет двухкоординатного демпфирования обеспечивает увеличение в 30-50 раз срок безремонтной эксплуатации системы ППС-12Д.

4. За два года эксплуатации системы ППС-12Д износ рабочих поверхностей разгружающего модуля составил величину не более 6 мм, что обеспечивает возможность дальнейшей эффективной эксплуатации конструкции ППС-12Д.
5. Наличие в системе ППС-12Д механизма компенсации износа ΔU (до 15мм) рабочих поверхностей разгружающего модуля обеспечивает заявленную в Технических условиях ТУ 3185-021-01116006-2009 долговечность системы (не менее 3-х лет) без замены элементов конструкции.

Вышеуказанные данные позволяют сделать вывод о возможности серийного внедрения противоползунной системы ППС-12Д на всех тормозных позициях сортировочных путей ст. Тихорецкая.

Члены комиссии:

Главный инженер ст. Тихорецкая



С.В. Гнездилов.

Профессор РГУПС



В.В. Шаповалов.

Мастер пути 11 околотка



В.А. Гризодуб.

Инженер



Э.Э. Фейзов

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер
Северо-Кавказской дирекции
управления движением –
структурного подразделения
Центральной дирекции
управления движением ОАО «РЖД»



В.Н. Шаманаев

« 13 » 11 2013 г.

АКТ**внедрения противоползунной системы ППС-12Д**

Комиссия в составе:

председатель: Костюк В.В. – главный инженер Северо-Кавказской железной дороги – филиала ОАО «РЖД»;

члены комиссии:

Лубягов А.М. – директор по развитию ОАО «Желдорреммаш»;

Гнездилов С.В. – главный инженер ж.д. ст. Тихорецкая;

Щербак П.Н. – д.т.н., профессор ФГБОУ ВПО РГУПС;

Озябкин А.Л. – к.т.н., доцент ФГБОУ ВПО РГУПС;

Фейзов Э.Э. – аспирант ФГБОУ ВПО РГУПС;

Гнездилов А.С. – студент ФГБОУ ВПО РГУПС

составила настоящий акт о том, что противоползунная система ППС-12Д разработки ФГБОУ ВПО РГУПС с оптимизированными упруго-диссипативными связями и двухкоординатным демпфированием внедрена и используется при роспуске вагонов для предотвращения образования «ползунов» на немеханизированной сортировочной горке ст. Тихорецкая Северо-Кавказской дирекции управления движением.

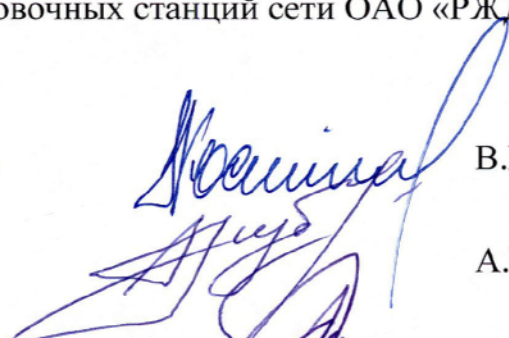
Противоползунная система ППС-12Д имеет следующие технико-экономические характеристики:

1. Полное устранение образования «ползунов».
2. Нарботка на отказ – пропуск не менее 1 млн. колёсных пар или трехлетняя эксплуатация при средней интенсивности работы сортировочной горки.
3. Срок службы – 10 лет.
4. Исключение возникновения критической динамической нагрузки при взаимодействии гребней колес подвижного состава с разгружающим модулем ППС-12Д.

5. Увеличение в 30–50 раз срока безремонтной эксплуатации системы ППС-12Д относительно предшествующих моделей противоползунных систем за счет применения двухкоординатного демпфирования.

Вышеуказанные данные и опыт эксплуатации позволяют сделать вывод о возможности и целесообразности широкомасштабного внедрения противоползунной системы ППС-12Д на всех тормозных позициях немеханизированных сортировочных станций сети ОАО «РЖД».

Председатель комиссии:

 В.В. Костюк

Члены комиссии:

 А.М. Лубягов

 С.В. Гнездилов

 П.Н. Щербак

 А.Л. Озябкин

 Э.Э. Фейзов

 А.С. Гнездилов

УТВЕРЖДАЮ:
Главный инженер
Северо-Кавказской железной
дороги – филиала ОАО «РЖД»
В.В. Костюк
« » 2013 г.

АКТ

о проведении эксплуатационных испытаний на Северной горке станции
Батайск экспериментального устройства УМПТ-Ф для нанесения
модификатора поверхности трения для снижения уровня шума при роспуске
вагонов

г. Батайск

15.03.2013г.

