

РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

На правах рукописи

Харламов Павел Викторович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ «ПУТЬ-
ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ» ТЕРМОМЕТАЛЛОПЛАКИРОВАНИЕМ
ФРИКЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОЛЕСА И РЕЛЬСА**

Специальности: 2.5.3 – «Трение и износ в машинах»
05.22.07 – «Подвижной состав железных дорог, тяга
поездов и электрификация»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени
доктора технических наук

Научные консультанты:
по специальности 2.5.3 – д.т.н., профессор Колесников Игорь
Владимирович
по специальности 05.22.07 – д.т.н., профессор Шаповалов Владимир
Владимирович

Ростов-на-Дону

2021

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАБОТ В НАПРАВЛЕНИИ КОНТАКТУТИРОВАНИЯ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И РЕЛЬСОВ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА И ПУТИ.....	17
2 МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КВАЗИЛИНЕЙНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ	33
2.1 Моделирование подвижного состава при движении в криволинейном участке пути.....	33
2.2 Использование методики трибоспектральной идентификации поперечных колебаний набегающей колёсной пары.....	58
2.3 Оценка статистической адекватности математической модели.....	71
2.4 Результаты квантово-химических расчетов когезии и адгезии в системах, содержащих элементы FE, CU, AL, ZN.....	74
2.5 Физическое моделирование подвижного состава.....	94
3 МЕТОДИКИ ТРИБОСПЕКТРАЛЬНОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ И МОНИТОРИНГА ИЗМЕНЕНИЙ УПРУГО-ДИССИПАТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	101
3.1 Краткое описание методик трибоспектральной идентификации и мониторинга изменений упруго-диссипативных характеристик.....	101
3.2 Условия проведения модельных испытаний.....	119
3.3 Результаты трибоспектральной идентификации упруго- диссипативных характеристик подсистемы «гребень колеса – боковая грань головки рельса».....	121
3.3.1 Смазочный материал РАПС-1	122
3.3.2 Смазочный материал РАПС-2	135
3.3.3 Оценка ресурса смазочных материалов.....	141
3.4 Результаты трибоспектральной идентификации упруго-	

диссипативных характеристик подсистемы «тяговая поверхность колеса – рельс» с использованием металлоплакирующих материалов.....	143
3.4.1Metalлоплакирование поверхностей трения при проскальзывании 2,6 %	144
3.4.2Metalлоплакирование поверхностей трения при проскальзывании 1,0 %	150
3.4.3Metalлоплакирование поверхностей трения при проскальзывании 2,0 %	153
3.4.4Metalлоплакирование поверхностей трения твёрдым плакирующим материалом при проскальзывании 0,4 %	156
3.4.5Metalлоплакирование поверхностей трения твёрдым и мягким плакирующими материалами при проскальзывании 3,3 % и различной интенсивностью нанесения.....	159
3.5 Методика физико-математического моделирования и подобия. Результаты стендовых испытаний.....	164
3.6 Выводы.....	177
4 ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПЕРЕНОСА МЕТАЛЛОПЛАКИРУЮЩЕГО МОДИФИКАТОРА ТРЕНИЯ И АНАЛИЗ ЕГО ВЛИЯНИЯ НА МИКРОРЕЛЬЕФ ФРИКЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	180
4.1 Исследование морфологии поверхности лабораторных образцов.....	180
4.2 Исследования свойств модифицированного покрытия поверхностей трибоконтакта.....	189
4.3 Анализ вторичных структур образованных металлоплакирующим модификатором методом рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии.....	271
5 ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МЕТАЛЛОПЛАКИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ	

ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА.....	280
5.1 Применение технологии металлоплакирования для реализации образования покрытия с требуемыми функциональными свойствами.....	280
5.2 Эксплуатационные испытания.....	298
ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ.....	311
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	314
ПРИЛОЖЕНИЕ А	
Горизонтальная динамика трехосной тележки в переходной и круговой кривой.....	345
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	
Результаты математического моделирования сцепления колесных пар с рельсами.....	361
ПРИЛОЖЕНИЕ В	
Результаты расчёта частотных и переходных характеристик набегающей колёсной пары тележки тепловоза 2ТЭ116.....	383
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	
Анализ частотных и переходных критериев качества динамической системы при отрицательном значении непогашенного ускорения.....	401
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	
Анализ частотных и переходных критериев качества динамической системы при нулевом значении непогашенного ускорения	449
ПРИЛОЖЕНИЕ Е	
Анализ частотных и переходных критериев качества динамической системы при положительном значении непогашенного ускорения	456
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж	
Акты внедрения.....	463

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Сегодня – в век инновационных технологий, повышенных нагрузок и скоростей на всех видах транспорта, предъявляются высокие требования к надежности работы тяжелонагруженных трибосистем. Поэтому весьма актуальным научным направлением исследований является повышение износостойкости узлов трения путем установления механизмов, протекающих на фрикционном контакте с модифицирующим покрытием с учетом эволюции свойств поверхностных трибослоев, сопровождающихся изменением свойств структуры трущихся материалов. В этой связи проблема разработки технологии управления процессами, протекающими во фрикционном контакте колеса локомотива с рельсом, является актуальной.

Перспективным подходом для обеспечения в России освоения нового высокотехнологичного уклада является развитие скоростного железнодорожного транспорта. Кроме того, огромная территория, соединяющая страны ЕС, Юго-Восточной Азии, Североамериканского континента становится основой для развития и подъема национальной экономики.

Интеграция России с другими странами требует не только развития межрегиональных транспортных сетей воздушного, морского, железнодорожного и автомобильного транспорта, но и модернизации транспортной инфраструктуры, развития логистики, применения отечественного программного обеспечения, а также увеличения пропускной способности. В соответствии с поставленными задачами необходимы мероприятия по реконструкции верхнего строения пути железнодорожных путей, мостов и туннелей, а также подвижного состава.

В последние годы для решения проблем фрикционной подсистемы «колесо – рельс» применяют целый ряд технологических решений, связанных с методами введения третьего тела в область фрикционного взаимодействия колёс и рельсов. Так, например, для снижения потерь тяговой мощности локомотивов в криволинейных участках железнодорожного пути, предотвращения термоповреждений гребней колёсных пар развиваются технические средства лубрикации, подачи смазочных покрытий на гребни колёсных пар.

Для решения задач стабильности фрикционных связей колес и рельсов тягового подвижного состава развиваются технические средства активации фрикционных связей методами модификации активных объемов фрикционного взаимодействия. Для эффективной защиты рельсов и колесных пар локомотивов и следующих за ними вагонов в последнее время стали применять твердые смазочные покрытия и системы автоматизированной подачи в зону трения.

Поэтому проблема разработки методов и материалов нанесения износостойких модифицированных покрытий на металлические поверхности остается достаточно востребованной научным поиском с учетом сложной динамики взаимодействия колесных пар с рельсами, нелинейных процессов на трибоконтакте и достоверной оперативной информации о техническом состоянии трибосопряжения.

На основании вышеизложенного, разработка теоретических и практических основ трибоспектральной идентификации и прогнозирования их трансформации на базе методов физико-математического моделирования и проведение исследований не только на макро-, мезо-, но и микроскопическом уровнях является актуальной.

О важности решения отмеченных задач говорит тот факт, что исследования в этой области были поддержаны грантами: грант Президента РФ в 2013-2014 гг. (конкурс МК-2013), грант ОАО «РЖД» на развитие научно-педагогических школ в области железнодорожного транспорта 2018-2021гг.

Степень разработанности проблемы. В историческом развитии науки о трибологии теоретические и экспериментальные исследования в мире ведутся на макроуровне, мезоуровне, а сегодня активно проводятся и на микроуровне. Это Российские школы академиков РАН: Каблова Е.Н, Горячевой И.Г., Колесникова В.И., Панина В.Е., профессоров – Бутенко В.И., Федорова С.В., Машкова Ю.К., Петрова Ю.А. и др. В Белоруссии – академиков БАН – Мышкина Н.А., Свириденка А.И. Следует отметить исследования в Японии Профессора Кейджи Накаямы, Франции – Жана Мишеля Мартина. Однако отмечая успехи исследований на макро, мезо и микроуровнях, необходимо

отметить, что нет ясного понимания о процессах, протекающих в тяжело нагруженных трибосистемах, например, взаимодействия колесо подвижного состава и рельсов железнодорожного транспорта, работающих в условиях широкого спектра динамических нагрузок.

Вопросами динамики машин и механизмов в части анализа колебаний линейных систем с переменными параметрами занимались такие учёные как В.В. Болотин, Г.Д. Данжело, Л. Заде. Динамикой процессов сухого трения и фрикционными автоколебаниями при трении занимались В.А. Кудинов, Д.М. Толстой, И.В. Крагельский, Ф.Р. Геккер, Ю.И. Костерин, А.В. Чичинадзе. Вопросами динамики трибосистем посвящены работы М.В. Келдыша, В.Л. Заковоротного, В.В. Шаповалова.

Научным исследованиям в направлении снижения износа колес подвижного состава и рельсов при взаимодействии железнодорожного транспорта и пути посвящены работы советских и российских ученых: А.И. Андреев, Е.П. Блохин, В.М. Богданов, Ю.В. Демин, Ю.А. Евдокимов, С.М. Захаров, И.В. Колесников, В.С. Коссов, Ю.М. Лужнов, И.А. Майба, Ю.С. Ромен, В.В. Шаповалов, В.Н. Шестаков и других.

Разработками в области мониторинга трибосистем посвящены работы М.С. Островского; К.Б. Корнеева; В.А. Аметова; П.А. Коропца; Ю.А. Гурьянова; А.Е. Наумова; И.Д. Ибатуллина; С.А. Раловца, В.Л. Заковоротного, В.В. Шаповалова, Мартиросова, А.В. Авилова, Ю.А. Маркарьян, М.Б. Флека, И.В. Колесникова, П.В. Харламова, А.А. Александрова, А.Л. Озябкина.

В работах указанных авторов проблемы физического и математического моделирования, а также организации мониторинга динамических фрикционных систем отражены недостаточно полно, а большинство моделей имеют значительные допущения.

Цель работы: научное обоснование теоретических и экспериментальных исследований на макро- и микроскопическом уровнях по влиянию металлоплакирования на процессы трения, изнашивания и механизмы самоорганизации за счет структурной приспособляемости; разработка на этой

основе методов повышения энергоэффективности тягового подвижного состава, за счет управления процессами трения, протекающими в контакте «колесо-рельс» с учетом информации о его динамике.

Задачи исследований

1. Определение основных факторов, влияющих на коэффициент сцепления колеса локомотива с рельсом, с учетом специфики условий эксплуатации подвижного состава и взаимность влияния динамических процессов, протекающих в квазилинейной (механической) и существенно-нелинейной (фрикционной) подсистемах системы «Путь-Подвижной состав».

2. Развитие теоретических основ трибоспектральной идентификации процессов трения и прогнозирования их трансформации на базе методов физико-математического моделирования и корреляционного анализа трибоспектральных характеристик натурной и модельной мобильных фрикционных систем.

3. Установить на основе физико-математического моделирования и динамического анализа амплитудо-фазочастотных трибоспектральных характеристик фрикционного взаимодействия колеса с рельсом основные закономерности управления коэффициентом сцепления, с применением модификаторов поверхностей трения с анизотропными свойствами.

4. Установить закономерности определения динамического безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной системы в октавных (треть-октавных или 12-тиоктавных) диапазонах частот вынужденных колебаний.

5. Разработать информационный канал управления приводами подачи модификаторов трения или активаторов сцепления для их систем автоматизированного управления.

6. Разработать технологию управления процессами, протекающими во фрикционном контакте колеса локомотива с рельсом, на основе информации о его динамике в виде амплитудных и фазированных спектров фрикционного взаимодействия контактирующих поверхностей.

7. Оценить с достоверной вероятностью 0,95 коэффициент корреляции Пирсона трендов коэффициента трения в стационарном движении и трендов упруго-диссипативных параметров узла трения в октавных (долеоктавных) диапазонах частот.

8. Путем применения квантово-химического метода и ОЖЕ-электронной спектроскопии установить закономерности образования поверхностных слоев из модификаторов в тяжело нагруженном трибосопряжении колесо подвижного состава – рельс железнодорожного транспорта.

9. На основе полученных теоретических и экспериментальных результатов разработать принцип использования модификаторов трения на границе контакта колесо подвижного состава – рельс железнодорожного транспорта.

10. В результате разработанной технологии управления приводами подачи модификаторов трения осуществить экспериментальную проверку предложенных методов и средств повышения энергоэффективности тягового подвижного состава при эксплуатации.

Методы исследования. Для достижения поставленной цели и решения обозначенных задач применялись подходы классической теории колебаний, математической статистики и планирования эксперимента, физико-математического n-вариантного моделирования, трибоспектральной идентификации процессов трения, частотных передаточных функций, динамического мониторинга трибологических процессов, квантово-химических расчетов с применением системы анализа поверхности SPECS для рентгенноэлектронной и оже-электронной спектроскопии.

Применение сертифицированного измерительного оборудования и программного обеспечения в качестве инструментальных средств позволило обеспечить достоверность проведенных исследований: машина трения типа Амслер (ИИ-5018), система анализа поверхности (интерференционный микроскоп – оптический профилометр «NewView-600» фирмы ZYGO), программное обеспечение MetroPro 9, сканирующий (растровый) электронный

микроскоп (SEM) Zeiss EVO MA 18 с приставкой энергодисперсионного (ЭДС) анализатора X-Max 50N и программного обеспечения Aztec, уникальный лабораторный комплекс «Путь-Подвижной состав», для физического моделирования взаимодействия подвижного состава и пути, программные продукты ЗАО «Электронные технологии и метрологические системы – ЗЭТ» ФГУП ВНИИФТРИ, система анализа поверхности трения с помощью рентгеновской и оже-электронной спектроскопии (РФЭС и ОЭС).

Экспериментальные исследования на лабораторных, макетных и натуральных образцах проводились для подтверждения корректности теоретических результатов.

Научная новизна работы заключается в разработке научного направления в области системного анализа и синтеза функционально связанных физико-химических и упруго-диссипативных характеристик, трибодинамических процессов на микро- и макроуровнях, протекающих в динамически нагруженном фрикционном контакте на примере взаимодействия колеса тягового подвижного состава с рельсом при реализации термометаллоплакирования стальных поверхностей, с целью управления свойствами фрикционной механической системы.

К наиболее значимым научным результатам относятся следующие положения.

По паспорту специальности 05.02.04 «Трение и износ в машинах»

п. 10 - Физическое и математическое моделирование трения и изнашивания:

1. Разработка n-вариантных эквивалентных моделей квазилинейных фрикционных подсистем динамической системы путь - тяговый подвижной состав с заданным уровнем корреляции основных динамических характеристик существенно-нелинейных фрикционных и квазилинейных механических подсистем природы и модели, что позволяет сократить этап натуральных испытаний.

2. На основе теоретических положений трибоспектральной идентификации процессов трения и динамического мониторинга изменений

упруго-диссипативных характеристик обосновано математическое выражение безразмерного коэффициента демпфирования, что позволяет во времени наблюдения идентифицировать в октавных диапазонах частот тенденции изменения упругих, инерционных и диссипативных свойств фрикционного взаимодействия рабочих поверхностей узлов трения.

п. 7 - Триботехнические свойства материалов, покрытий и модифицированных поверхностных слоев:

3. На основе физико-химического подхода и квантово-химического анализа изучен механизм и кинетика образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности контртела, что позволяет обосновать применение металлоплакирующих материалов для модифицирования фрикционных поверхностей колес тягового подвижного состава.

4. С помощью метода рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии (РФЭС) и системы анализа поверхности SPECS показано, что:

а) во вторичных структурах помимо зарегистрированных $C 1s$, $O 1s$ и $Al 2p$ спектров происходит образование окисленных атомов железа и Al_2O_3 ;

б) Содержание железа на исходной поверхности трения и на модифицированной поверхности после ионного травления отличается в десятки раз, что указывает на то, что пленка из Al_2O_3 снижает диффузию кислорода из внешней среды в поверхность катания колеса.

По специальности 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»:

п. 10 - Взаимодействие подвижного состава и пути. Системы, средства и материалы, снижающие износ элементов пути и ходовых частей подвижного состава и повышающие безопасность движения:

1. На базе анализа тенденции изменения упруго-диссипативных характеристик фрикционного взаимодействия предложена методология идентификации трибологических процессов во фрикционном контакте колеса тягового подвижного состава с рельсом, что позволяет контролировать выходные трибохарактеристики и прогнозировать аномальные явления,

например, срыв сцепления.

2. На базе анализа тенденции изменения упруго-диссипативных характеристик фрикционного взаимодействия колеса тягового подвижного состава с рельсом предложена методика формирования функциональных вторичных структур на рабочих поверхностях бандажа колес тягового подвижного состава способом термометаллоплакирования.

3. Разработаны критерии подобия тяговой мощности и контактного давления натурального подвижного состава его физико-математической модели, что позволило методами математического планирования эксперимента, математической статистики и трибоспектральной идентификации сформулировать принципы реализации процесса сцепления колес тягового подвижного состава с рельсами при использовании модификаторов трения.

4. На основе теоретических и лабораторных исследований разработан способ металлоплакирования и метод динамического мониторинга процессов сцепления колесных пар подвижного состава в режиме тяги, защищенных пантами РФ.

Теоретическая значимость работы

1. Изучен механизм эволюционных преобразований в контактной области колеса тягового подвижного состава с рельсом при наличии модификатора.

2. Разработана методика, позволяющая установить влияние динамических характеристик взаимодействующих фрикционных подсистем на эксплуатационные свойства тяжелонагруженных трибосистем.

3. Изучен механизм образования вторичных структур на контакте колеса подвижного состава – рельс железнодорожного транспорта, что позволило создать новый класс модификаторов трения.

4. С помощью системы анализа поверхности SPECS послойного ионного профилирования определено содержание химических элементов пленки вторичных структур и показан механизм снижения диффузии кислорода из внешней среды в поверхность катания колеса.

5. Определена совокупность параметров для организации динамического мониторинга фрикционных систем с учетом реализации многообразия физико-химических и упруго-диссипативных характеристик трибосистем.

6. Разработана технология адаптивных систем мониторинга и на ее основе сформулированы принципы управления тяжело нагруженными трибосистемами.

Практическая ценность исследований

1. Раскрытие механизма фрикционного переноса материалов и формирование вторичных покрытий с анизотропными свойствами современными методами динамического мониторинга и трибоспектральной идентификации процессов трения, акустической эмиссии обеспечит создание информационной базы для разработки новых высокоэффективных модификаторов трения, а для исключения термических повреждений поверхностей трения с использованием октавного анализа энергетических потерь во фрикционном контакте обеспечит управление нагрузочно-скоростными условиями эксплуатации различных фрикционных подсистем, а следовательно повысить энергоэффективность тягового подвижного состава.

2. Для решения задач динамического мониторинга фрикционных систем (непрерывного сбора информации о динамических параметрах), а также краткосрочного, либо долгосрочного прогнозирования динамического состояния механической системы и, в частности, фрикционного контакта, управления его динамическими свойствами разработан способ оценки состояния трибосистемы по анализу коэффициентов корреляции и конкордации, однозначно характеризующих многообразие состояний механической системы.

3. Обосновано применение металлоплакирующих материалов для формирования равновесной шероховатости тяговой поверхности колеса локомотива, стабилизации сил продольного и поперечного крипа и тяговой

мощности.

4. Разработана инновационная и принципиально новая технология повышения силы тяги локомотива и сокращение потерь энергии. В качестве третьего тела вносимого в контакт колеса локомотива с рельсом используется материал, обладающий анизотропными свойствами, а именно обеспечивающий высокий (не менее 0,3-0,35) при продольном крипе и низкий (не более 0,11-0,14) при поперечном крипе значения коэффициента сцепления.

5. Инновации по исследованию механизма образования вторичных структур, а также методы динамического мониторинга мобильных трибосистем вошли в состав учебников для ряда специальностей и направлений подготовки.

Реализация результатов работы. Выводы по работе базируются на известных положениях теории физического и математического моделирования, трибоспектральной идентификации, корреляционного анализа, результатов планирования эксперимента, математической статистики и экспериментальных данных. Достоверность полученных результатов подтверждается корректностью разработанных моделей, использованием известных положений фундаментальных наук, сходимостью результатов теоретических исследований с данными эксплуатации ряда фрикционных подсистем железнодорожного транспорта, апробацией на сети дорог ОАО РЖД (СКЖД). Достоверность новизны технических решений подтверждается полученными патентами РФ в областях испытаний узлов трения, динамического мониторинга мобильных нелинейных технических систем, термоплакирования стальных поверхностей трения.

Результаты работы отражены в учебниках и пособиях, используемых в учебном процессе ФГБОУ ВО РГУПС при подготовке бакалавров, специалистов и магистров..