Мы, нижеподписавшиеся, представители от Заказчика – ОАО «РЖД»,
и представители Исполнителя – федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения» составили
настоящий акт о проведении эксплуатационных испытаний
экспериментального устройства УМПТ-Ф для нанесения модификатора
поверхности трения (в дальнейшем – устройство) для снижения уровня шума
при роспуске вагонов с нанесением шумоподавляющей фрикционной
композиции МПТ-Ф-03-02 в рамках договора № 1217 от 17.12.2012 г. по
плану научно-технического развития ОАО «РЖД», выполненным по пунктам
3.2, 3.3 программы и методике испытаний.

В результате проведенного 1/12-долеоктавного анализа шумов,
возникающих при сортировке грузовых вагонов на механизированных
сортировочных горках ст. Батайск Северо-Кавказской железной дороги
зафиксированных при помощи поверенного прибора ЭКОФИЗИКА
(см. приложение 1), который устанавливался на расстоянии 2 и 7,5 м от
тормозных позиций, был установлен:

Уровень шума превышающий в 2,5 раза нормы допустимые по СНиП
23-03-2003 наблюдался на частотах, превышающих 2000 Гц. На рисунке 1

представлены результаты измерений среднего значения уровня шума и его среднеквадратичного отклонения (СКО).



Рисунок 1 - Результаты измерений среднего значения уровня шума и его среднеквадратичного отклонения.

Используя метод ранговой корреляции выявлены значимые, существенные и малозначимые октавные частоты по уровню шумового воздействия на окружающую среду. Результаты представлены на рисунке 2.

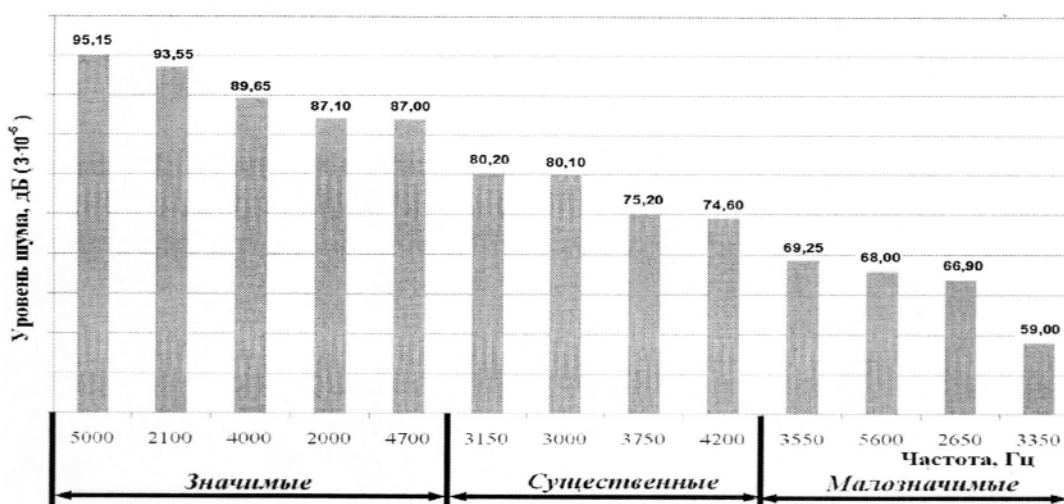


Рисунок 2 – Ранжирование частот по уровню шумового воздействия на окружающую среду.

Сравнение полученных значений с допустимыми, приведенными в СНиП 23-03-2003, представлены в таблице 1.

Табл. 1 – Допустимые уровни звукового давления и шума в октавных полосах частот

Наименование	Среднегеометрические частоты октавных полос в Гц								Уровни звука в дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
	Уровни звукового давления в дБ								
1. При шуме, проникающем извне помещений, находящихся на территории предприятий:									
а) кабины наблюдения и дистанционного управления	94	87	82	78	75	73	71	70	80
б) то же, с речевой связью	83	74	68	63	60	57	55	54	65
2. Территории, непосредственно прилегающие к зданиям поликлиник, школ и других учебных заведений, детских дошкольных учреждений, площадки отдыха микрорайонов и групп жилых домов:									
	75	66	59	54	50	47	45	44	55
3. Пассажирские залы вокзалов:									
	79	70	63	58	55	52	50	49	60

Таким образом получается, что уровень звукового давления превышает допустимые нормы.