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались и обсуждались на: Всероссийской научно-практической конференции «Транспорт-2007-2013» (Ростов-на-Дону); Международной научно-практической конференции «Транспорт-2014-2021» (Ростов-на-Дону); на 9-й сессии международной научной школы «Фундаментальные и прикладные

проблемы надёжности и диагностики машин и механизмов» (Санкт-Петербург, 2009); международном транспортном форуме «Транспорт России: становление, развитие, перспективы» (Москва, 2009); Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития транспортного комплекса» (Самара, 2009); Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта» (Ростов-на-Дону, 2009); Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса: образование, наука, производство» (Ростов-на-Дону, 2009); Всероссийской конференции «Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедения и мехатроники» (Новочеркасск, 2011); Международной научной конференции «Механика и трибология транспортных систем» (Ростов-на-Дону, 2011, 2016, 2021 гг.); III Международном научно-практическом семинаре «Трибология и проблемы МЧС РФ (Иваново, 2012); Международной школе «Физическое материаловедение 2013» (Новочеркасск 2013); международном научно-техническом форуме «Инновации, экология и ресурсосберегающие технологии (ИнЭРТ-2014)» (Ростов-на-Дону, 2014); Всероссийской научно-технической конференции с участием иностранных специалистов «Трибология – машиностроению» (Москва, ИМАШ РАН, 2014); Международной научной конференции «Актуальные вопросы современной техники и технологии» (Липецк, 2014); Международной научно-практической конференции «Перспективы развития и эффективность функционирования транспортного комплекса Юга России» (Ростов-на-Дону, 2014); Международной научно-практической конференции «Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике» (Новочеркасск, 2014); International Scientific Conference «Transport Problems». – Katowice, Польша, 2016-2019; Международной научно-практической конференции «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях» (Белгород, 2019), Всероссийской национальной научно-практической конференции «Современное развитие науки и техники (НАУКА)» (Ростов-на-

Дону, 2017, 2019 гг.); международной научно-практической конференции «Динамика технических систем» (Ростов-на-Дону 2019, 2020 гг.).

Материалы исследований доложены на научно-техническом совете ОАО РЖД секция "Локомотивное хозяйство" 26.02.2019, заседаниях кафедры "Транспортные машины и триботехника" РГУПС, (Ростов-на-Дону, 2010-2021г.г.), семинаре по научным проблемам машиностроения им. И.И. Артоболовского ФГБУН «Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук» (ИМАШ РАН) 2021г.

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 110 печатных работах, в том числе 3 учебников, 3 монографиях, 10 - в изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science, 26 – в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России, 61 тезисах докладов в материалах международных и всероссийских конференций, 8 патентах РФ.

Структура работы. Диссертация из 468 страниц машинописного текста включает в себя введение, пять глав, общие выводы, библиографический список из 232 наименований и 7 приложений, в том числе 51 таблица и 305 рисунков. Основное содержание изложено на 344 страницах текста.

1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАБОТ В НАПРАВЛЕНИИ КОНТАКТИРОВАНИЯ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И РЕЛЬСОВ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА И ПУТИ

Российские железные дороги являются второй транспортной системой мира после США и соединяют транспортные потоки грузов Евразии. В соответствии с [1] интеграция России с другими странами требует не только развития межрегиональных транспортных сетей воздушного, морского, железнодорожного и автомобильного транспорта, но и модернизации транспортной инфраструктуры, развития логистики, применения отечественного программного обеспечения, а также увеличения пропускной способности. В соответствии с поставленными задачами необходимы мероприятия по реконструкции верхнего строения пути железнодорожных путей, мостов и туннелей, а также подвижного состава.

Изучение движения рельсовых транспортных средств начали проводить еще в конце 19 века. Исследованию процессов взаимодействия рельсового транспорта и строения пути, решению основополагающих задач механики транспорта посвящены работы российских ученых А.А. Холодецкого [2, 3], А.М. Годыцкого-Цвирко [4], Н.Е. Жуковского [5,6] и др.

Научным исследованиям в направлении снижения износа колес подвижного состава и рельсов при взаимодействии железнодорожного транспорта и пути посвящены работы таких советских и российских ученых как: В.Г. Альбрехт [7, 8], А.И. Андреев [9], С.М. Андриевский [10], Е.П. Блохин [11, 12], А.И. Беляев [13], И.В. Бирюков [14], В.М. Богданов [15-18], М.Ф. Вериго [19 -20], А.Л. Голубенко [21], С.М. Голубятников [22], Л.О. Грачева [23], В.Н. Данилов [24], Ю.В. Демин [25], К.И. Домбровский [26], Ю.А. Евдокимов [27], А.С. Евстратов [28], В.М. Ермаков [29], И.А. Жаров [30], С.М. Захаров [31], И.П. Исаев [32], А.А. Камаев [33] , Ю.В. Колесин [34], В.И. Колесников [35], М.Л. Коротенко [36], В.С. Коссов [37-44], В.Т.

Костыгов [45], В.Н. Лисунов [46], Ю.М. Лужнов [47,48], И.А. Майба [49-50], Д.П. Марков [51], Л.П. Мелентьев [52], В.И. Редькин [53], Ю.С. Ромен [54,55], В.В. Шаповалов [56-59], В.Н. Шестаков [60] и других.

Из числа работ зарубежных ученых стоит отметить исследования И. Калкера [61,62], Р. Жоли [63], О. Креттека [64,65], В. Кика [66] и других.

В исследованиях [67,68] выполнен количественный анализ наиболее значимых факторов, определяющих фактические условия реализации сцепных свойств тягового подвижного состава. В работе [69] установлено, что одним из доминирующих факторов, влияющих на реализацию процессов сцепления колёс с рельсами является давление.

На поверхностях трения колёс и рельсов всегда присутствуют поверхностные загрязнения, поскольку они находятся в условиях постоянного воздействия условий окружающей среды и различных производственных факторов [48, 70].

В работах [34, 51, 67, 70, 71, 72, 73] показано, что значение коэффициента сцепления варьируется по ширине дорожки катания рельсов, оно зависит от типа земляного полотна, характера перевозимых грузов и даже климатической зоны эксплуатации подвижного состава. Также, на величину коэффициента сцепления большое влияние оказывают погодные условия, более того величина коэффициента сцепления, в значительной степени определяется состоянием поверхностей фрикционного контакта и может зависеть от времени года и от времени суток.

При исследовании движения тягового подвижного состава в криволинейных участках пути одной из основных задач является определение горизонтальных сил взаимодействия локомотива и пути [74]. Выделяют несколько способов определения этих сил: физическое и математическое моделирование, аналитические расчеты и проведение натурных испытаний подвижного состава [74]. Каждый из них обладает своими преимуществами и недостатками [74]. Математическое моделирование и аналитические расчеты могут использоваться как на этапе

проектирования, так и при модернизации конструкций, а натурные испытания используются на стадии доводки опытных образцов.

Определенную трудность при теоретическом определении боковых сил взаимодействия железнодорожного подвижного состава и пути представляет движение железнодорожных составов в реальных кривых участках пути. Проблема заключается в наличии значительного числа нелинейных явлений, протекающих в зонах взаимодействия колес железнодорожного подвижного состава и рельсовых нитей, сочленения рам тележек и колесных пар, кузова и тележек с учетом передачи реализуемых сил тяги или торможения [56,59,74].

В ходе исследований, проведенных на моделях отечественного железнодорожного подвижного состава [76-79] было установлено качественное влияние на динамические процессы, возникающие при движении в кривых, основных параметров экипажной части локомотивов: базы тележек, осевой нагрузки, свободного разбега колесных пар в раме тележек, момента трения и возвращающего момента в опорах кузова, преднатяга и жесткости противоотносных устройств кузова, смещения шкворней и т.д. Многие результаты полученные методом физического моделирования достаточно хорошо согласуются с результатами натуральных испытаний подвижного состава.

Процесс входа в кривую трехосного экипажа с жестко закрепленными колесными парами и цилиндрическими бандажами рассмотрен в работе К.Т. Мюллера [80].

В последние два десятилетия для решения проблем фрикционной подсистемы «колесо – рельс» применяют целый ряд технологических решений, связанных с методами введения третьего тела в область фрикционного взаимодействия колёс и рельсов. Так, например, для снижения потерь тяговой мощности локомотивов в криволинейных участках железнодорожного пути, предотвращения термоповреждений гребней колёсных пар развиваются технические средства смазки, подачи смазочных покрытий на гребни колёсных пар [81-84]. За последние годы

«Российские железные дороги» обновили тяговый подвижной состав и пассажирские вагоны, повысили скорость движения. Развивается скоростное движение пассажирского железнодорожного сообщения. Однако с возрастанием скоростей движения до 250 км/ч возникают проблемы с основной фрикционной подсистемой «колесо – рельс» тягового подвижного состава, заключающиеся в термодинамике взаимодействия колёсных пар и рельсов. Значительно снижается период взаимодействия активных объёмов поверхности колеса с рельсом, возрастают силы продольного и поперечного крипа, ухудшается теплоотдача системы, что обуславливает развитие внутренних напряжений и усталостных повреждений металла, повышение амплитуд собственных колебаний тяговых колёс, появление фрикционных автоколебаний и снижение стабильности фрикционной связи, устойчивости железнодорожного подвижного состава.

В настоящее время на железных дорогах ОАО «РЖД» реализуются две технологические схемы лубрикации (подачи смазочного материала в зону антифрикционного контакта колес с рельсами смазочного материала): рельсосмазывание и гребнесмазывание. Для этого применяются вагоны-рельсосмазыватели, локомотивные рельсосмазыватели ВНИКТИ, ВНИИЖТ; стационарные путевые рельсосмазыватели и бортовые гребнесмазыватели в которых могут применяться жидкие, полужидкие и пластичные смазочные материалы.

Для решения задач стабильности фрикционных связей колёс и рельсов тягового подвижного состава развиваются технические средства активации фрикционных связей методами модификации активных объёмов фрикционного взаимодействия [85].

В соответствии с утверждённым распоряжением ОАО «РЖД» № 375 р от 24 февраля 2010 г. указанные смазочные материалы не отвечают условиям динамического взаимодействия во фрикционном контакте «колесо – рельс». К основным факторам можно отнести:

– разброс центробежными силами и ветром смазочного материала, что приводит к замасливанию элементов верхнего строения пути и тяговых поверхностей колёсных пар;

– скорость движения рельсосмазывающего поезда ограничивают величиной 60 км/ч, в результате чего приходится вводить технологические окна в движение поездов;

– слабую адгезию смазочного материала к поверхностям колеса и рельса, что обуславливает её выдавливание из зоны фрикционного контакта;

– малую несущую способность (до 500 МПа при максимально реализуемых величинах давления во фрикционном контакте «колесо – рельс» до 3 ГПа);

– ограниченный ресурс разового нанесения, в результате чего смазочный материал истирается или выдавливается задолго до прохождения следующего рельсосмазывателя;

– зависимость физико-механических свойств смазочных материалов от изменений температуры и погодных условий эксплуатации.

Для эффективной защиты рельсов и колёсных пар локомотивов и следующих за ними вагонов в последнее время стали применять твёрдые смазочные покрытия и системы автоматизированной их подачи в зону трения на базе динамического мониторинга процессов трения.

Сложная динамика взаимодействия колёсных пар с рельсами, эксплуатация подвижного состава под влиянием внешних воздействий окружающей среды (в диапазоне эксплуатационных температур от -50 до +50 °С) и нелинейных процессов трения во фрикционных подсистемах требует повышенных требований к безопасности и надёжности.

Выбор метода мониторинга технических систем зависит от способов обеспечения достоверной оперативной информации о техническом состоянии объекта и выявления вероятности пропуска неисправности или ложного сигнала о наличии неисправности.

Основным методом определения технического состояния механизмов (зубчатых передач, муфт, подшипников) без его разборки считается акустический метод [86, 87], так как не требует особых доработок технической части системы.

В 80-е годы появились средства мониторинга, позволяющие осуществлять мониторинг за поведением измеряемых параметров во времени, сопоставлением их величин с пороговыми значениями, интерпретацией результатов измерений, идентификацией дефектов и степени их развития, а также прогнозом развития дефекта. С начала 90-х годов активизировались работы по созданию математического и программного обеспечения, предназначенного для интерпретации результатов измерений. Современный этап развития систем динамического мониторинга характеризуется созданием компьютерных систем мониторинга, диагностики и прогноза с минимальным участием человека. Существующие методы вибродиагностики [88-90] предназначены для идентификации дефектов машин и механизмов и классифицируются по трём направлениям:

- выявление характера колебательных сил и идентификации причин возникновения дефектов, вызывающих вибрацию и акустический шум;
- идентификация причин изменений физико-механических характеристик узлов трения;
- идентификация причин изменения механических характеристик агрегатов транспортных средств.

С развитием технических средств регистрации колебаний транспортных средств наземных и воздушных транспортных средств (акустических, виброметрических и тензометрических [91-97], цифровой обработки сигналов [98-100], теории автоматического управления и регулирования нагрузочно-скоростными условиями эксплуатации [101] всё чаще используются технологии мониторинга транспортных средств различной степени сложности. Однако следует указать, что эффективных технических средств диагностики и мониторинга фрикционных подсистем

наземных и воздушных транспортных средств достаточно мало [91,93,98,102,103], а мониторинг процессов трения и изнашивания в реальном времени их функционирования практически не используется.

Вопросами динамики машин и механизмов занимались многие учёные. Так, например, работы В.В. Болотина [104,105], Г.Д. Данжело [106], Л. Заде [107] посвящены анализу колебаний линейных систем с переменными параметрами; В.А. Кудинова [108] – динамике процессов сухого трения; Д.М. Толстого [109], И.В. Крагельского [110], Ф.Р. Геккера [111], Ю.И. Костерина [112] – фрикционным автоколебаниям при трении; В.Э. Пуша [113] – точных перемещений в станках, в том числе фрикционных автоколебаний при малых скоростях относительного скольжения; А.В. Чичинадзе [114,115] – процессам трения и температуры поверхностей трения при торможении; В.Л. Заковоротного [116-119] – динамике трибосистем.

Разработки в области физического моделирования и натурального эксперимента отражены в работах М.В. Келдыша [120,121], В.В. Шаповалова [122] и др.

Научные разработки в области мониторинга трибосистем представлены разработками М.С. Островского [123]; К.Б. Корнеева [124]; В.А. Аметова [125]; П.А. Коропца [126]; Ю.А. Гурьянова [127]; А.Е. Наумова [128]; И.Д. Ибатуллина [129]; С.А. Раловца [130] и др. Под научным руководством В.Л. Заковоротного выполнены научные разработки и защищены диссертации М. Марчака [131]; Н.С. Семёновой [132]; М.Г. Ханукаева [133]; К.Б. Мартиросова [134]; А.В. Авилова [135]; Ю.А. Маркарьян [136]; М.Б. Флека [137]; Д.Т. Фам [138] и др. Однако в работах представленных выше авторов не указана возможность идентификации многообразных состояний фрикционных характеристик узлов трения в двух ортогональных направлениях фрикционного взаимодействия, а также возможности мониторинга изменений упруго-диссипативных характеристик фрикционных связей. Наиболее в полной мере мониторинг упруго-диссипативных характеристик отражён в научных работах В.В. Шаповалова [139-141] и его

учеников, в которых рассматривается физико-математическое моделирование как единая система, включающая взаимное влияние механических и фрикционных подсистем, влияние трибологических процессов протекающих во фрикционных поверхностях на общую динамику транспортного средства и обратно. Такой подход отражён в научных работах И.В. Колесникова [142,143], П.В. Харламова [144-148], А.А. Александрова [149], А.Л. Озябкина [150-152].

Надёжность фрикционных подсистем и безопасность эксплуатации транспортных средств реализуется соответствующим динамическим мониторингом вариаций состояния узлов трения с обеспечением непрерывного технологического режима работы исполнительных механизмов. Для железнодорожного тягового подвижного состава такой информацией могут служить вариации колебаний статической нагрузки тягового колеса на рельс и тягового момента двигателя, что позволяет оценить изменение динамического коэффициента трения и двойственную упруго-диссипативную природу процессов трения [118,140,154,155].

За последние годы «Российские железные дороги», в соответствии с Распоряжением Правительства РФ от 17.06.2008 № 877-р «О Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года», обновили тяговый подвижной состав и пассажирские вагоны, повысили скорость движения. Развивается скоростное движение пассажирского железнодорожного сообщения. Однако с возрастанием скоростей движения до 250 км/ч возникают проблемы с основной фрикционной подсистемой «колесо – рельс» тягового подвижного состава, заключающиеся в термодинамике взаимодействия колёсных пар и рельсов. Значительно снижается период взаимодействия активных объёмов поверхности колеса с рельсом, возрастают силы продольного и поперечного крипа, ухудшается теплоотдача системы, что обуславливает развитие внутренних напряжений и усталостных повреждений металла, повышение амплитуд собственных колебаний тяговых колёс,

появление фрикционных автоколебаний и снижение стабильности фрикционной связи, устойчивости подвижного состава.

Эффективность использования железнодорожного подвижного состава в условиях динамичного развития высокоскоростного и тяжеловесного движений в большой степени определяется параметрами функционирования фрикционных подсистем механических систем. Потери энергии во фрикционной подсистеме «колесо – рельс» составляют до 8-10 % топливно-энергетических ресурсов, которые расходуются на тягу подвижного состава. Коэффициент полезного действия, определяется эффективностью трибологических процессов протекающих в подсистемах фрикционной механической системы. Надёжность и ресурсные характеристики фрикционной подсистемы «колесо – рельс» являются определяющими факторами увеличения скорости движения подвижного состава и повышения грузоподъёмности вагонов и их веса, нагрузки, снижения расходов на эксплуатацию и содержание железнодорожного пути и подвижного состава.

Трибологические процессы, определяют соответствующие ресурсные характеристики, при этом они нелинейно зависят более чем от сорока факторов. Одними из основных факторов, определяющих ресурсные характеристики колёс и рельсов в условиях развития высокоскоростного и тяжеловесного движения, являются нагрузка и скорость скольжения. Эти же факторы определяют интенсивность изнашивания поверхностей участвующих во фрикционном взаимодействии. Тепловые явления, развивающиеся вследствие трения, и вариативность трибологических процессов трения скольжения приводят к образованию термоповреждений и, как следствие, к выбраковке колёсных пар и к снижению ресурса рельсов.

Вследствие значительного повышения осевых нагрузок тягового подвижного состава до 25 т/ось значительно обострилась проблема повышенного износа гребней колёсных пар в криволинейных участках железнодорожного пути. Фрикционный контакт «гребень колеса – боковая поверхность головки рельса» представляет собой открытый трибологический

узел, не позволяющий использовать жидкие смазочные материалы в качестве третьего антифрикционного тела. В узлах такого типа невозможно создать условий для образования масляного клина, с целью разделения контактирующих поверхностей. Тяжелые условия эксплуатации, выраженные в высоком уровне контактных нагрузок (до 2–3 ГПа), «открытых» поверхностях трения, широком диапазоне температуры окружающей среды (от -50°C до $+50^{\circ}\text{C}$), воздействие центробежных сил и ветровой нагрузки предъявляют специальные требования к физико-механическим и триботехническим характеристикам смазочных материалов для контакта «гребень колеса – боковая поверхность головки рельса». Для снижения потерь тяговой мощности локомотивов в криволинейных участках железнодорожного пути, предотвращения термopовреждений гребней колёсных пар развиваются технические средства лубрикации, подачи смазочных покрытий на гребни колёсных пар. Применение твёрдых смазочных покрытий для лубрикации колёсных пар и защиты рельсов и колёс позволило в начале 2000 г. значительно снизить интенсивность изнашивания гребней колёсных пар с 2,2 до уровня 0,2 мм/10000 км пробега, сократить количество обточек гребней колёсных пар более чем на 50 %, увеличить более чем 2 раза ресурс бандажей колёсных пар, снизить потери тяговой энергии на 5 %.

Для решения задач стабильности фрикционного взаимодействия колёс с рельсами тягового подвижного состава разрабатываются технологии обеспечения стабильности повышения величины коэффициента сцепления колёс с рельсами при одновременном уменьшении интенсивности изнашивания контактирующих поверхностей. Высокое влияние на реализуемый коэффициент сцепления колёс тягового подвижного состава с рельсами оказывают погодные и климатические условия, что приводит к варьированию значения коэффициента сцепления в эксплуатации в пределах 0,06–0,45. Для реализации в эксплуатации необходимых тяговых усилий локомотива без боксования колёс указанных минимально возможных

значений коэффициента сцепления явно недостаточно. Применения песка в качестве средства повышения сцепления приводит к запесочиванию балластной призмы, ограничивает плечи оборота локомотивов, ведёт к потере до 5 % тяговой энергии, резко сокращает ресурс колёсных пар т.п. Под рельсо-шпальной решеткой скапливается влага и появляются характерные «выплески» приводящие к сдвигам шпально-рельсовой решётки. Решение данной проблемы связано с теоретическими и практическими разработками активизаторов сцепления, нанесение которых на тяговую поверхность бандажей колёс локомотивов повышает не только коэффициент сцепления колёс локомотива, но и его стабильность в различных условиях эксплуатации.

В основе работы лежат современные представления о динамических, физико-механических и сегрегационных процессах трения, свойствах поверхностей трения, методах исследования и повышения эффективности мобильных механических систем с узлами трения. Представлены методы: рентгено-электронной оже-электронной спектроскопии, квантово-химического анализа поверхностей трения, трибоспектральной идентификации и мониторинга процессов трения, амплитудно-фазочастотного анализа и синтеза фрикционных систем, разномасштабного моделирования, анализа и синтеза упруго-диссипативных процессов, протекающих во фрикционном контакте. Использование указанных методов направлено на повышение эксплуатационной эффективности механической системы «путь - подвижной состав», увеличение ресурса колёсных пар и рельсов, предотвращение термopовреждений поверхностей трения, боксования колёсных пар в условиях развития тяжеловесного и высокоскоростного движения посредством управляемой подачи материалов модификаторов трения фрикционного и (или) антифрикционного назначения в контактную область колёс и рельсов.

Динамический мониторинг трибо- и термодинамических параметров фрикционной системы «колесо – рельс» позволяет реализовать

неразрушающий контроль, краткосрочное или долгосрочное прогнозирование аномального состояния фрикционных связей на основе долеоктавного анализа спектральных оценок диссипативной составляющей динамического коэффициента трения, долеоктавного анализа безразмерного коэффициента демпфирования, прямых и косвенных оценок качества фрикционно-механической подсистемы «колесо – рельс».

Актуальность исследования заключается в следующих разработках:

- разработке методов исследования влияния сегрегационных и диффузионных процессов на физико-механические, трибологические и динамические характеристики контактирующих поверхностей трения сопряжения «колесо – рельс»;

- разработке теоретических основ исследования и модельной оптимизации фрикционной системы «колесо – рельс», развитию трибо- и термодинамической модели взаимодействия колеса и рельса в условиях развития и тяжеловесного и высокоскоростного движения;

- разработке методов неразрушающей диагностики и мониторинга состояния фрикционного контакта;

- разработке методов избирательного подавления амплитуд фрикционных автоколебаний;

- разработке теории управления фрикционными связями с целью повышения эффективности фрикционной системы «колесо – рельс»;

- разработке конкурентоспособных, высокоэффективных, импортозамещающих технологий и технологического оборудования приводов подачи активаторов сцепления и модификаторов трения антифрикционного назначения.

На основе выполненного анализа литературных источников отечественных и зарубежных исследований в области мониторинга динамических систем, а также патентных исследований можно сформулировать следующие выводы:

- 1) методы динамического мониторинга транспортных средств имеют достаточно обоснованный математический аппарат, многократно апробированный на железнодорожном транспорте;
- 2) разработаны и апробированы на практике технологии диагностики, прогнозирования и управления механизмами транспортных средств;
- 3) наиболее широко для мониторинга систем используются методы виброакустического и авторегрессионного анализа при мониторинге источников колебаний;
- 4) однако следует отметить недостаточный уровень применения мониторинга к фрикционным системам и проработке технических решений, оказывающих определяющее влияние на долговечность эксплуатации фрикционных систем, от эффективности которых, в конечном счёте, зависит безопасность транспортных средств;
- 5) сочетание теоретических основ метода трибоспектральной идентификации процессов трения [154,155] по двум направлениям фрикционного взаимодействия, методов корреляционного и спектрального анализа [98] позволяет реализовать практический способ измерения вибрации элементов трансмиссии [156] железнодорожного тягового подвижного состава на основе анализа временных сигналов нагрузки колеса на рельс и тягового момента локомотива и их трибоспектральной идентификации.

В настоящее время учеными трибологами наиболее активно проводятся исследования на мезоскопическом (зёрна поликристаллических материалов) и микроскопическом (атомные размеры) уровнях. Наиболее активно проводятся исследовательские работы в Японии, США, Китае, Великобритании, а также в России. Уже сегодня в школе академика РАН В.И. Колесникова сложилась научная группа, которая занимается установлением теоретических и экспериментальных закономерностей на микроуровне по влиянию функционально связанных теплофизических, диффузионно-сегрегационных, механохимических и трибодинамических

явлений, протекающих во фрикционном трибосопряжении [142,143,151-153]. На основе методов квантовой химии оже-электронной и рентгеноэлектронной спектроскопии, разрабатывается система оценок влияния диффузионно-сегрегационных явлений в зоне контакта "колесо – рельс" на их физико-механические и трибологические характеристики.

С развитием технических средств регистрации колебаний транспортных средств (акустических, виброметрических и тензометрических [89-95], цифровой обработки сигналов [96-97], теории автоматического управления и регулирования нагрузочно-скоростными условиями эксплуатации [98] всё чаще используются технологии диагностики систем подвижного состава с отображением динамических характеристик фрикционных подсистем в координатах состояния, доступных измерению, а также организации мониторинга систем транспортных средств различной степени сложности. От уровня взаимосвязи динамики механических и фрикционных подсистем зависят стабильность работы фрикционного контакта, устойчивость и безопасность эксплуатации транспортной системы.

При этом следует указать, что эффективных технических средств диагностики и мониторинга фрикционных подсистем транспортных средств железнодорожного транспорта достаточно мало [89, 92, 94,95], а мониторинг процессов трения и изнашивания в реальном времени их функционирования практически не используется.

Для решения поставленных задач планируется применение фундаментальных положений: физико-математического моделирования, теории колебаний, быстрого преобразования Фурье, нелинейной динамики систем с конечным числом степеней свободы, частотных передаточных функций, трибоспектральной идентификации трибологических процессов, математической статистики, экспериментальной трибо- и термодинамики, динамического мониторинга процессов, протекающих в во фрикционных подсистемах.

На основе теоретических положений комплексного коэффициента трения [157,158] в методе трибоспектральной идентификации процессов трения [159-161] реализуется анализ как статичной величины коэффициента трения (в стационарно-устойчивом состоянии объекта исследования), так и динамической в октавных (третьоктавных, 12-октавных или 24-октавных) диапазонах частот, соответствующей переходной составляющей колебаний выходной управляемой величины (общему решению системы). Такой подход позволяет разделить информационную составляющую о колебаниях фрикционно-механической системы (нагрузки и силы сопротивления) на упругие, диссипативные и инерционные составляющие сил фрикционного взаимодействия. С использованием теоретических основ октавного спектрального анализа комплексного (динамического) коэффициента трения реализуется идентификация наиболее характерных диапазонов частот диссипативной составляющей динамического коэффициента трения, имеющих наиболее высокие значения корреляции коэффициента Пирсона с изменениями стационарной величины коэффициента трения и (или) температурой во фрикционном контакте. На основе выполненного анализа формулируется вывод о значимости того или иного диапазона частот изменений динамического коэффициента трения при октавном анализе. Использование широко апробированной на практике теории автоматического управления [162], в частности частотных и временных критериев качества, позволяет рассчитывать в реальном времени обобщенный динамический критерий [163]. Анализ тренда обобщенного динамического критерия во времени эксплуатации фрикционно-механической системы позволяет идентифицировать условия нормальной эксплуатации (критерий меньше единицы), порог предупреждения (критерий равен единице) и порог опасности (критерий свыше 1,15). Анализ трендов октавных спектров и обобщенного динамического критерия в реальном времени позволяет выявить характерные моменты эксплуатации наблюдаемой фрикционно-механической системы: завершения приработки поверхностей трения,

стационарный режим трения, появление износа, ухудшение смазочных характеристик узла трения, повышение температуры и т.д.

Способы исследования трибосистем железнодорожного транспорта, варианты оптимизации их упруго-диссипативных связей, прогнозирования критических состояний фрикционной подсистемы «колесо – рельс» являются методы натурного эксперимента, базирующиеся на теоретических основах физико-математического моделирования [163]. Основы методологии в области физического моделирования и натурного эксперимента отражены в работах М. В. Келдыша [120,121], В. В. Шаповалова [164] и др.

Для железнодорожного тягового подвижного состава такой информацией могут служить вариации колебаний статической нагрузки тягового колеса на рельс и тягового момента [165,166], что позволяет оценить изменение динамического коэффициента трения и двойственную упруго-диссипативную природу процессов трения [148, 150, 152].

В качестве инструментальных средств проведения лабораторных испытаний планируется применять сертифицированное измерительное оборудование и программное обеспечение ЗАО «Электронные технологии и метрологические системы – ЗЭТ» ФГУП ВНИИФТРИ; машину трения типа Амслер (ИИ-5018), систему анализа поверхности (интерференционный микроскоп – оптический профилометр «NewView-600» фирмы ZYGO), программное обеспечение MetroPro 9, сканирующий (растровый) электронный микроскоп (SEM) Zeiss EVO MA 18 с приставкой энергодисперсионного (ЭДС) анализатора X-Max 50N и программного обеспечения Aztec, система анализа поверхности трения с помощью рентгеновской и оже-электронной спектроскопии (РФЭС и ОЭС), уникальный лабораторный комплекс «Путь – подвижной состав» для физического моделирования двух секций 4-осного локомотива и различной прицепной нагрузки.

2 МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КВАЗИЛИНЕЙНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

2.1 Моделирование подвижного состава при движении в криволинейном участке пути

Так как условия вписывания локомотивов с трёхосными тележками в криволинейные участки пути малого радиуса являются самыми неблагоприятными, то объектом исследования является трёхосная тележка на примере магистрального тепловоза 2ТЭ116 [167].

Цель разработки математической модели: определить расчётным путём значения продольных и поперечных сил кривого фрикционного взаимодействия тяговых колёсных пар с рельсами в кривых радиусом 250 и 300 м и на этой основе оценить частотные и переходные критерии качества для решения задачи мониторинга их изменений.

При математическом моделировании контролю подлежат значения [161, 164-167]:

- 1) поперечных смещений кузова, тележки и колёсных пар;
- 2) угол разворота рамы;
- 3) возвращающих сил поперечной связи «кузов – тележка» (2.25), определяемых нелинейной зависимостью жёсткости роликовых опор и упругого упора;
- 4) направляющих сил (2.23), определяющих износ гребней колёс и головки рельсов;
- 5) рамных сил (2.26), определяющих поперечный сдвиг пути;
- 6) боковых сил (2.27), определяющих контактное давление колёс с рельсами;
- 7) оценка степени износа колёсных пар (2.28).

Тепловоз 2ТЭ116 выполнен с несущей рамой [167,168]. Тягово-ходовая часть секции тепловоза выполнена тележечной на двух подвижных тележках, осевая формула 3_0-3_0 . Тележка тепловоза 2ТЭ116 (рисунок 2.1)

является бесчелюстной трёхосной тележкой имеющей индивидуальный привод каждой колёсной пары.

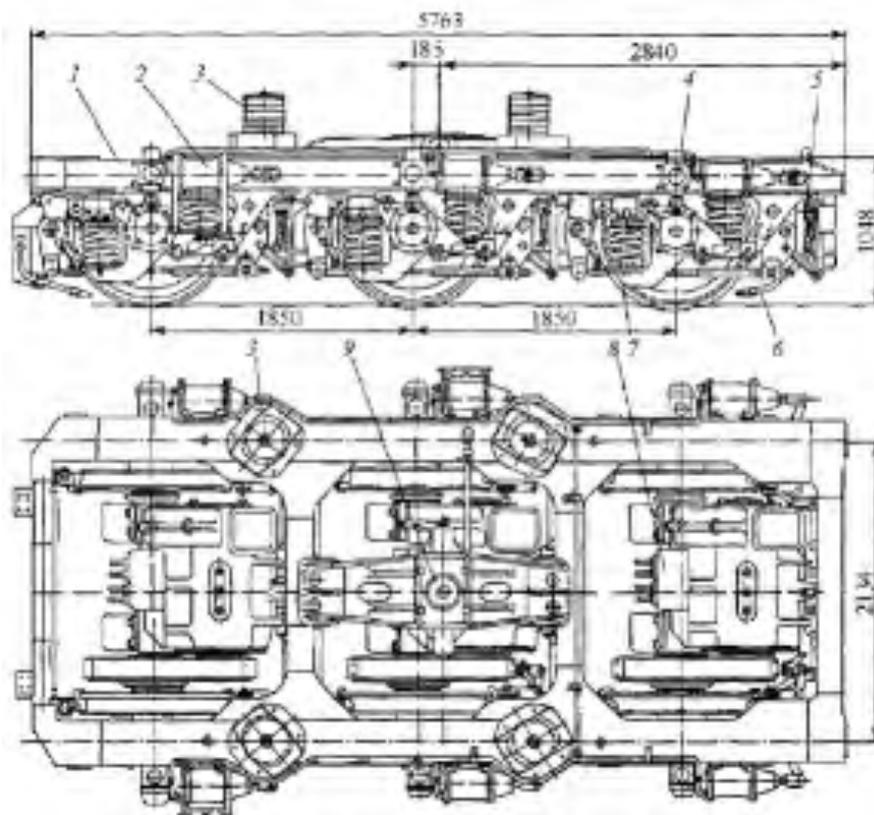


Рисунок 2.1 – Тележка тепловоза 2ТЭ116 [167]:

- 1 – рама; 2 – тормозной цилиндр; 3 – опора кузова; 4 – фрикционный гаситель вертикальных колебаний; 5 – траверсная подвеска тягового двигателя;
6 – песочная труба; 7 – пружина; 8 – колёсно-моторный блок;
9 – гнездо подпятника для шкворня

Для улучшения прохождения кривых участков пути средняя колёсная пара имеет свободный ход относительно рамы тележки.

Силы взаимодействия колёс и рельсов в упругих связях подвижного состава при движении в кривых определяются в основном колебаниями отбоя и виляния подвижных частей экипажа [169,170]. В качестве математической модели выберем кинематическую схему колебаний трёхосной тележки [171]. Параметры экипажа выбранного моделируемого подвижного состава – магистрального тепловоза 2ТЭ116 определены по данным работы [166,168,172-174] и представлены в таблице 2.1.

Таблица. 2.1 – Параметры экипажа 2ТЭ116

Параметр	Обозначение	Значение
1	2	3
Осевая формула		3 ₀ –3 ₀
Масса локомотива в целом, т	m	275,6
Масса кузова, приходящаяся на тележку, т	m_B	91,3
Момент инерции кузова, т·м ²	J_B	1400
Масса тележки, подрессоренная, т	m_P	10,5
Момент инерции тележки, т·м ²	J_P	30
Неподрессоренная масса, т	m_n	4,25
Статическая нагрузка колёсной пары на рельсы, кН	$2P$	225,4
Половина расстояния между центрами тележек, м	a_B	4,815
Половина шкворневой базы кузова, м	a_{III}	3,315
Продольное расстояние шкворня относительно средней колёсной пары, м	a_C	–0,185
Половина базы тележки, м	a_P	1,85
Поперечное упругое перемещение кузова, мм	y_{B1} y_{B2}	0...20 20...40
Поперечная жёсткость кузов-тележка, кН/м	C_{YB}	
y_{B1}		756
y_{B2}		4000
Поперечное сопротивление кузов-тележка, кН·с/м	B_Y	60
Угловая жёсткость соединения кузов-тележка, кН·м/рад	C_φ	300
Угловое сопротивление соединения кузов-тележка, кН·с·м/рад	B_φ	0
Поперечная жёсткость соединения рама тележки – крайняя колёсная пара, кН/м	C_{YP1}	8000
Поперечная жёсткость соединения рама тележки – средняя колёсная пара ($y > y_{20}$), кН/м	C_{YP2}	8000
Поперечное сопротивление соединения рама тележки – крайняя колёсная пара, кН·с/м	B_{YP1}	0
Поперечное сопротивление соединения рама тележки – средняя колёсная пара, кН·с/м	B_{YP2}	0
Свободный разбег средней колёсной пары (на сторону), м	y_{20}	0,014
Высота центра тяжести, м	h_C	2
1/2 длины между кругами катания, м	b_s	0,800

Радиус колеса	r_o	0,525
Коничность бандажа	β	0,05
Половина максимального зазора в колее, м – в прямолинейном и криволинейном $R > 350$ м участках пути и ширине колеи 1520 мм	σ_0	0,007
– в криволинейном $R > 300$ м участке пути и ширине колеи 1530 мм	σ_1	0,012
– в криволинейном $R > 250$ м участке пути и ширине колеи 1535 мм	σ_1	0,0145
Конструкционная скорость, км/ч	V	100
Боковая жёсткость пути, МН/м – при скреплениях ЖБР-65	C_r	23
Боковое сопротивление рельса, кН·с/м – при скреплениях ЖБР	B_r	0,25

Модель пути опишем функциями изменения свободного зазора в колее σ_{\min} , кривизны ρ и возвышения наружного рельса h в зависимости от пройденного пути.

Модель пути представим в виде следующих участков:

- прямого участка пути на входе длиной $s_{r_0} = 10$ м и возвышением $h = 0$ мм;
- переходной кривой на входе длиной $s_{r_1} = 50$ м и линейным повышением возвышения;
- круговой кривой длиной 150 м и заданным возвышением (таблица 2.2);
- переходной кривой на выходе длиной $s_{r_2} = 50$ м и линейным снижением возвышения до минимального уровня;
- участка прямой длиной $s_R = 200$ м и нулевым возвышением.

Изменение ширины колеи в переходной кривой от номинального на прямой до допустимого (с учётом уширения) в круговой кривой примем по линейному закону.

Таблица. 2.2 – Перечень моделируемых участков пути

Радиус криволинейного участка пути R , м	Ширина колеи, мм	Возвышение наружного рельса h_y , мм	Скорость движения V , км/ч			Непогашенное ускорение, м/с^2		
250	1535/1520	130	40,15	50,82	59,62	-0,3	0	+0,3
300	1530/1520	100	34,89	48,83	59,58	-0,3	0	+0,3

Используя теорию крипа, выполним описание взаимодействие колеса и рельса как функции от скорости проскальзывания колёс по рельсам (рисунок 2.2).

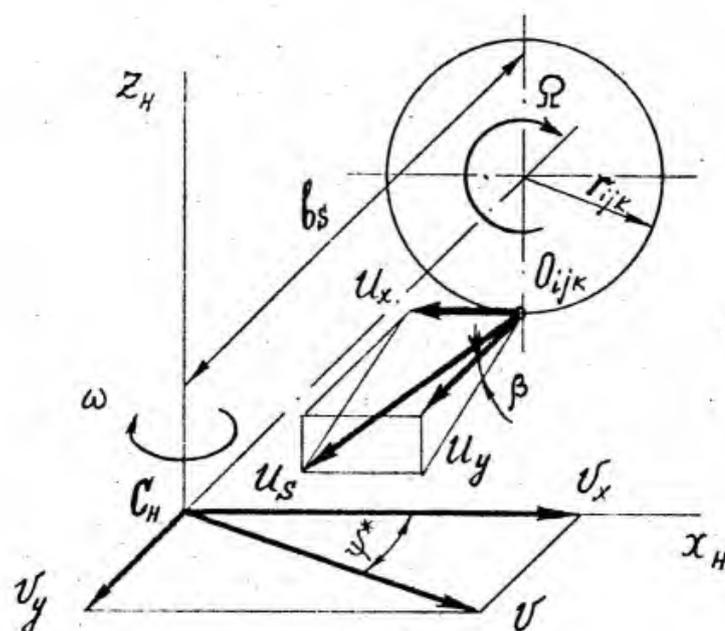


Рисунок 2.2 – Схема векторов скоростей в контакте колеса с рельсом

Переносное движение колёсной пары на участке пути с кривизной ρ представим состоящим из поступательного движения центра масс со скоростью V в направлении касательной к осевой линии пути и вращения вокруг центра масс с угловой скоростью $\omega = \rho \cdot V$.

В зоне контакта тягового колеса с рельсом возникают продольные и поперечные силы, определяемые коэффициентом Крипа по Мюллеру

$$\begin{aligned}
 K &= 235P - 2,4P^2 + 0,01P^3 = \\
 &= 235 \cdot 112,7 - 2,4 \cdot 112,7^2 + 0,01 \cdot 112,7^3 = 10312,1 \text{ кН},
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

где P – статическая нагрузка колеса на рельс, кН.

Эмпирическую зависимость коэффициента трения тягового колеса по рельсу примем на основе данных экспериментальных исследований металлоплакирующего материала. Интерполяционная функция нелинейного коэффициента трения для данной скорости [175] имеет вид (рисунок 2.3, а)

$$\begin{aligned}
 f_{\tau}(s) &= \frac{8}{100 + 20V_{\kappa}} + 0,042 + 3,03 \cdot 10^{-3}s - 1,55 \cdot 10^{-5}s^2 + \\
 &+ 3,37 \cdot 10^{-8}s^3 + 2,63 \cdot 10^{-11}s^4
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

где V_{κ} – скорость движения подвижного состава, км/ч;

s – аргумент пути трения, м.

Удельный коэффициент Крипа

$$K_s(s) = \frac{K}{P \cdot f_{\tau}(s)}
 \tag{2.3}$$

Эмпирическую зависимость коэффициента трения скольжения гребня колеса по боковой грани рельса примем на основе данных экспериментальных исследований твёрдо-пластичного смазочного покрытия типа РАПС. Интерполяционная функция нелинейного коэффициента трения имеет вид (рисунок 2.3, б)

$$\begin{aligned}
 f_{\tau c}(s) &= 0,057 + 1,18 \cdot 10^{-3}s - 2,15 \cdot 10^{-5}s^2 + 1,59 \cdot 10^{-7}s^3 - \\
 &- 4,27 \cdot 10^{-10}s^4 + 3,79 \cdot 10^{-13}s^5
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

где s – аргумент пути трения, м.