В результате проведения эксплуатационных испытаний было установлено:

1. Устройство системы привода подачи модификатора поверхности трения смонтировано в тупике Северной сортировочной горке ст. Батайск, согласно схемы привязки;

2. После нанесения устройством шумоподавляющей фрикционной композиции МПТ-Ф-03-02 было выявлено подавление шума по всем частотным диапазонам до уровня не превышающего СНиП 23-03-2003 со 150 дБ до 40дБ при прохождении грузовым вагоном массой 69 т. под № 56313711 всех трех тормозных позиций;
3. После нанесения устройством шумоподавляющей фрикционной композиции торможение вагона проводилось в штатном режиме. Косвенная оценка коэффициента трения проводилась по величине тормозного усилия, т.е. без изменений.

Используя методику трибоспектральной идентификации выполнены исследования по влиянию шумоподавляющих фрикционных модификаторов трения на амплитудную составляющую вибрационных колебаний системы по наиболее характерным октавным полосам частот. В качестве выходной оценки была принята величина степени диссипации: чем выше её величина, тем время переходных процессов меньше, тем более стабильна система. Результаты исследований представлены на рисунке 3.

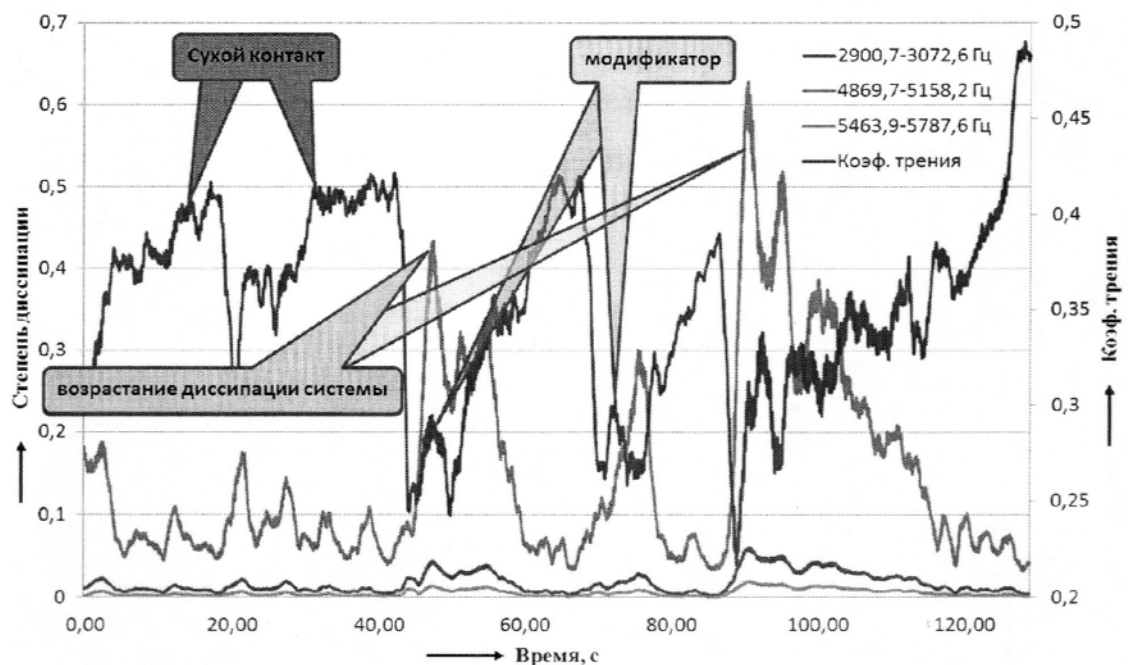


Рисунок 3 – Трибохарактеристики исследуемой системы при отсутствии модификаторов трения и их наличии

Согласно рисунку 3 установлено степень демпфирования системы возрастает с 0,1 до 0,4–0,65, что свидетельствует о значительном снижении амплитуд вибрационных колебаний и времени переходных процессов (при величине степени демпфирования 0,707 время переходного процесса не превышает 2–3 периода колебаний).

В результате анализа данных эксплуатационных испытаний были сделаны следующие выводы:

1. Экспериментальная конструкция устройства, обеспечивает нанесение необходимого объема фрикционной композиции МПТ-Ф-03-02 на боковую поверхность колес вагонов.
2. Шумоподавляющая фрикционная композиция МПТ-Ф-03-02, обеспечивает снижение уровня шума до величин не превышающих допустимые нормы по СНиП-23-03-2003;
3. За счет наличия приемного устройства и отсутствия связей в горизонтальной плоскости конструкция комплекса хорошо адаптируется (ориентируется) относительно колес грузового вагона, боковая поверхность которых модифицируется устройством УМПТ-Ф для снижения уровня шума;
4. За счет применения экспериментального устройства УМПТ-Ф с целью снижения уровня шума при роспуске вагонов с нанесением оптимальной шумоподавляющей фрикционной композиции МПТ-Ф-03-02 обеспечивается снижение пиковой громкости звука, которая достигает от 150 дБ до 40 дБ.