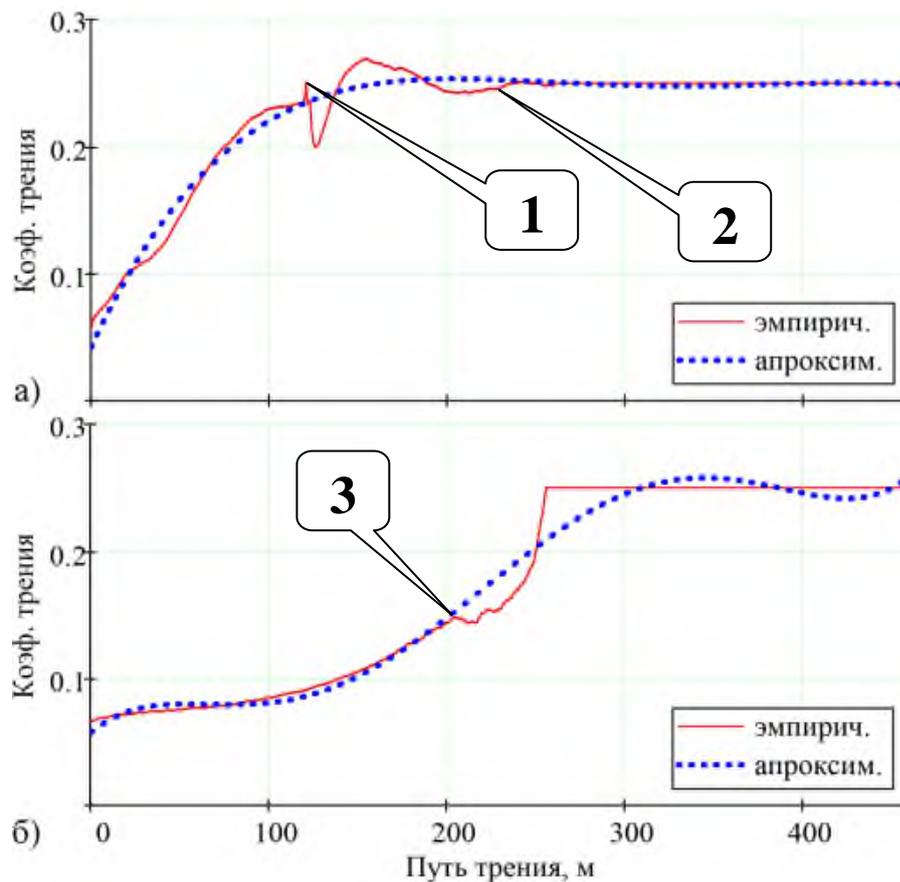


Рисунок 2.3 – Эмпирические и расчётные функции коэффициента трения:

а – коэффициента трения $f_T(s)$ тягового колеса по рельсу (2.2);

б – коэффициента трения скольжения $f_{TC}(s)$ гребня колеса по рельсу (2.4)

1 – момент времени подачи активизатора сцепления;

2 – момент времени стабилизации тяговой мощности;

3 – ресурс смазочного материала типа РАПС при разовом нанесении

Рассмотрим классическую схему двухточечного контакта колеса с рельсом, представленную на рисунке 2.4.

В общем случае нагрузку от колеса на рельс следует рассматривать как переменную. Нормальная сила N_k в точке контакта колеса по кругу катания

$$N_k(s) = \frac{P \cdot [1 + p_0 \cdot a_n(s) \cdot (-1)^{k+1}]}{\xi(s, u, u_y) \cdot \operatorname{tg} \beta_k + \cos \beta_k} \quad (2.5)$$

где P – статическая нагрузка колеса на рельс, кН

$$P = \frac{(m_g + 2m_p + 6m_n) \cdot g}{12} = \frac{(91,3 + 2 \cdot 10,5 + 6 \cdot 4,25) \cdot 9,81}{12} = 112,7 \quad (2.6)$$

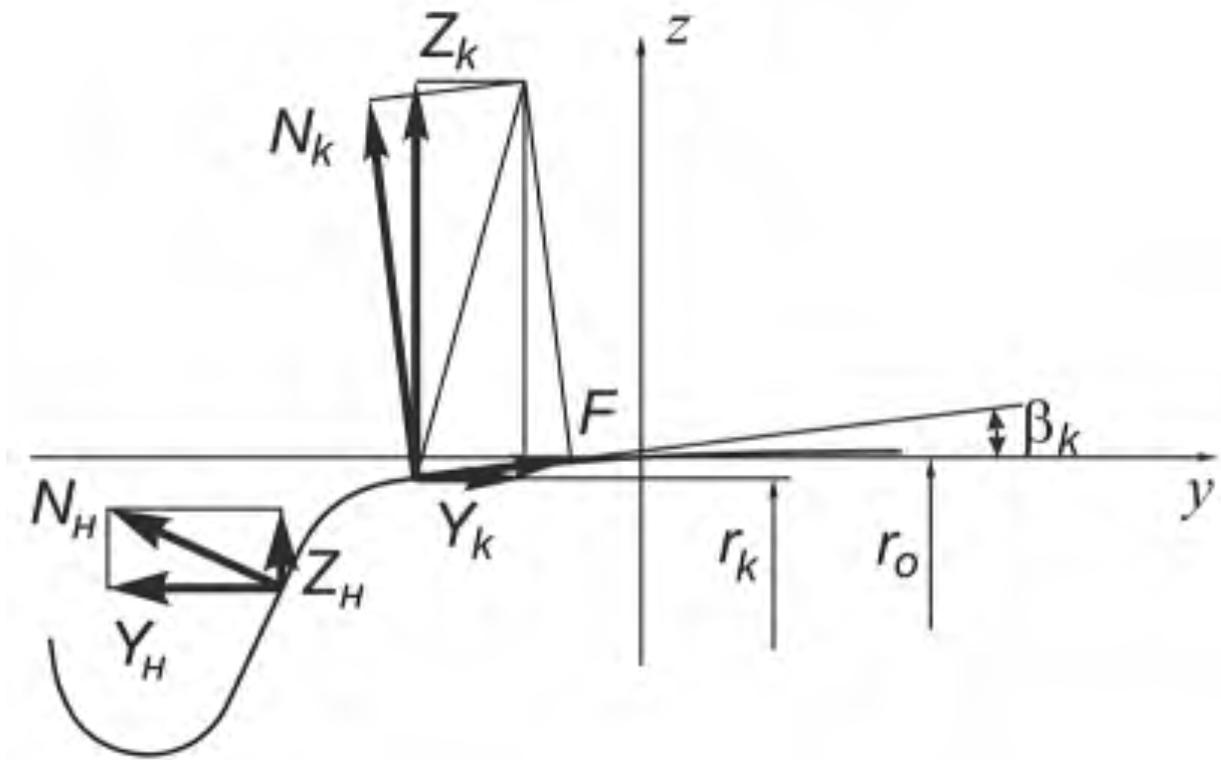


Рисунок 2.4 – Схема сил в контакте колеса и рельса

m_g – масса кузова, (таблица 2.1), т;

m_p – подрессоренная масса тележки (таблица 2.1), т;

m_n – неподрессоренная масса (таблица 2.1), т;

p_0 – относительное перераспределение нагрузки на колесо

$$p_0 = \frac{h_c}{g \cdot b_s} = \frac{2}{9,81 \cdot 0,8} = 0,255 \quad (2.7)$$

h_c – высота центра тяжести локомотива от уровня головок рельсов (таблица 2.1), м;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

b_s – 1/2 длины между кругами катания, м (таблица 2.1);

$a_n(s)$ – непогашенное поперечное ускорение

$$a_n(s) = V^2 \cdot \rho(s) - \frac{g \cdot h(s)}{2 \cdot b_s} \quad (2.8)$$

V – скорость движения подвижного состава, м/с;

ρ – кривизна пути, м^{-1} (рисунок 2.5)

$$\begin{aligned} \rho(s) = & \rho_0 + \Phi(s - sr_0) \frac{\rho_1 - \rho_0}{sr_1} (s - sr_0) - \\ & - \Phi(s - sr_0 - sr_1) \frac{\rho_1 - \rho_0}{sr_1} (s - sr_0 - sr_1) - \\ & - \Phi(s - sr_0 - sr_1 - s_R) \frac{\rho_1 - \rho_0}{sr_2} (s - sr_0 - sr_1 - s_R) + \\ & + \Phi(s - sr_0 - sr_1 - s_R - sr_2) \frac{\rho_1 - \rho_0}{sr_2} (s - sr_0 - sr_1 - s_R - sr_2), \end{aligned} \quad (2.9)$$

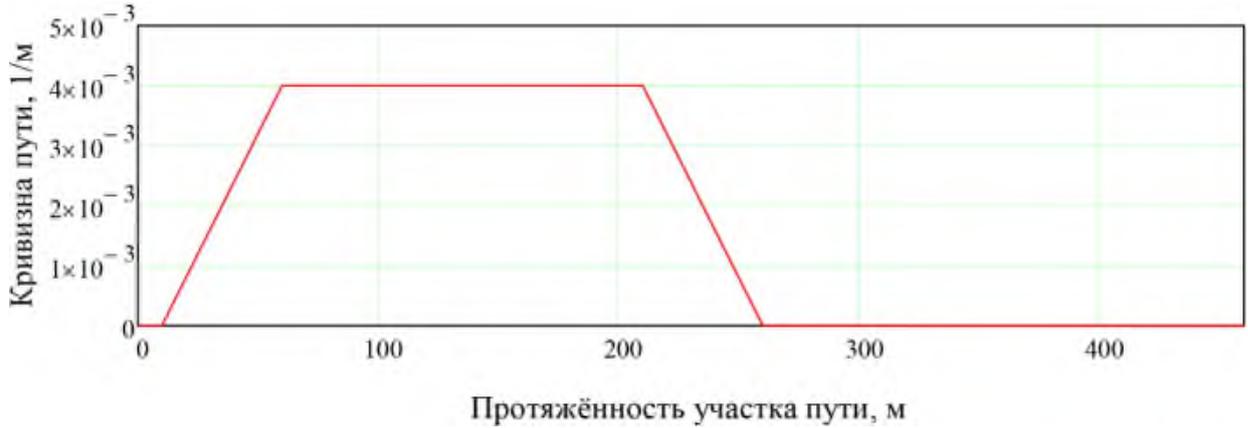


Рисунок 2.5 – Кривизна пути (2.9) в зависимости от пути трения

h – возвышение наружного рельса, м

$$\begin{aligned} h(s) = & h_0 + \Phi(s - sr_0) \frac{h_1 - h_0}{sr_1} (s - sr_0) - \\ & - \Phi(s - sr_0 - sr_1) \frac{h_1 - h_0}{sr_1} (s - sr_0 - sr_1) - \\ & - \Phi(s - sr_0 - sr_1 - s_R) \frac{h_1 - h_0}{sr_2} (s - sr_0 - sr_1 - s_R) + \\ & + \Phi(s - sr_0 - sr_1 - s_R - sr_2) \frac{h_1 - h_0}{sr_2} (s - sr_0 - sr_1 - s_R - sr_2), \end{aligned} \quad (2.10)$$

k – наружное ($k = 1$) и внутреннее ($k = 2$) колёса;

$\xi(s, u, u_{xy})$ – нелинейная функция касательной силы трения в точке контакта колеса и рельса (рисунок 2.6), определяемый в рамках нелинейной теории Крипа

$$\xi(s, u, u_{xy}) = f_T(s) \cdot \frac{K_S(s) \cdot u_{xy}}{\sqrt{1 + K_S(s)^2 \cdot u^2}}, \quad (2.11)$$

$f_T(s)$ – эмпирический коэффициент трения (2.2);

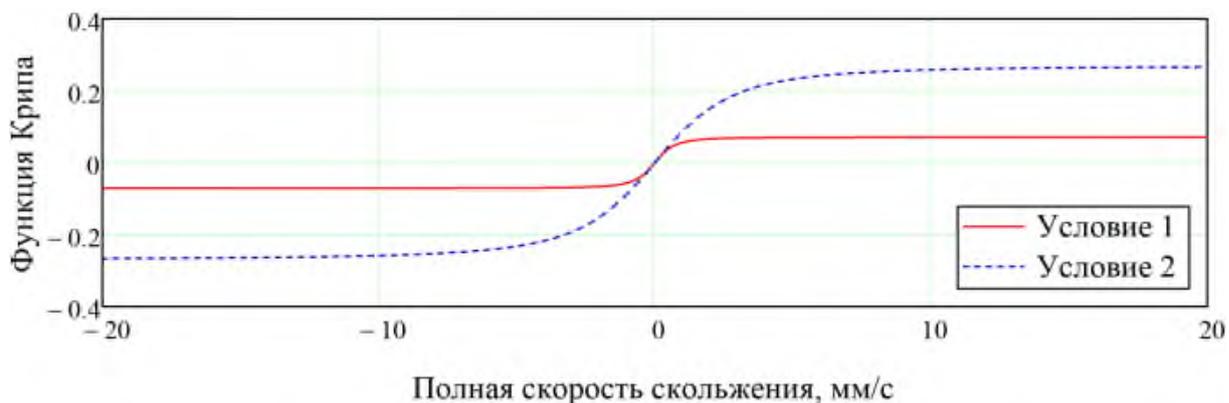


Рисунок 2.6 – Нелинейная функция касательной силы трения:

1 – при $a_n = 0 \text{ м/с}^2$; $f_T = 0,07$; $f_{TC} = 0,07$;

2 – при $a_n = -0,3 \text{ м/с}^2$; $f_T = 0,27$; $f_{TC} = 0,11$

$K_S(s)$ – удельный коэффициент крипа (2.3);

u – полная скорость проскальзывания колеса относительно рельса

$$u = \sqrt{u_x^2 + \left(\frac{u_y}{\cos \beta_k} \right)^2}, \quad (2.12)$$

u_x – продольное проскальзывание колёс, определяемое несоответствием путей, проходимых колёсами по внешнему и внутреннему рельсам

$$u_x = \frac{1}{V} \left[\Omega_k r_k - V + (-1)^k b_s (\omega - \psi'_{ij}) \right] = \Delta r_{ijk} + (-1)^k b_s \left(\rho - \frac{\psi'_{ij}}{V} \right); \quad (2.13)$$

Ω_k – угловая скорость вращения колёсной пары вокруг собственной оси; для случая движения на выбеге без боксования и юза с достаточной точностью можно принять $\Omega_k = V/r_0$,

r_k – радиус катания колеса;

r_0 – средний радиус катания колеса (таблица 2.1);

u_y – поперечное скольжение колеса относительно рельса;

ψ_{ij} – угол поворота колеса в профиле пути;

Δr – относительное изменение радиуса круга катания при поперечном перемещении колёсной пары для конического бандажа

$$\Delta r_{ijk} = \frac{\eta_{ij} + (-1)^{j+1} a_{ij} \psi_{ij}}{r_0} \beta_k \quad (2.14)$$

где a_{ij} – координаты центра колёсной пары относительно центра i -й тележки

$$a_j = (2 - j) a_p; \quad (2.15)$$

a_p – половина базы тележки (таблица 2.1), м;

β_{ijk} – угол наклона конической части профиля колеса по кругу катания

$$\beta_k = \text{arctg}(0,05) \cdot (-1)^{k+1} \quad (2.16)$$

Проекция переносной скорости V на оси координат системы xOy равны

$$\left. \begin{aligned} V_x &= V \cos \psi_{ij}; \\ V_y &= V \sin \psi_{ij}; \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

Рассматривая малые колебания, произведём замену $\sin \psi_{ij} \cong \psi_{ij}$, тогда

$$u_{yijk} = \psi_{ij} - \frac{1}{V} (\eta'_{ij} - \eta'_{rijk}).$$

Скорость поперечного проскальзывания колёс j -й колёсной пары

$$u_{yjk} = \psi_{pi} - \frac{\eta'_{ij}}{V} + a_j \rho \quad (2.18)$$

где a_j – координаты центра колёсной пары относительно центра i -й тележки

(2.15)

ρ – кривизна траектории пути.

Проекция силы Крива в продольном и поперечном направлениях:

$$\begin{aligned} X_{ijk}(s) &= N_k \cdot \xi(s, u, u_x) = \\ &= \frac{P \cdot [1 + p_0 \cdot a_n(s) \cdot (-1)^{k+1}]}{f_T(s) \cdot \frac{K_S(s) \cdot u_y}{\sqrt{1 + K_S(s)^2 \cdot u^2}} \cdot \text{tg} \beta_k + \cos \beta_k} \cdot f_T(s) \cdot \frac{K_S(s) \cdot u_x}{\sqrt{1 + K_S(s)^2 \cdot u^2}} \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned}
 Y_{ijk}(s) &= N_k \cdot [\xi(s, u, u_y) - \sin \beta_k] = \\
 &= \frac{P \cdot [1 + p_0 \cdot a_n(s) \cdot (-1)^{k+1}]}{f_T(s) \cdot \frac{K_S(s) \cdot u_y}{\sqrt{1 + K_S(s)^2 \cdot u^2}} \cdot \operatorname{tg} \beta_k + \cos \beta_k} \times \\
 &\times \left(f_T(s) \cdot \frac{K_S(s) \cdot u_y}{\sqrt{1 + K_S(s)^2 \cdot u^2}} - \sin \beta_k \right)
 \end{aligned}
 \tag{2.20}$$

где N_k – нормальная сила в точке контакта колеса по кругу катания (2.5);

$\xi(s, u, u_y)$ – нелинейная функция касательной силы трения в точке контакта колеса и рельса (2.11).

Для составления расчётной схемы (рисунок 2.7) была применена методика, представленная в работах [176,177].

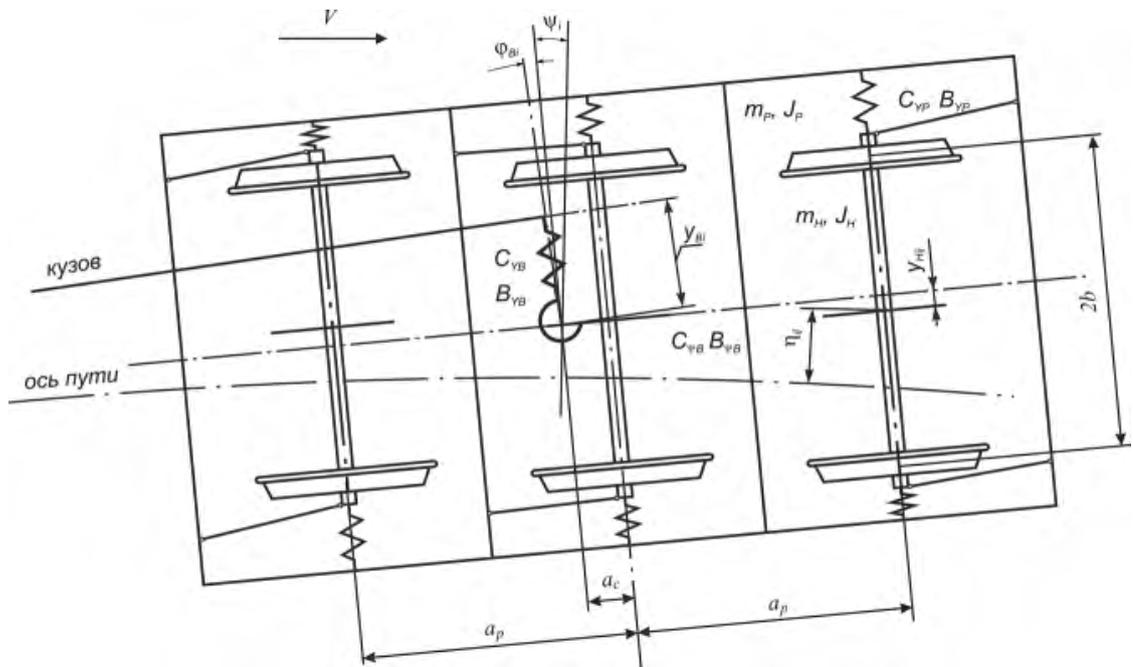


Рисунок 2.7 – Расчётная схема тележки тепловоза 2ТЭ116

Дифференциальные уравнения имеют вид:

$$\begin{cases}
\dot{y}_0 = y_1; \\
\dot{y}_1 = \frac{1}{m_A} \left[-F_{YB}(y_0 - y_2) - B_Y(y_1 - y_3) \right] + a_i(Vt); \\
\dot{y}_2 = y_3; \\
\dot{y}_3 = \frac{1}{m_P} \left[F_{YB}(y_0 - y_2) + B_Y(y_1 - y_3) - \left[F_{YP2}(y_2 - y_{10}) + B_{YP2}(y_3 - y_{11}) + \right. \right. \\
\left. \left. + C_{YPI}(2y_2 - y_4 - y_6) + \right. \right. \\
\left. \left. + B_{YPI}(2y_3 - y_5 - y_7) \right] \right] + a_i(Vt); \\
\dot{y}_4 = y_5; \\
\dot{y}_5 = \frac{1}{m_H} \left[C_{YPI}(y_2 - y_4 + a_P y_8) + B_{YPI}(y_3 - y_5 + a_P y_9) + \right. \\
\left. + Y_{11}(y_4, y_5, y_8, y_9, Vt) + Y_{12}(y_4, y_5, y_8, y_9, Vt) - Y_H(y_4, Vt) \right] + a_i(Vt + a_P); \\
\dot{y}_6 = y_7; \\
\dot{y}_7 = \frac{1}{m_{II}} \left[C_{YPI}(y_2 - y_6 - a_P y_8) + B_{YPI}(y_3 - y_7 - a_P y_9) + \right. \\
\left. + Y_{31}(y_6, y_7, y_8, y_9, Vt) + Y_{32}(y_6, y_7, y_8, y_9, Vt) - Y_H(y_6, Vt) \right] + a_i(Vt - a_P); \\
\dot{y}_8 = y_9; \\
\dot{y}_9 = \frac{1}{J_P} \left[C_\varphi(a_G \cdot \rho(Vt) - y_8) - B_\varphi y_9 + \right. \\
+ a_P \left[C_{YPI}(y_4 - y_6 - 2a_P y_8) + B_{YPI}(y_5 - y_7 - 2a_P y_9) \right] + \\
\left. + a_C F_{YB}(y_2 - y_0) + b_S \left[X_{12}(y_4, y_5, y_8, y_9, Vt) - X_{11}(y_4, y_5, y_8, y_9, Vt) + \right. \right. \\
\left. \left. + X_{32}(y_6, y_7, y_8, y_9, Vt) - X_{31}(y_6, y_7, y_8, y_9, Vt) + \right. \right. \\
\left. \left. + X_{22}(y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, Vt) - X_{21}(y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, Vt) \right] \right]; \\
\dot{y}_{10} = y_{11}; \\
\dot{y}_{11} = \frac{1}{m_H} \left[F_{YP2}(y_2 - y_{10}) + B_{YP2}(y_3 - y_{11}) + \right. \\
\left. + Y_{21}(y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, Vt) + Y_{22}(y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, Vt) - Y_{II}(y_{10}, Vt) \right] + a_i(Vt),
\end{cases} \tag{2.21}$$