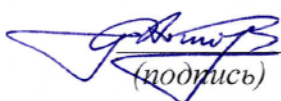
5. Весь объем работ выполнен согласно календарному плану.

Приложение:

1. Технические характеристики прибора ЭКОФИЗИКА – на л. в 1 экз.

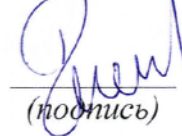
От исполнителя:

Директор НИЧ ФГБОУ ВПО РГУПС

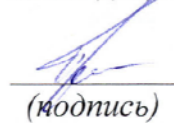
 В.Н. Носков
(подпись) (расшифровка
подписи)

Заведующий каф. ТМТ

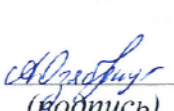
ФГБОУ ВПО РГУПС

 В.В. Шаповалов
(подпись) (расшифровка
подписи)

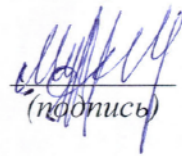
К.т.н. доц. ФГБОУ ВПО РГУПС

 А.В. Парчевский
(подпись) (расшифровка
подписи)

К.т.н. доц. ФГБОУ ВПО РГУПС

 А.Л. Озябкин
(подпись) (расшифровка
подписи)

Аспирант каф. ТМТ ФГБОУ ВПО
РГУПС

 Р.М. Муртазаалиев
(подпись) (расшифровка
подписи)

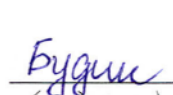
От заказчика:

Дежурный по

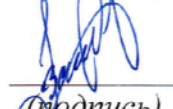
сортировочной горки

 М.А. Галатина
(подпись) (расшифровка
подписи)

Оператор сортировочной
горки

 А.Г. Будин
(подпись) (расшифровка
подписи)

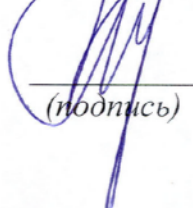
Маневровый диспетчер

 С.Н. Васильченко
(подпись) (расшифровка
подписи)

Главный инженер
дистанции пути ПЧ-4

 Д.С. Титов
(подпись) (расшифровка
подписи)

Начальник станции Батайск

 В.А. Кривошеев
(подпись) (расшифровка
подписи)



УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
ФГБОУ ВПО РГУПС

А.Н. Гуда

2013 г.

АКТ

о применении комплекса универсальных методов
физико-математического моделирования, трибоспектральной
идентификации и экспериментальной триботермодинамики

Комиссия в составе: председателя – директора научно-исследовательской части ФГБОУ ВПО РГУПС, к.т.н., доц. Носкова Владимира Николаевича; членов комиссии – зав. каф. ТМТ, д.т.н., проф. Шаповалова Владимира Владимировича; к.т.н., доц. Парчевского Александра Викторовича; к.т.н., доц. Озябкина Андрея Львовича; асп. каф. ТМТ Муртазаалиева Руслана Муртазаалиевича, составили настоящий акт о том, что при выполнении договора № 1217 от 17.12.2012 г. «Устройство понижения уровня шума, возникающего при взаимодействии боковых поверхностей колёс грузовых вагонов с тормозными шинами вагонных замедлителей» (шифр 10.011) по плану научно-технического развития ОАО «РЖД» на 2012 г. использован созданный в университете комплекс универсальных методов физико-математического моделирования, трибоспектральной идентификации и экспериментальной триботермодинамики.

Указанный выше комплекс позволил создать физическую модель подсистемы «колесо – шина», обеспечивающую подобие динамических характеристик модели и объекта исследования, идентифицировать значения максимальных контактных температур методом экспериментальной триботермодинамики и резонансные амплитуды колебаний колёс и тормозных шин методами трибоспектральной идентификации и долеоктавного спектрального анализа процессов трения.

Для решения задачи снижения уровня шума, возникающего при торможении грузовых вагонов на механизированных сортировочных горках, до величин, регламентированных СНиП 23-03-2003 для железнодорожных станций, разработаны несколько вариантов шумоподавляющих фрикционных модификаторов поверхности трения (МПТ-Ф).