где $y_0 = \eta_B$ – поперечное перемещение центра масс кузова;

$y_1 = \dot{\eta}_B$ – скорость поперечного перемещения центра масс кузова;

$y_2 = \eta_{p1}$ – поперечное перемещение центра масс тележки;

$y_3 = \dot{\eta}_{p1}$ – скорость поперечного перемещения центра масс тележки;

$y_4 = \eta_1$ – поперечное перемещение центра масс 1-й колёсной пары;

$y_5 = \dot{\eta}_1$ – скорость поперечного перемещения центра масс 1-й колёсной

пары;

$y_6 = \eta_3$ – поперечное перемещение центра масс 3-й колёсной пары;

$y_7 = \dot{\eta}_3$ – скорость поперечного перемещения центра масс 3-й колёсной пары;

$y_8 = \Psi_{p1}$ – угол поворота (виляние) рамы тележки;

$y_9 = \dot{\Psi}_{p1}$ – скорость изменения угла поворота (виляния) рамы тележки;

$y_{10} = \eta_2$ – поперечное перемещение центра масс 2-й колёсной пары;

$y_{11} = \dot{\eta}_2$ – скорость поперечного перемещения центра масс 2-й колёсной пары;

$F_{YB}(y)$ – нелинейная упругая характеристика поперечной связи «кузов – тележка», жёсткость которого определяется работой роликовых опор, и участок, включающий дополнительный упругий упор (рисунок 2.8)

$$F_{YB}(y) = C_{YB0}y + (C_{YB1} - C_{YB0}) \cdot \left[y + \frac{1}{2} (|y - y_{B0}| - |y + y_{B0}|) \right] + 20C_{YB1} \cdot \left[y + \frac{1}{2} (|y - y_{B1}| - |y + y_{B1}|) \right]. \quad (2.22)$$

B_y – поперечное сопротивление «кузов – тележка», кН·с/м;

$F_{YP2}(y)$ – нелинейная упругая характеристика связи «тележка – средняя колёсная пара»;

B_{YP2} – поперечное сопротивление в связи «рама тележки – средняя колёсная пара», кН·с/м;

C_{YP1} – поперечная жёсткость в связи «рама тележки – крайняя колёсная пара», кН/м;

B_{YP1} – поперечное сопротивление в связи «рама тележки – крайняя колёсная пара», кН·с/м

a_p – половина базы тележки, м;

Y_{11}, Y_{12} – проекции силы Крива в поперечном направлении для 1-й колёсной пары соответственно для левого и правого колеса;

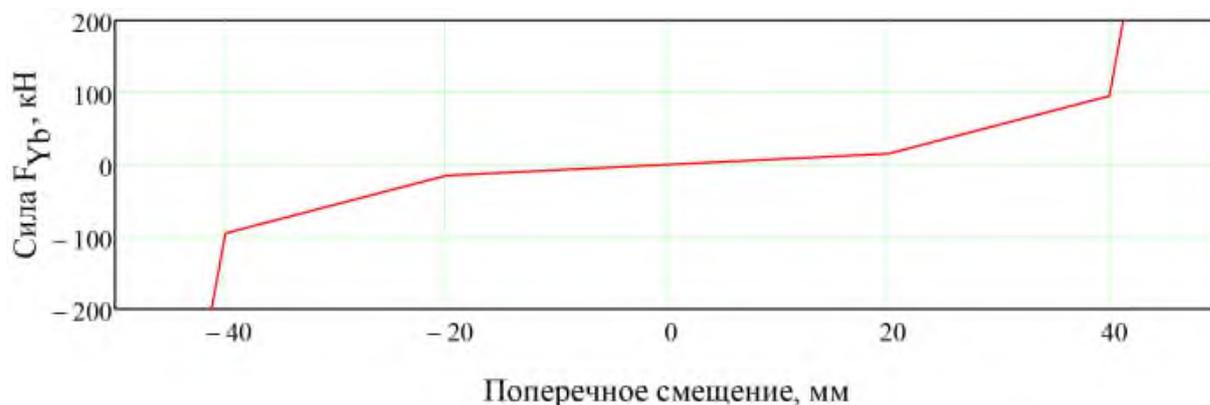


Рисунок 2.8 – Упругая характеристика соединения «кузов – тележка» в поперечном направлении

Y_H – направляющая сила поперечного перемещения колёсной пары (рисунок 2.9).

Направляющую силу Y_H оценивают свободным ходом колёсной пары перемещения в поперечном направлении h_{ij} . В свою очередь она определяет боковой износ гребней колёс и головки рельсов

$$Y_{Hij} = C_R \cdot \left(\eta_{ij} + 0,5 \left(|\eta_{ij} - e| - |\eta_{ij} + e| \right) \right) \quad (2.23)$$

где e – половина свободного зазора в колее, $e = \sigma_1$ (таблица 2.1);

C_R – контактная жёсткость, включающая поперечную жёсткость рельса (таблица 2.1), кН/м.

Y_{31} , Y_{32} – проекции силы Крипа в поперечном направлении для 3-й колёсной пары соответственно для левого и правого колеса;

C_φ – угловая жёсткость в связи «кузов – тележка», кН·м/рад;

B_φ – угловое сопротивление в связи «кузов – тележка», кН·с·м/рад;

a_{III} – $1/2$ расстояния шкворневой базы кузова, м;

a_P – $1/2$ длины базы тележки, м;

a_C – продольное расстояние шкворня относительно средней колёсной пары, м;

b_S – $1/2$ длины между кругами катания, м;

ρ – кривизны траектории пути;

X_{ij} – проекции силы Крива в продольном направлении для 1, 3 и 2-й колёсных пар соответственно для левого и правого колеса;

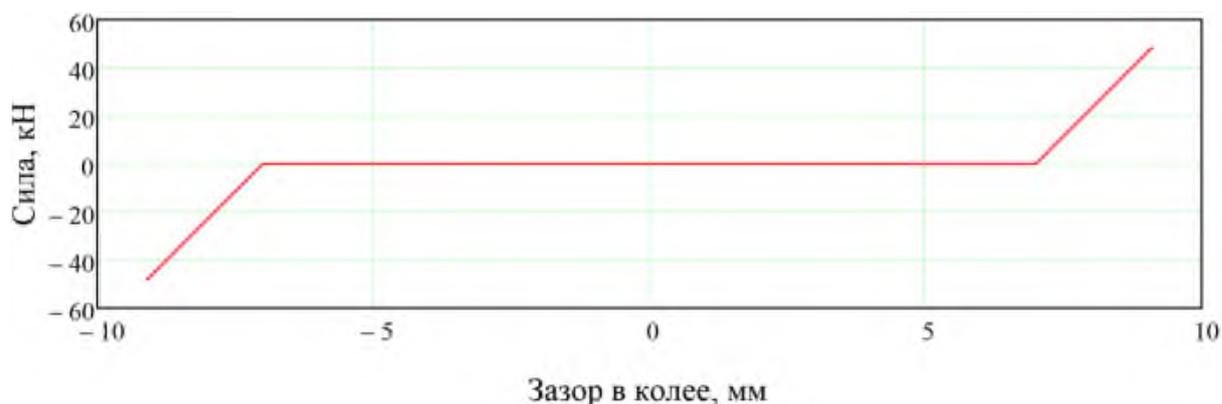


Рисунок 2.9 – Направляющая сила перемещения колёсной пары в поперечном направлении

F_{Yp2} – упругая характеристика соединения «тележка – средняя колёсная пара» определяется свободным ходом колёсной пары относительно буксы и упругой связью буксы и рамы тележки (рисунок 2.10)

$$F_{Yp2}(y) = C_{P20} \cdot \left[y + \frac{1}{2} (|y - y_{P20}| - |y + y_{P20}|) \right]. \quad (2.24)$$

B_{Yp2} –сопротивление соединения «рама тележки – средняя колёсная пара» в поперечном направлении, кН·с/м;

Y_{21}, Y_{22} – проекции силы Крива в поперечном направлении для 2-й колёсной пары соответственно для левого и правого колеса.

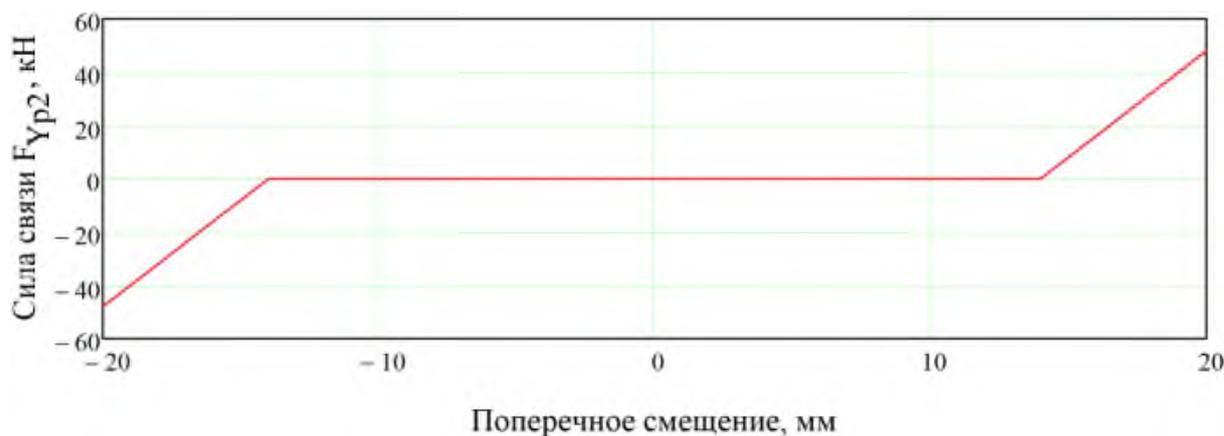


Рисунок 2.10 – Характеристика соединения «тележка – средняя колёсная пара»

Решение составленной системы из 12 уравнений позволило определить следующие значения:

- возвращающих сил поперечной связи «кузов – тележка»

$$Y_b = F_{YB} (\eta_B - \eta_{p1}) + B_Y (\eta'_B - \eta'_{p1}) \quad (2.25)$$

- рамных сил под j -й колёсной парой, определяющих поперечный сдвиг пути

$$Y_{Pj} = \begin{cases} C_{YP1} (\eta_{p1} - \eta_1 + a_P \Psi_{p1}) + B_{YP1} (\eta'_{p1} - \eta'_1 + a_P \Psi'_{p1}), \\ F_{YP2} (\eta_{p1} - \eta_2) + B_{YP2} (\eta'_{p1} - \eta'_2), \\ C_{YP1} (\eta_{p1} - \eta_3 - a_P \Psi_{p1}) + B_{YP1} (\eta'_{p1} - \eta'_3 - a_P \Psi'_{p1}); \end{cases} \quad (2.26)$$

- боковые силы a_{ij} и контактное давление колёс с рельсами

$$Y_{Rij} = Y_{Hij} - Y_{ijk}, \quad (2.27)$$

где Y_{Hij} – направляющая сила перемещения колёсной пары в поперечном направлении (2.23);

Y_{ijk} – проекции силы Крива в поперечном направлении (2.20).

Износ колёс и рельсов связывают, как правило с износом гребня колеса и боковой поверхности головки рельсов. Именно это условие ограничивает дальнейшую эксплуатацию колёсных пар и рельсов [178,179]:

$$Fg_i(s) = Y_{Hij} \left(\Psi_{p1} \pm \frac{a_P}{R} \right) \cdot f_{tc}(s), \text{ [Дж/м]}, \quad (2.28)$$

где a_P – расстояние от центра поворота тележки до колёсной пары – половина базы тележки (таблица 2.1), м;

f_{mc} – коэффициент трения гребня колеса по рельсу (2.4);

Ψ_{p1} – угол поворота (виляние) рамы тележки – угол наклона гребня;

Y_{Hij} – направляющая сила поперечного перемещения колёсной пары (2.23).

Критерием оценки по фактору износа для определения оптимальной ширины колеи будет являться суммарный фактор износа по всем колёсным парам. Так, если ширины колеи уменьшается с 1535/1530 мм до 1520 мм и

суммарный фактор износа снижается, то ширина колеи 1520 мм является оптимальной при отсутствии явления заклинивания колёсных пар.

Основные результаты математического моделирования при поиске оптимальной ширины рельсовой колеи с 1535 до 1520 мм и с 1530 до 1520 мм на рассматриваемом участке пути для тепловоза 2ТЭ116 при фиксированных значениях непогашенного поперечного ускорения (2.8) $-0,3$; 0 и $+0,3$ м/с² представлены на рисунках 2.11–2.14, а в приложении А – все остальные.

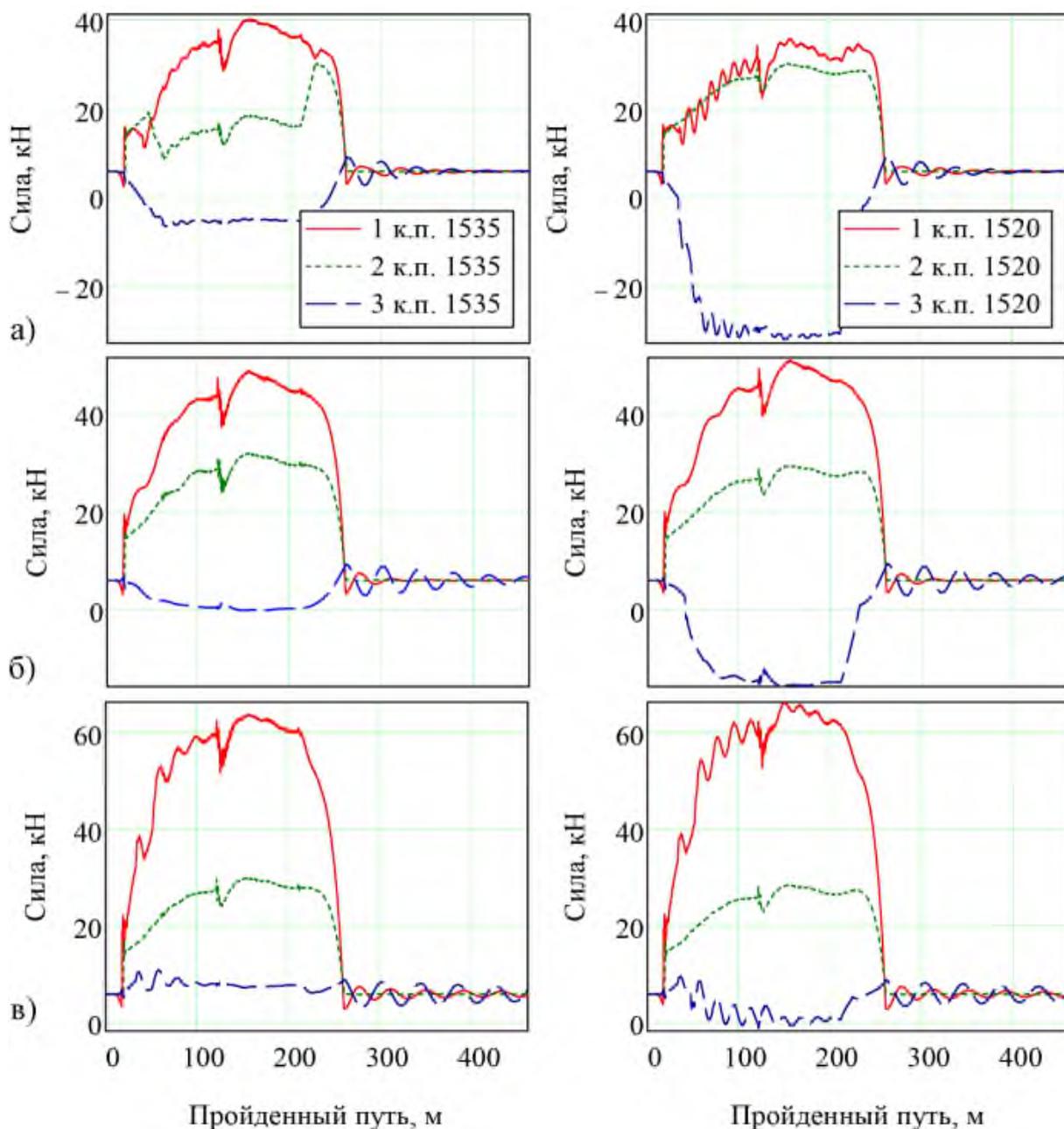


Рисунок 2.11 – Боковые силы, определяющие отжатие рельса

и контактное давление в системе «колесо – рельс» магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250$ м; $h = 130$ мм и уширении колеи на 15/0 мм:

$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; \quad б - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$$

$$в) a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$$

Статистически максимально возможные значения поперечных перемещений колёсных пар, угловых смещений тележки, направляющих, рамных, боковых сил и фактора износа в зависимости от непогашенного поперечного ускорения и ширины колеи поперечных смещений тепловоза 2ТЭ116 приведены на рисунках 2.15–2.20.

Сформулируем основные выводы по математическому моделированию.

1) Уменьшение ширины рельсовой колеи со значений 1535 и 1530 мм до 1520 мм в участках пути радиуса 250 и 300 м приводит к изменению динамических характеристик, а именно:

а) для набегающего колеса колёсной пары повышает контактные нагрузки боковых сил на 3,6 % в диапазоне значений $a_{\text{нп}} = -0,1 \dots +0,3 \text{ м/с}^2$, а при $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$ – снижает на 10 %;

б) для средней колёсной пары улучшает условия вписывания в диапазоне значений $a_{\text{нп}} = -0,05 \dots +0,3 \text{ м/с}^2$, а при $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$ – контактные нагрузки возрастают на 58 %;

в) для третьей колёсной пары при значениях непогашенного поперечного ускорения от $-0,3$ до $+0,1 \text{ м/с}^2$ повышает боковые усилия на 42,8 ... 13,6 %, а при $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$ – снижает на 55 %.

Представленные на рисунке 2.19 результаты подтверждают вывод о том, что с уменьшением числа степеней свободы колебаний колёсных пар улучшается общая динамика вписывания колёсной пары в криволинейный участок пути как радиуса 250 м, так и 300 м.

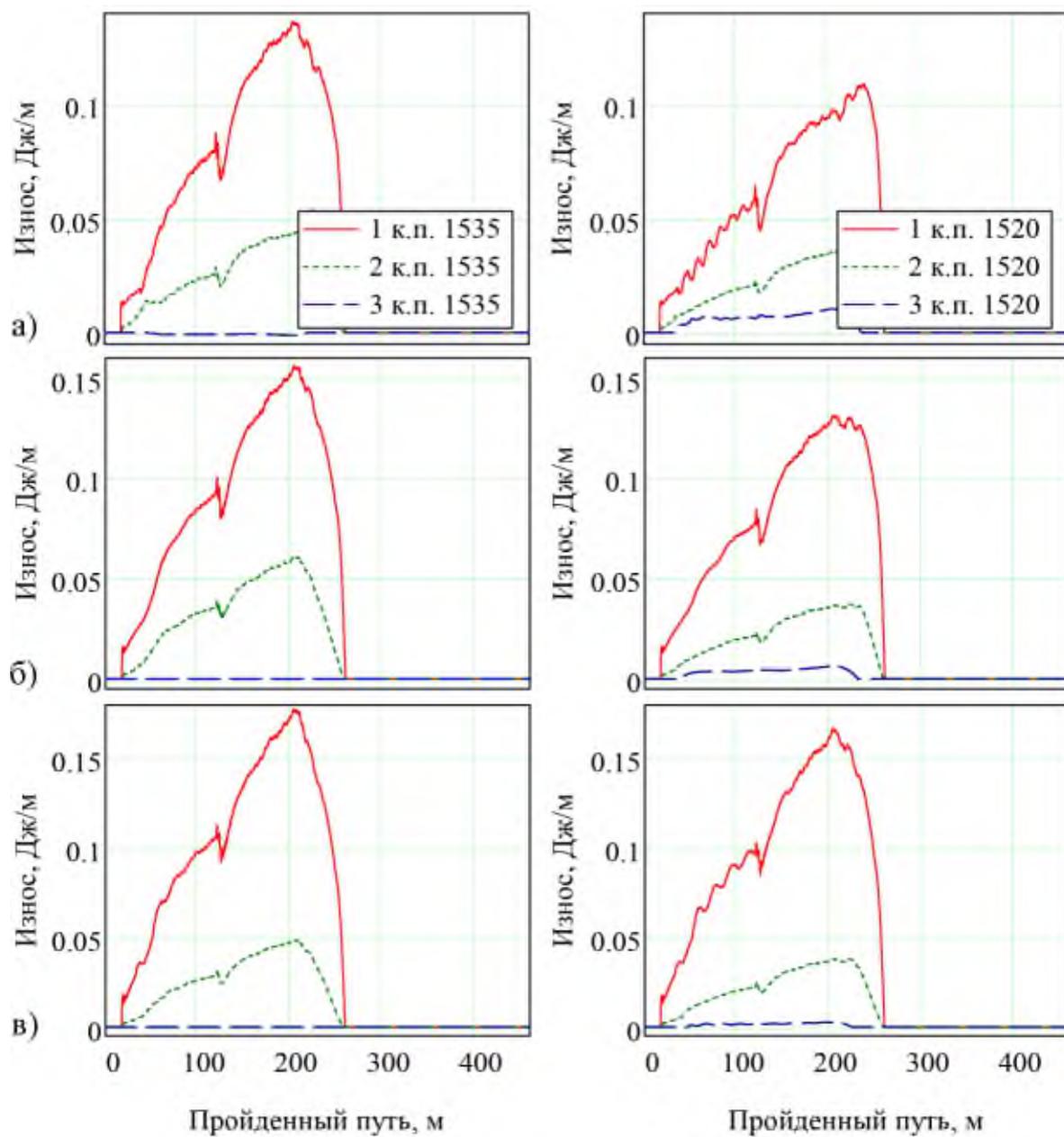


Рисунок 2.12 – Фактор износа колёс магистрального тепловоза 2ТЭ116

с рельсами при $R = 250$ м; $h = 130$ мм и уширении колеи на 15/0 мм:

$a - a_{\text{нп}} = -0,3$ м/с², $V = 40,13$ км/ч; $б - a_{\text{нп}} = 0$ м/с², $V = 50,82$ км/ч;

$в) a_{\text{нп}} = +0,3$ м/с², $V = 59,62$ км/ч

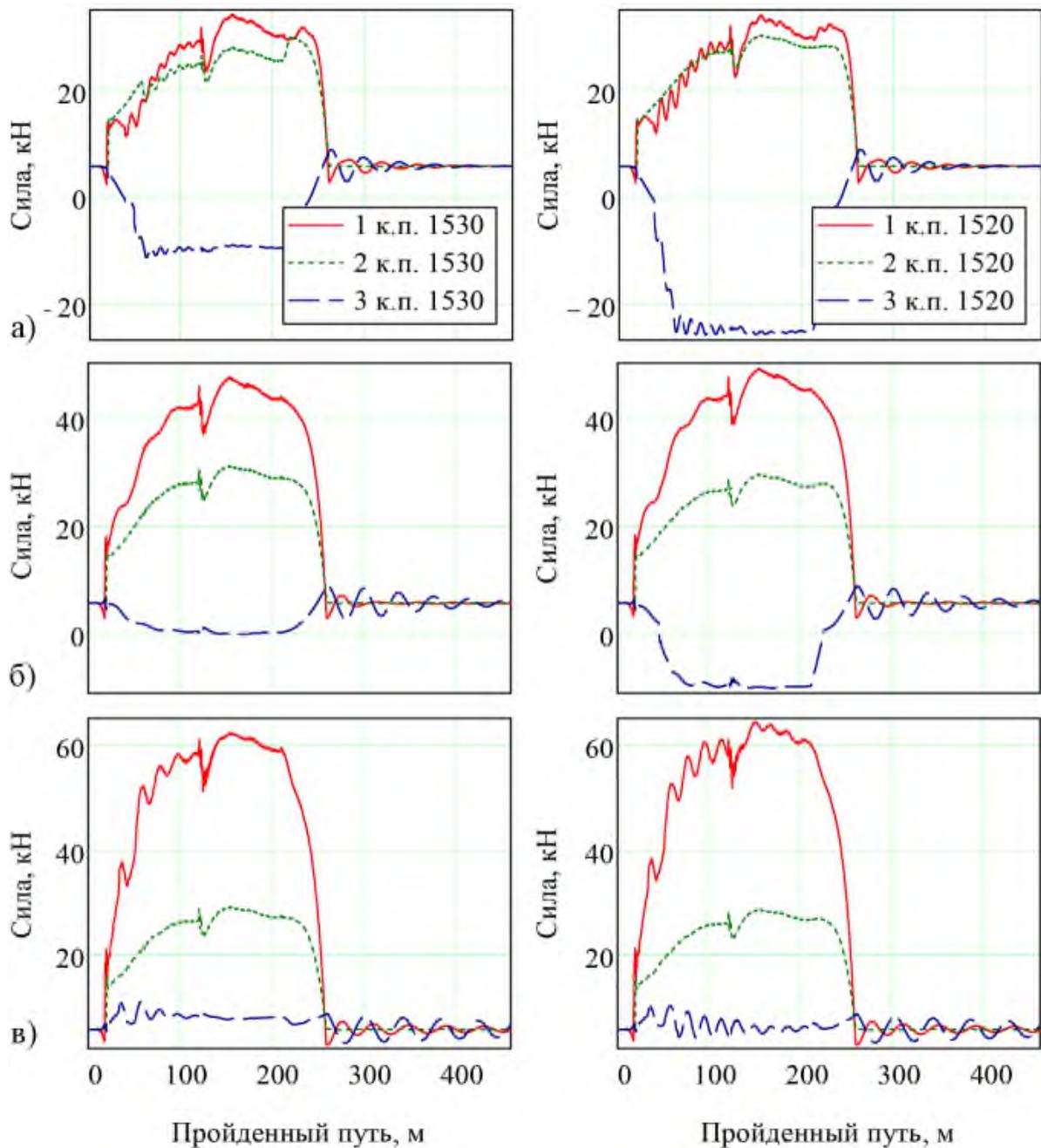


Рисунок 2.13 – Боковые силы, определяющие отжатие рельса и контактное давление в системе «колесо – рельс» магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300$ м; $h = 100$ мм и уширении колеи на 10/0 мм:

$$а - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = V = 34,89 \text{ км/ч}; \quad б - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 48,83 \text{ км/ч};$$

$$в) a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,58 \text{ км/ч}$$

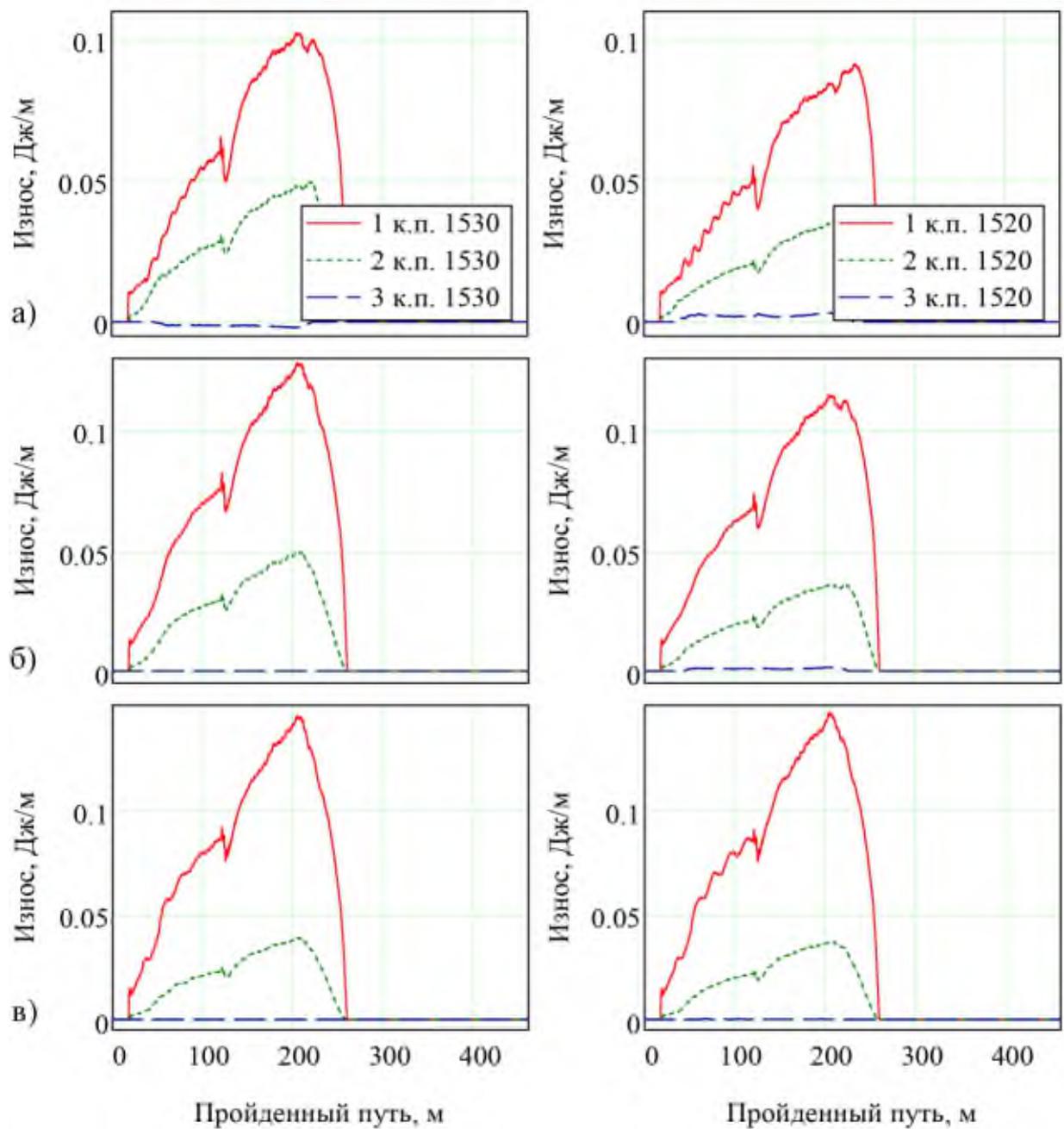


Рисунок 2.14 – Фактор износа колёс магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R=300$ м; $h=100$ мм и уширении колеи на 10 / 0 мм:
 а) $a_{тп} = -0,3$ м/с², $V = V = 34,89$ км/ч; б) $a_{тп} = 0$ м/с², $V = 48,83$ км/ч;
 в) $a_{тп} = +0,3$ м/с², $V = 59,58$ км/ч

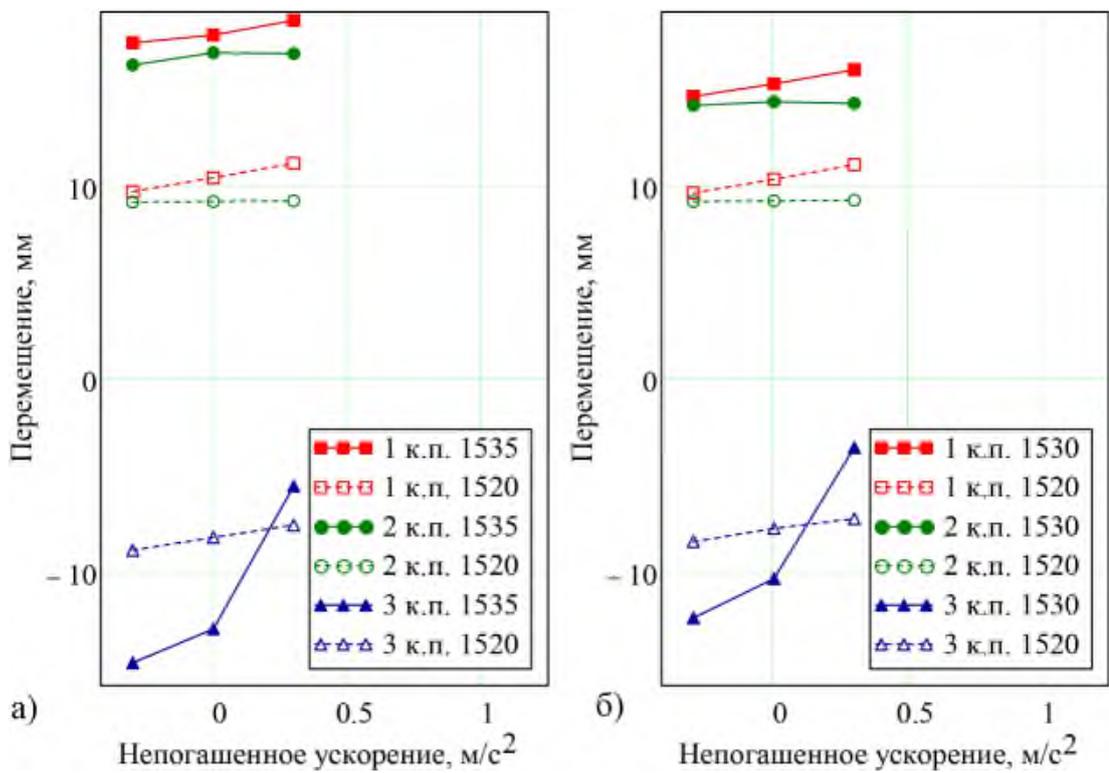


Рисунок 2.15 – Максимально возможные значения поперечных смещений колёсных пар локомотива 2ТЭ116:

a – при $R = 250$ м; *б* – при $R = 300$ м

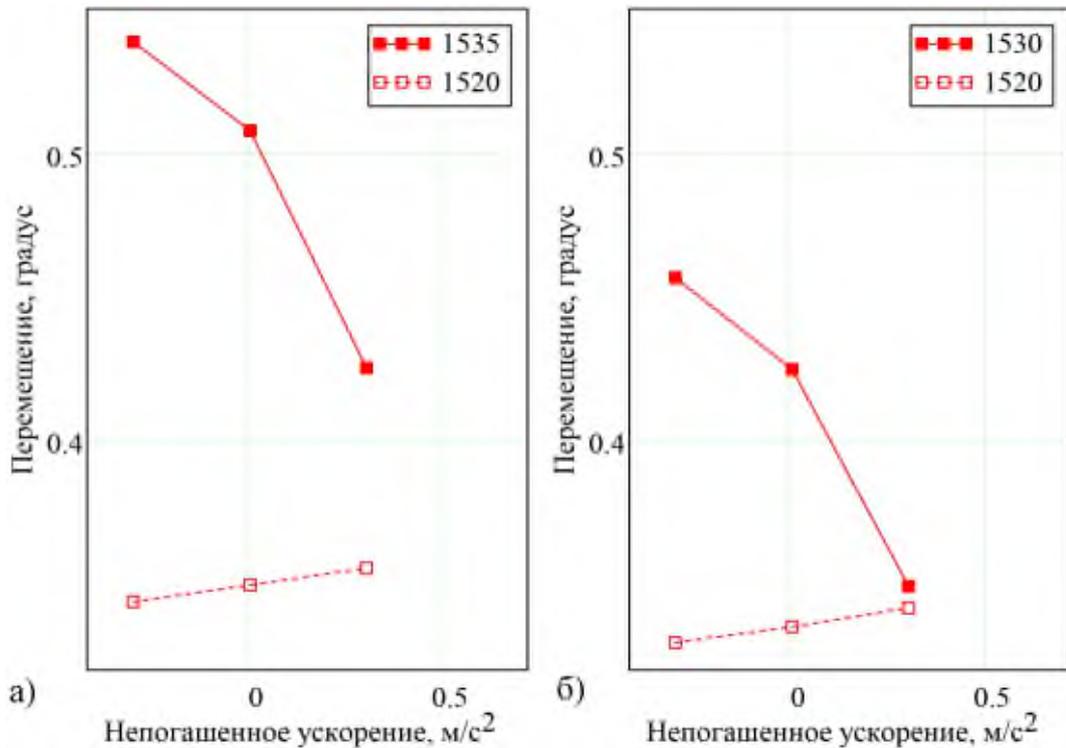


Рисунок 2.16 – Максимально возможные значения угловых смещений тележки локомотива 2ТЭ116:

a – при $R = 250$ м; *б* – при $R = 300$ м

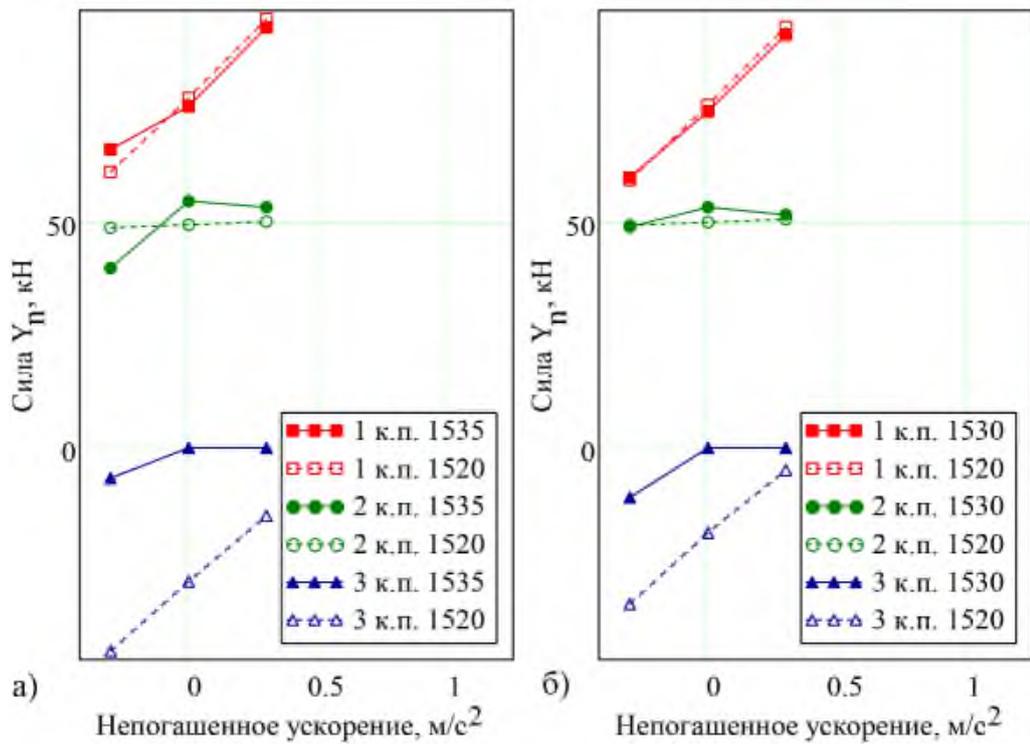


Рисунок 2.17 – Максимально возможные значения направляющих сил, определяющих боковой износ колёс и контактное давление локомотива 2ТЭ116: *a* – при $R = 250$ м; *б* – при $R = 300$ м

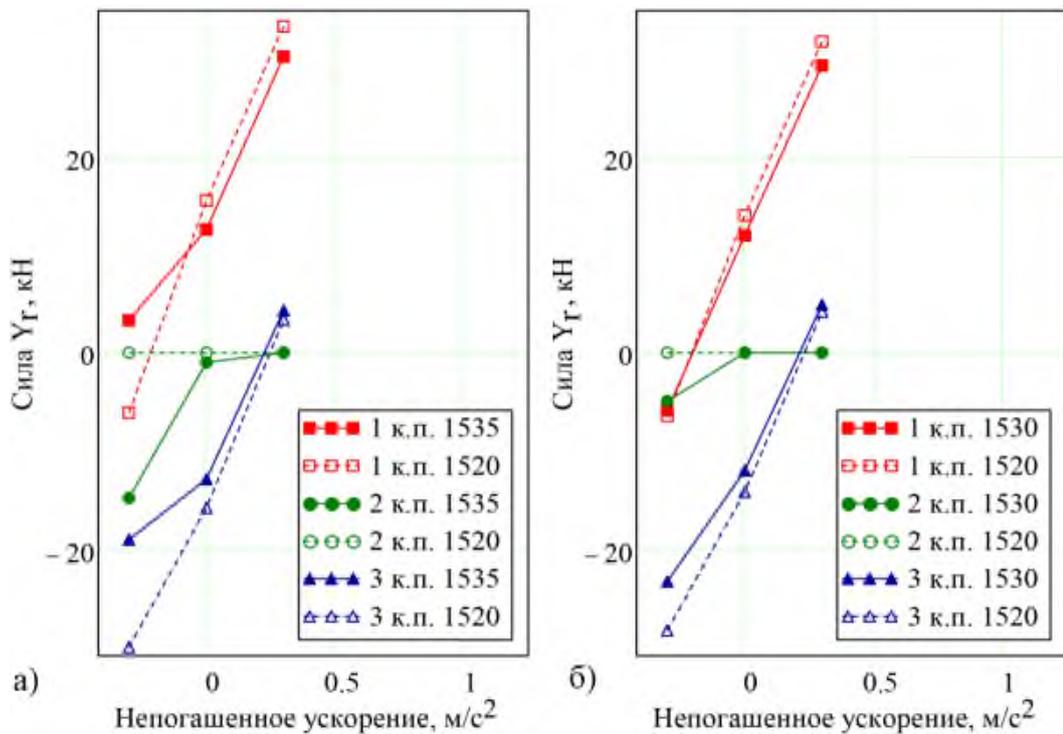


Рисунок 2.18 – Максимально возможные значения рамных сил тележки локомотива 2ТЭ116, определяющих поперечный сдвиг пути: *a* – при $R = 250$ м; *б* – при $R = 300$ м