С использованием рассматриваемого комплекса выполнены исследования влияния МПТ-Ф по амплитудным составляющим вибрационных колебаний подсистемы «колесо – шина» на наиболее характерных октавных полосах частот. Выходной оценкой принята оценка степени диссипации, впервые введён-

ной в рассмотрение в диссертации Озябкина А.Л. на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 05.02.04 «Трение и износ в машинах». Результаты этих исследований представлены на рис. 1.

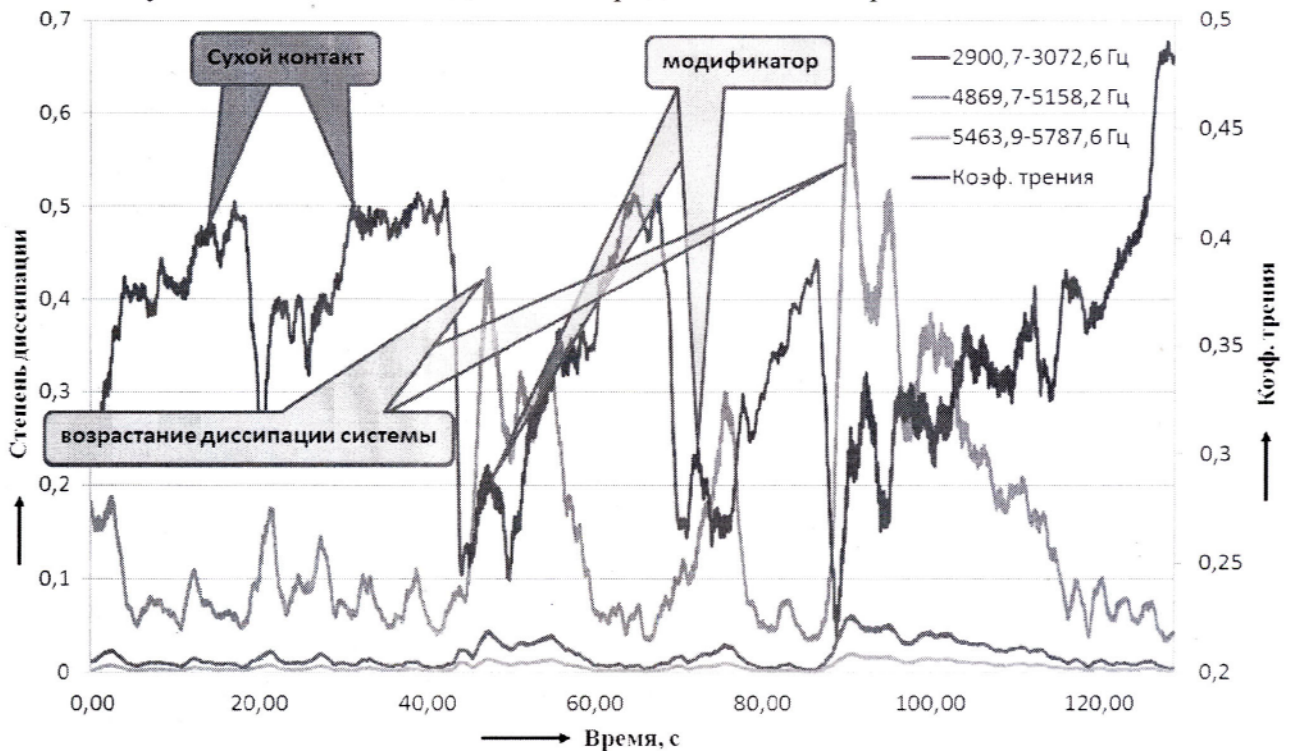


Рис. 1 – Трибохарактеристики модельной подсистемы «колесо – шина» в 1/12-долеоктавных полосах частот при отсутствии и наличии МПТ-Ф

При выполнении модельных исследований подсистемы «колесо – шина» и МПТ-Ф установлено, что эквивалентная степень демпфирования системы возрастает с 0,1 до 0,4–0,65, что свидетельствует о значительном снижении амплитуд вибрационных колебаний, времени переходных процессов и акустического шума, являющегося результатом фрикционного взаимодействия поверхностей трения колёс и тормозных шин.

Эксплуатационные испытания устройства УМПТ-Ф для нанесения модификатора поверхности трения (акт от 15.03.2013) подтверждают результаты лабораторных и стендовых исследований модельной подсистемы «колесо – шина», что свидетельствует о достоверности выполненных модельных исследований с применением рассмотренного выше комплекса методов.

В.Н. Носков
В.В. Шаповалов
А.В. Парчевский
А.Л. Озябкин
Р.М. Муртазаалиев

В.Н. Носков
 В.В. Шаповалов
 А.В. Парчевский
 А.Л. Озябкин
 Р.М. Муртазаалиев