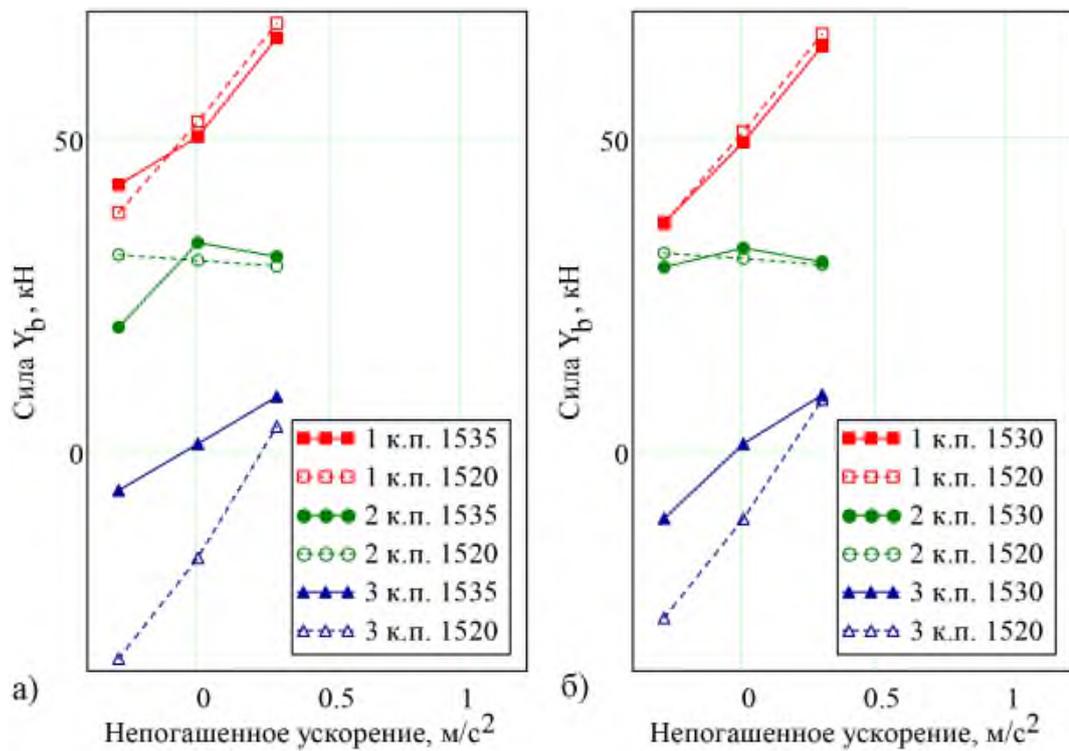


Рисунок 2.19 – Максимально возможные значения боковых сил колёс локомотива 2ТЭ116, определяющих отжатие рельса и контактное давление:

a – при $R = 250$ м; b – при $R = 300$ м

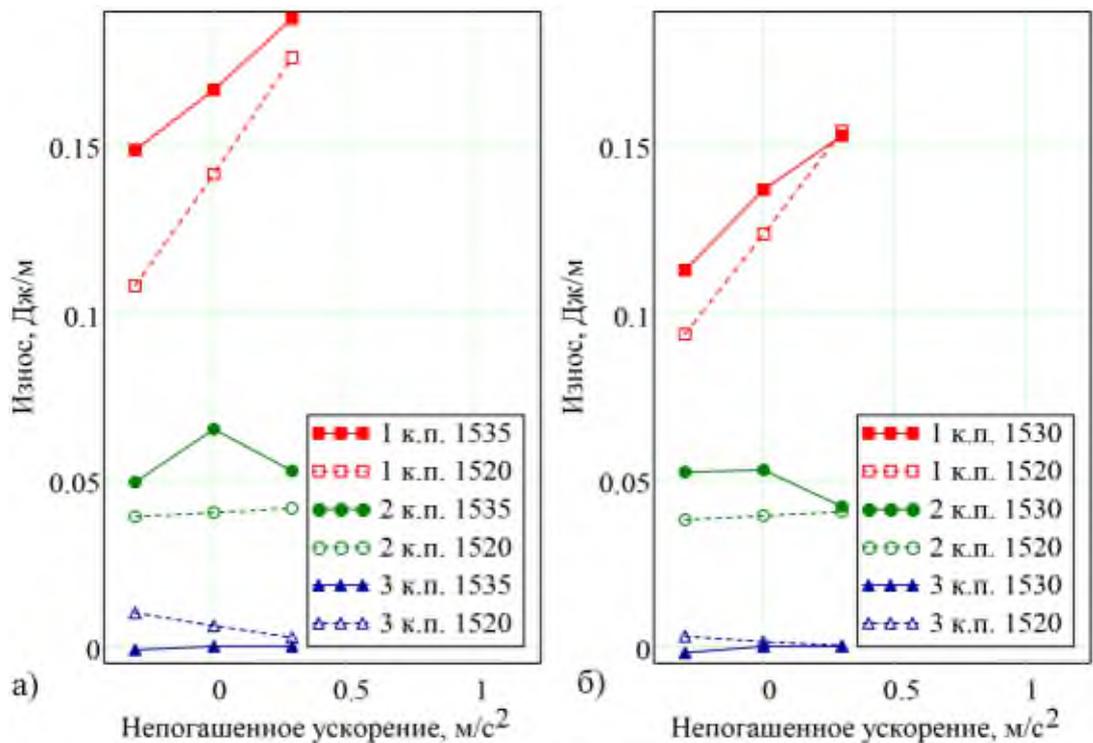


Рисунок 2.20 – Максимально возможные значения фактора износа (2.28)

колёсных пар 2ТЭ116:

a – при $R = 250$ м; b – при $R = 300$ м

2) Результаты вычислений фактора износа, представленные на рисунках 2.12 и 2.14, подтверждают сформулированный нами вывод о снижении контактных напряжений в системе «колесо – рельс» при уменьшении уширения колеи с 15 до 0 мм.

Видно, что при ширине колеи 1520 мм фактор износа снижается для первой и второй колёсных пар, а для третьей колёсной пары незначительно возрастает при радиусе круговой кривой 250 м.

3) Во всех приведенных выше результатах расчёта получено, что при определении оптимальной ширины рельсовой колеи со значений 1535/1530 мм до 1520 мм поперечные смещения колёсных пар (рисунок 2.15) и угловые колебания тележки (рисунок 2.16) уменьшаются, что также свидетельствует о возможной тенденции к снижению износа колёсных пар подвижного состава.

4) Получены нелинейные функции петли гистерезиса, характеризующие силы фрикционного взаимодействия в системе «колесо – рельс». Анализ показал (см. приложение Б рисунок П2.9 и П2.10), что ужесточение допустимых пределов на содержание железнодорожного пути в сторону уменьшения уширения колеи с 15 (10) до 0 мм позволяет во всём диапазоне эксплуатационных скоростей движения полностью устранить диссипативные потери тяговой энергии локомотива.

5) Предварительно можно сделать вывод, что определение оптимального значения ширины рельсовой колеи в кривых малого радиуса со значений ширины 1535/1530 мм до 1520 мм возможно.

2.2 Использование методики трибоспектральной идентификации поперечных колебаний набегавшей колёсной пары

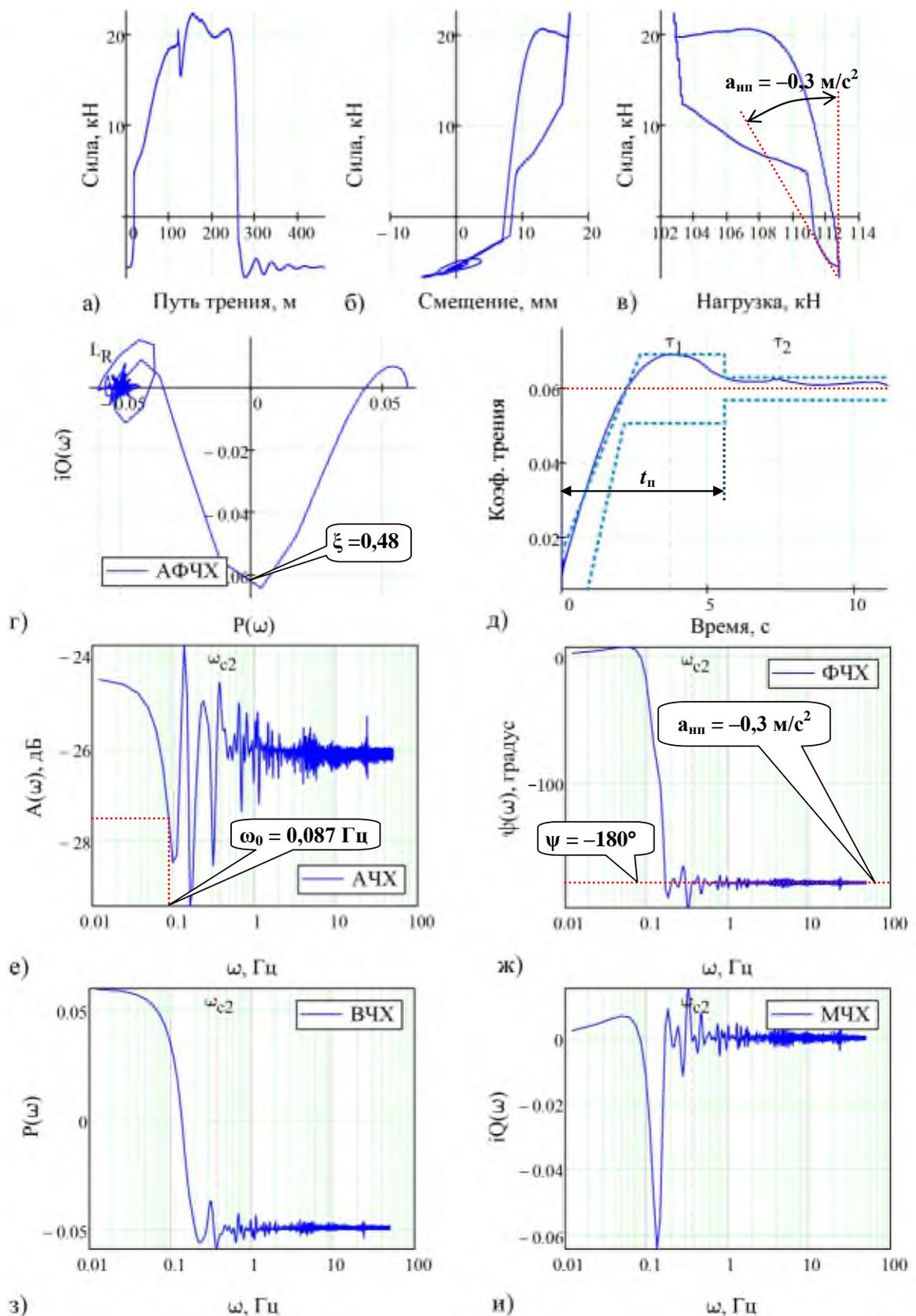
Методика заключается в использовании теоретических основ системы автоматического регулирования и устойчивости динамической системы [180] для оценки динамики фрикционной системы «колесо – рельс» в соответствии с методиками, представленными в [150, 154, 181].

Исходными данными для анализа частотных и переходных характеристик были использованы результаты математического

моделирования методом Рунге – Кутты с адаптивным шагом интегрирования дифференциальных уравнений. В качестве входной величины использованы колебания нагрузки (2.5), а в качестве выходной – проекции силы Крипа в поперечном (2.20) и продольном (2.19) направлениях.

С использованием методик частотных передаточных функций и быстрого преобразования Фурье получены математические модели, позволяющие использовать частотные и временные критерии качества динамической системы для характеристики условий сцепления колёс с рельсами в форме динамического коэффициента трения.

На рисунке 2.21 представлены результаты исследований *поперечных сил крипа* при непогашенном поперечном ускорении $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$ при движении локомотива 2ТЭ116 по модельному участку пути (2.9) радиуса 250 м. В прямолинейных участках пути и поперечных смещениях набегавшей колёсной пары $y = \pm 4 \text{ мм}$ в результате влияния колёсной пары проявляются вязкие свойства трибосистемы (рисунок 2.21, б). При больших поперечных смещениях на переходных участках пути и круговой кривой значительно возрастают нелинейные гистерезисные потери энергии, сила относительного сопротивления возрастает до 22 кН. Следует отметить, что при отличном от нуля непогашенном поперечном ускорении наблюдается нелинейная функциональная связь между силой крипа и нагрузкой (рисунок 2.21, в), причём наклон нелинейности определяется знаком ускорения $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$. Анализ частотных характеристик показал, что коэффициент трения, характеризующий поперечное направляющее движение колёсной пары, на всех частотах гармонических колебаний варьируется в диапазоне $f \approx 0,05 \pm 0,01$ (см. рисунок 2.21, е). Частота $\omega_0 = 0,087 \text{ Гц}$ характеризует стабильность трибосистемы от высокочастотных фрикционных автоколебаний. Ярко выражены резонансные амплитуды колебаний на частотах 0,13, 0,4 Гц; 4 и 15 Гц обусловлены фрикционными автоколебаниями и диссипативными потерями энергии при трении колеса о боковую грань головки рельса.



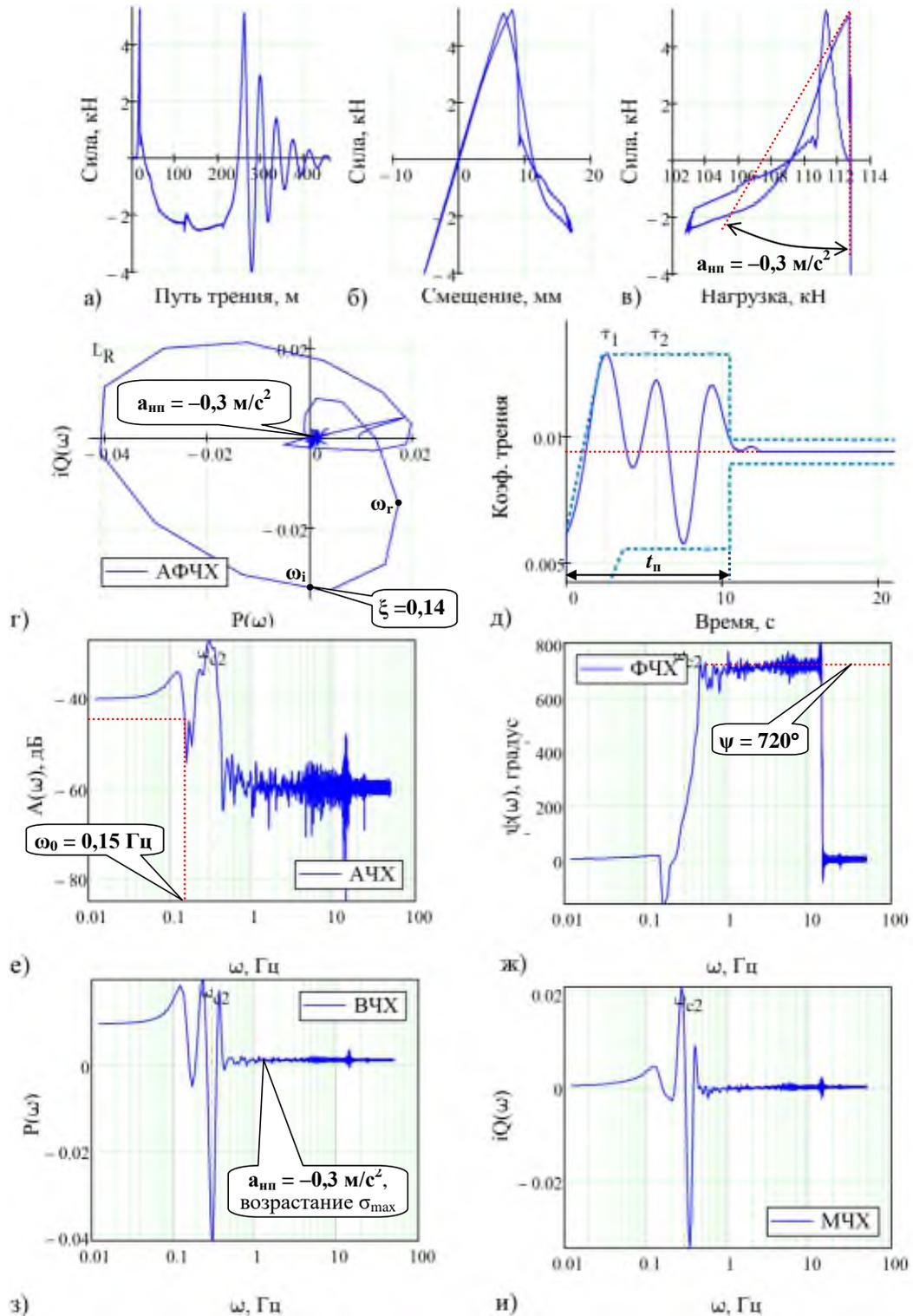
а – зависимость поперечной силы крипа от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крипа; в – зависимость поперечных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок 2.21 – Характеристики поперечных сил крипа при $a_{nn} = -0.3 \text{ м/с}^2$

Следует также отметить, что нулевые и отрицательные значения непогашенного поперечного ускорения a_{nn} отражаются в регистрируемых значениях фазы колебаний (см. рисунки 2.21, ж и 2.23, ж). В данном случае ускорению $a_{nn} = -0,3 \text{ м/с}^2$ соответствует сдвиг фазы -180° на частотах, превышающих $0,2 \text{ Гц}$. Максимальные фрикционные автоколебания отмечаются на средних частотах $0,2\text{--}2 \text{ Гц}$ (рисунок 2.21, и). Используя основное соотношение для колебательного звена $\xi = \frac{P_0}{2Q_{\max}}$, определим значение безразмерного коэффициента демпфирования $\xi = 0,48$ фрикционно-механической системы (рисунок 2.21, г). Свободные колебания набегавшей колёсной пары (рисунок 2.21, д) завершаются в течение $t_{\pi} = 6$ секунд, а установившееся значение коэффициента трения скольжения в стационарном движении $f = 0,06$.

Сравним полученные нами характеристики со значениями *продольных сил крива*, определяющих потери тяговой мощности локомотива. На рисунке 2.22 представлены частотные и переходные характеристики продольных сил крива при движении локомотива 2ТЭ116 по моделируемому участку пути с непогашенным поперечным ускорением $a_{nn} = -0,3 \text{ м/с}^2$. Видно, что при входе в переходной участок криволинейного участка пути наблюдается направляющие воздействие колёсной пары в форме пикового возрастания амплитуды силы крива, а при выходе из криволинейного в прямолинейный участок пути также наблюдается импульсный характер продольной силы крива, имеющий затухающий характер (см. рисунок 2.22, а). При поперечных колебаниях набегавшей колёсной пары тележки локомотива $y = \pm 7 \text{ мм}$ и движении по прямолинейному участку пути диссипативные потери энергии практически отсутствуют (тяговая мощность локомотива максимальна), а в криволинейном участке пути радиуса 250 м при поперечных смещениях колёсной пары с 7 до 18 мм – возрастают вследствие набегания колёсной пары на рельс (см. рисунок 2.22, б). По функциональной зависимости продольной силы крива от нагрузки (см. рисунок 2.22, в) и положительному

его градиенту можно контролировать значение непогашенного поперечного ускорения.



а – зависимость продольной силы крипа от пути трения; б – гистерезис продольных сил крипа; в – зависимость продольных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок 2.22 – Характеристики продольных сил крипа $a_{nn} = -0,3 \text{ м/с}^2$

Отрицательные значения ускорения $a_{nn} = -0,3 \text{ м/с}^2$ отражаются также на значениях амплитудной фазовой (рисунок 2.22, г) и вещественной частотной характеристики (рисунок 2.22, з) – возрастает сближение контактирующих поверхностей трения, нормальные напряжения σ_{\max} и контактные температуры Θ_{\max} . При отрицательных значениях непогашенного поперечного ускорения длительность переходного процесса максимально 11 секунд (рисунок 2.22, д). При использовании способа определения относительных коэффициентов демпфирования механических колебательных систем [182] $\xi = \frac{\omega_r}{\omega_i} - \frac{\omega_i}{\omega_r}$ при отрицательном непогашенном ускорении коэффициент демпфирования минимален $\xi = 0,14$ (рисунок 2.22, г).

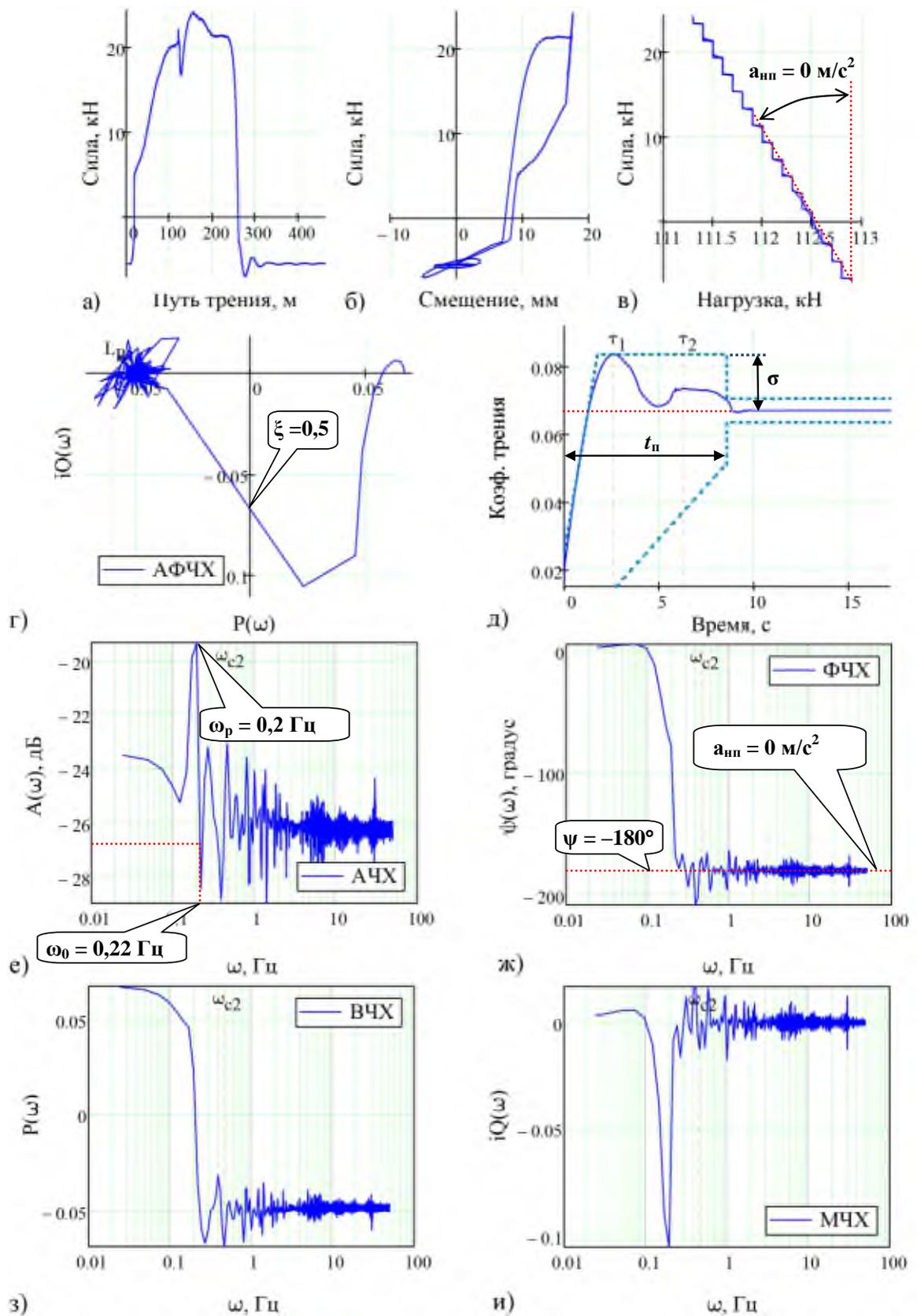
Что же происходит с изменениями поперечных и продольных сил крипа при номинальной скорости движения, отсутствии непогашенного поперечного ускорения ($a_{nn} = 0 \text{ м/с}^2$)?

Во-первых, наблюдается линейное ступенчатое изменение поперечных сил крипа от нагрузки (рисунок 2.23, в). Во-вторых, происходит увеличение амплитуды на резонансной частоте 0,2 Гц (рисунок 2.23, е), что оказывает существенное влияние на возрастание динамической ошибки σ регулирования и длительности ($t_n = 8,6 \text{ с}$) переходной функции (рисунок 2.23, д) поперечных сил фрикционного взаимодействия. В-третьих, установившееся значение поперечного коэффициента крипа в стационарном движении возрастает до $f = 0,067$ (рисунок 2.23, д). В-четвёртых, безразмерный коэффициент демпфирования возрастает до 0,5 (рисунок 2.23, г).

При рассмотрении характеристик продольных сил крипа и номинальной скорости движения локомотива 2ТЭ116:

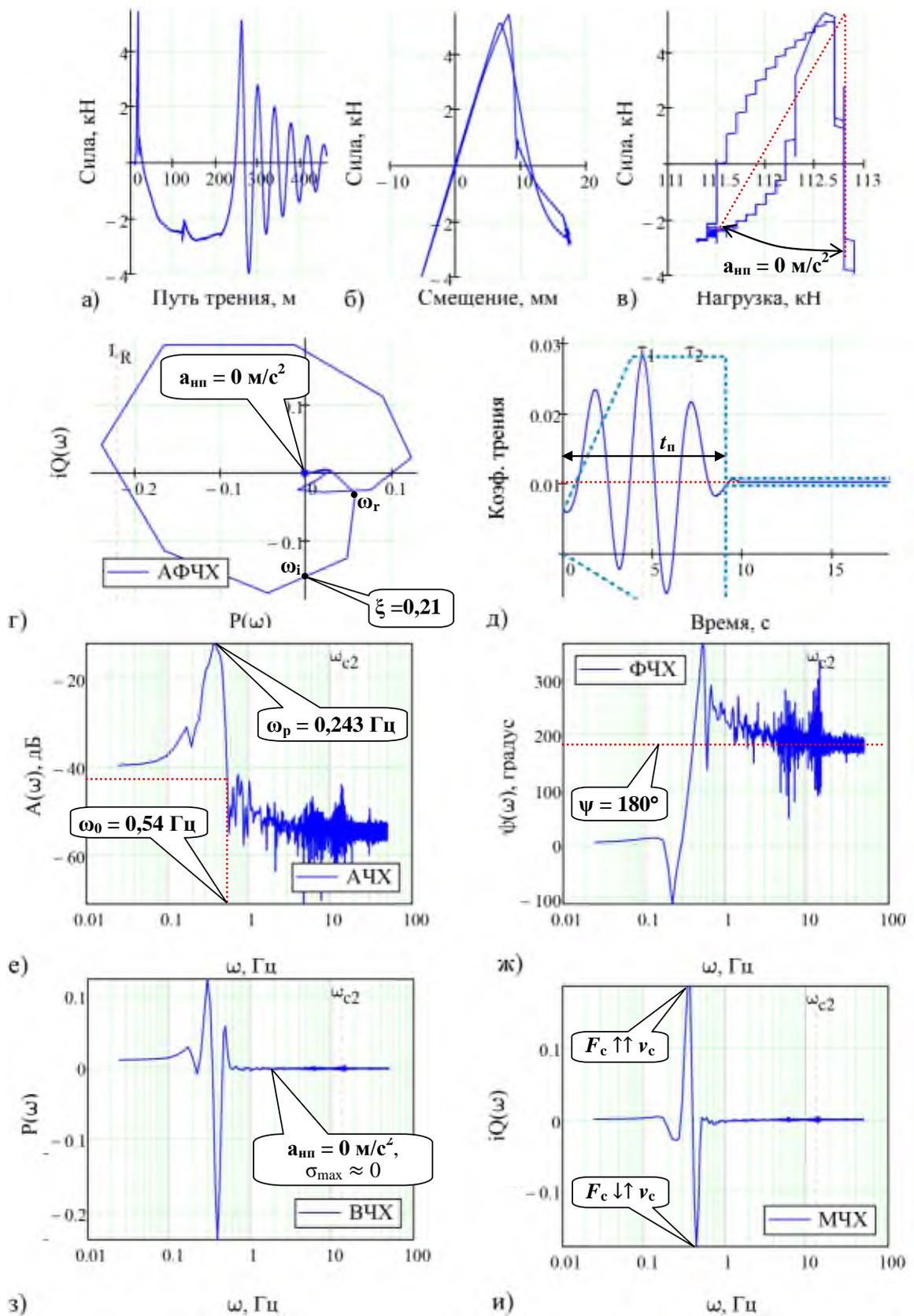
- возрастает диапазон изменений нагрузки при поперечных смещениях колёсной пары с 7 до 18 мм (рисунок 2.24, в);

- все высокочастотные колебания сконцентрированы в начале координат комплексной фазовой плоскости, а безразмерный коэффициент демпфирования возрастает до 0,21 (рисунок 2.24, г);



а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок 2.23 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{nn} = 0 \text{ м/с}^2$



а – зависимость продольной силы крива от пути трения; б – гистерезис продольных сил крива; в – зависимость продольных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок 2.24 – Характеристики продольных сил крива $a_{nn} = 0 \text{ м/с}^2$

– возрастает амплитуда комплексного коэффициента крива на резонансной частоте 0,39 Гц до $f_{\max} = 0,243$ (рисунок 2.24, е), а его сдвиг фазы на частотах $\omega \geq 0,4$ Гц возрастает до $\psi_{\max} = +180^\circ$ (рисунок 2.24, ж);

– возрастают амплитуды сопротивления и фрикционных автоколебаний в 4,2 – 7,9 раз соответственно на резонансной частоте колебаний 0,39 Гц (рисунок 2.24, и), а на остальных гармониках амплитудные значения незначительны;

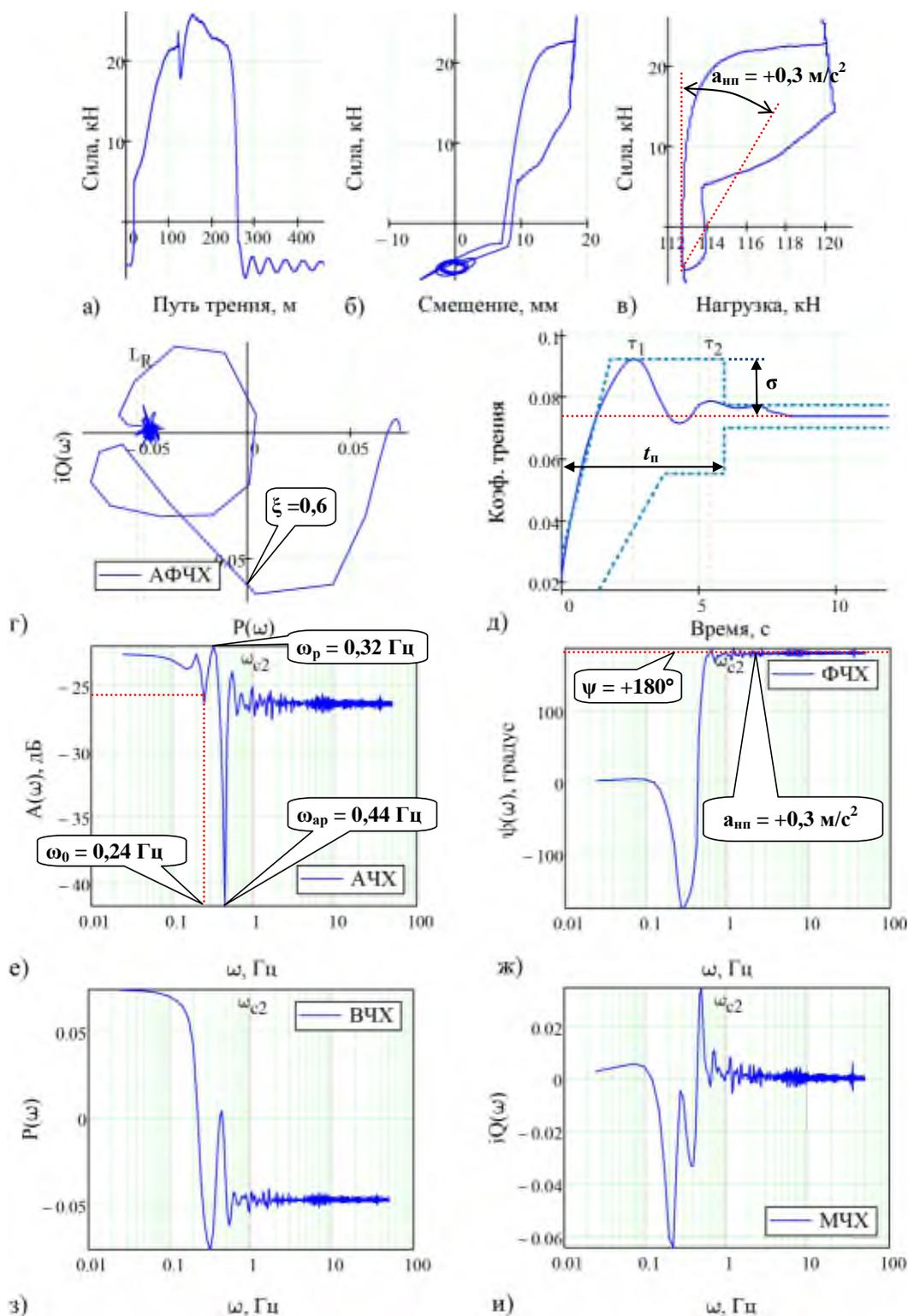
– сближение контактирующих поверхностей трения колеса и рельса характеризуется низкочастотным диапазоном колебаний от 0 до 0,2 Гц; на более высоких частотах существенного сближения не наблюдается (рисунок 2.24, з);

– фиксируем возрастание быстродействия фрикционной системы – время переходных колебаний $t_{\text{п}}$ снижается до 9 с, однако возрастает динамическая ошибка перерегулирования $\sigma = \frac{h_{\max} - h_y}{h_y} 100\%$ сил крива с 40 до 174 %, обусловленная свободным движением тележки (рисунок 2.24, д).

Далее рассмотрим ещё один режим движения локомотива при положительном непогашенном поперечном ускорении $a_{\text{пн}} = +0,3 \text{ м/с}^2$.

На рисунке 2.25 представлены частотные и временные функции исследования поперечных сил крива. Первое, на что хочется уделить внимание, это снижение демпфирования системы «колесо – рельс» при выходе из переходной кривой (путь трения $S = 260 \text{ м}$) и, как следствие, возрастание продолжительности переходных колебаний (рисунок 2.25, а). При положительности ускорения $a_{\text{пн}}$ фиксируем возрастание поперечных сил крива с увеличением нагрузки колеса на рельс (рисунок 2.25, в). Если при отрицательных и нулевых значениях ускорения фиксируем резонансные амплитуды на частотах 0,13 и 0,2 Гц, то при положительности $a_{\text{пн}} = +0,3 \text{ м/с}^2$ преобладает антирезонанс колебаний на частоте 0,44 Гц (рисунок 2.25, е) и положительные значения сдвига фаз ($\psi = +180^\circ$) на частотах более 0,56 Гц (рисунок 2.25, ж). Уменьшение амплитудных значений поперечного крива

обусловлено повышением безразмерного коэффициента демпфирования ξ до 0,6 (рисунок 2.25, г).



а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок 2.25 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{nn} = +0,3 \text{ м/с}^2$

Так как амплитуды динамического коэффициента поперечного крива незначительны, т.е. не превышают его значения при стационарном движении, то время переходного процесса t_p и перерегулирование σ (рисунок 2.25, д) минимальны, а быстродействие и качество переходных колебаний максимально.

Остальные частотные и переходные во времени характеристики поперечных и продольных сил крива при уменьшении уширения колеи с 15 до 0 мм на участке пути кривой радиуса 250 м и соответствующие характеристики для пути радиуса 300 м представлены в приложении В. Здесь же остановимся на сравнительных результатах моделирования, которые представлены в таблицах 2.3 и 2.4.

Таблица 2.3 – Сравнительные характеристики поперечных сил крива фрикционной системы «набегающее колесо – рельс»

№ п/п	Ширина колеи S, мм	Непогащенное ускорение $a_{нп}$, м/с ²	Коэф. поперечного крива в статике	Запас устойчивости по амплитуде L, дБ	Время переходного процесса t_p , с	Перерегулирование σ , %	Коэффициент демпфирования ξ всей системы	Динамический критерий качества I_d
1	1535	-0,3	0,060	24,6	5,56	15,4	0,193	0,780
	1520		0,058	24,7	5,60	15,0	0,189	0,771
2	1520	0	0,067	23,1	8,56	24,6	0,148	0,880
		0,066	23,2	8,39	23,9	0,15	0,878	
3		+0,3	0,074	25,2	5,9	25,2	0,206	0,800
			0,073	25,3	5,76	25,3	0,217	0,793
4	1530	-0,3	0,058	24,7	6,52	17,2	0,209	<u>0,774</u>
	1520		0,057	24,8	6,56	16,9	0,205	<u>0,776</u>
5	1520	0	0,066	23,3	8,97	28,9	0,127	0,904
		0,065	23,4	8,95	28,3	0,131	0,898	
6	1520	+0,3	0,072	25,4	6,10	25,8	0,200	0,802
			0,072	25,5	6,01	25,9	0,207	0,799

* полужирным начертанием выделены характеристики с возрастанием характеристик качества фрикционной системы

Таблица. 2.4 – Сравнительные характеристики продольных сил кривого
фрикционной системы «набегающее колесо – рельс»

№ п/п	Ширина колеи S, мм	Непогашенное ускорение $a_{нп}$, м/с ²	Коэф. продольного кривого в статике	Запас устойчивости по амплитуде L, дБ	Время переходного процесса t_p , с	Перерегулирование σ , %	Коэффициент демпфирования ξ всей системы	Динамический критерий качества I_d
1	1535 1520	-0,3	0,0094 0,017	27,7 29,5	10,47 10,50	41,0 31,2	0,049 0,085	0,639 0,500
2		0	0,010 0,018	45,5 42,6	9,05 8,76	175,4 98,3	0,071 0,055	0,770 0,739
3		+0,3	0,012 0,019	25,8 41,8	7,18 6,65	67,4 44,4	0,065 0,063	0,648 0,620
4	1530 1520	-0,3	0,0091 0,015	31,1 50,9	12,55 12,54	42,4 33,9	0,104 0,138	0,497 0,459
5		0	0,0097 0,015	54,5 51,0	9,70 9,50	151,4 94,0	0,050 0,037	<u>0,856</u> <u>0,887</u>
6		+0,3	0,012 0,016	26,0 26,4	6,72 6,69	70,6 50,5	0,008 0,003	2,459 5,925

* полужирным начертанием выделены характеристики с возрастанием характеристик качества фрикционной системы

Сформулируем основные выводы по результатам математического моделирования поперечных и продольных сил кривого и вписывания набегающей колёсной пары в криволинейный (радиусом R 250, 300 м) и прямолинейный участки моделируемого участка пути.

1) при повышении требований к сужению рельсовой колеи в криволинейных участках пути во всех расчётных случаях:

1.1) поперечный кривой снижается на 1,5 %, что позволяет уменьшить износ колёсных пар и рельсов в криволинейных участках пути и повысить тяговую мощность локомотива за счёт снижения их энергетических потерь;

1.2) продольный кривой возрастает на 60,6 %, что улучшает сцепление колёсных пар с рельсами и повышает тяговую мощность локомотива,

2) анализ частотных и переходных критериев качества динамической системы по значениям критерия I_d позволил установить, что при повышении требований к сужению рельсовой колеи в криволинейных участках пути и всех

рассматриваемых режимах движения (значения $a_{nn} = -0,3 \text{ м/с}^2$; 0 м/с^2 и $+0,3 \text{ м/с}^2$) динамика подсистемы «колесо – рельс» улучшается на 2,8 % (приложения Г, Д и Е),

3) из рассмотренных режимов функционирования системы «колесо – рельс» выделяется расчётный случай положительного непогашенного ускорения $a_{nn} = +0,3 \text{ м/с}^2$, для продольного крива – динамический критерий качества I_d значительно превышает установленный порог «предупреждения» ($I_{d \max} = 1$), что обусловлено фрикционными автоколебаниями на резонансной частоте 0,44 Гц и положительным сдвигом фазы на высоких частотах $\omega > 0,7$ Гц. Такие частотные характеристики оказывают существенное влияние на переходные (свободные) колебания и снижение коэффициента демпфирования ξ до крайне малых значений 0,008 ... 0,003, отношения амплитуд первого периода колебаний (декремента колебаний) $\chi = 1,06 \dots 1,02$, что и обуславливает достаточно высокие значения динамического критерия качества $I_d = 2,46 \dots 5,93$ (таблица 2.4, рисунок 2.26).

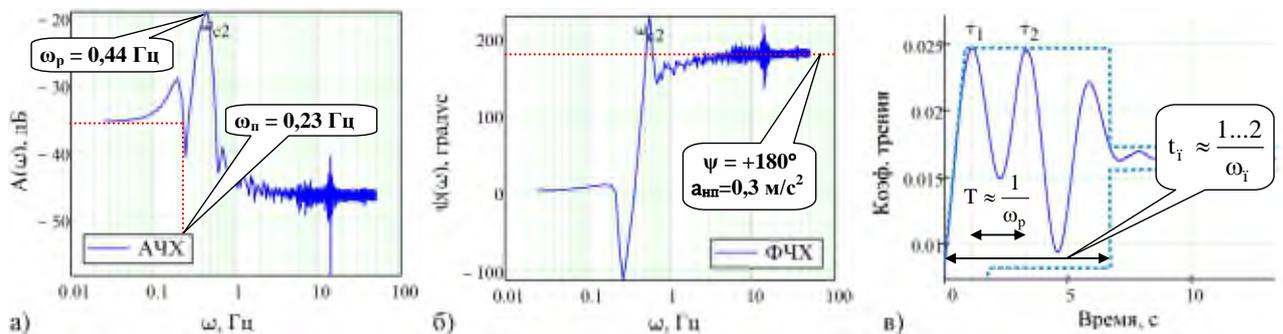


Рисунок 2.26 – Положительный сдвиг фазы на высоких частотах на резонансной частоте обуславливает малый декремент затухания χ амплитуд колебаний

4) при превышении номинальной скорости движения локомотива наблюдается улучшение динамических характеристик фрикционной системы, так как коэффициент трения, показатель колебательности, время переходного процесса и динамический критерий качества уменьшаются, если

не учитывать малый декремент затухания амплитуд колебаний первого периода затухающих колебаний;

5) преодоление малого декремента затухающих колебаний может быть преодолено повышением требований к максимально допустимым значениям положительного непогашенного ускорения $a_{нп}$ и снижением максимальных скоростей движения подвижного состава;

6) при номинальной скорости движения локомотива в кривой радиуса 300 м (п. 5 таблица 2.4) и отрицательном непогашенном поперечном ускорении радиуса 250 м (п. 4 таблица 2.3) существенного улучшения динамических характеристик не наблюдается, так как одни характеристики (коэффициент трения, быстродействие) снижаются, а другие (колебательность, перерегулирование и динамический критерий качества) – возрастают. Так как поперечный коэффициент крива снижается (износ), а продольный коэффициент крива возрастает (сцепление), то можно считать, что динамика фрикционной системы также улучшается.

2.3 Оценка статистической адекватности математической модели

По известным значениям переходной функции Хэвисайда $h(t)$ [160] получим выходной отклик системы $F^*(t)$ на произвольно заданное входное воздействие $N(t)$, используя свойства свёртки сигналов и интеграл Дюамеля

$$F^*(t) = N(t) * h(t) = N(0) \cdot h(t) + \int_0^t N(t-\tau) \cdot \frac{d}{dt} h(\tau) d\tau. \quad (2.29)$$

С целью определения адекватности разработанной математической модели примем расчётное значение коэффициента детерминации. Результаты моделирования представлены на рисунке 2.10.

Коэффициент детерминации R^2 представляет собой долю дисперсии зависимой переменной.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=0}^{n-1} F_i - F_i^*{}^2}{\sum_{i=0}^{n-1} F_i - \mu_F{}^2} = 0,976, \quad (2.30)$$

где μ_F – математическое ожидание случайной величины $F(t)$.

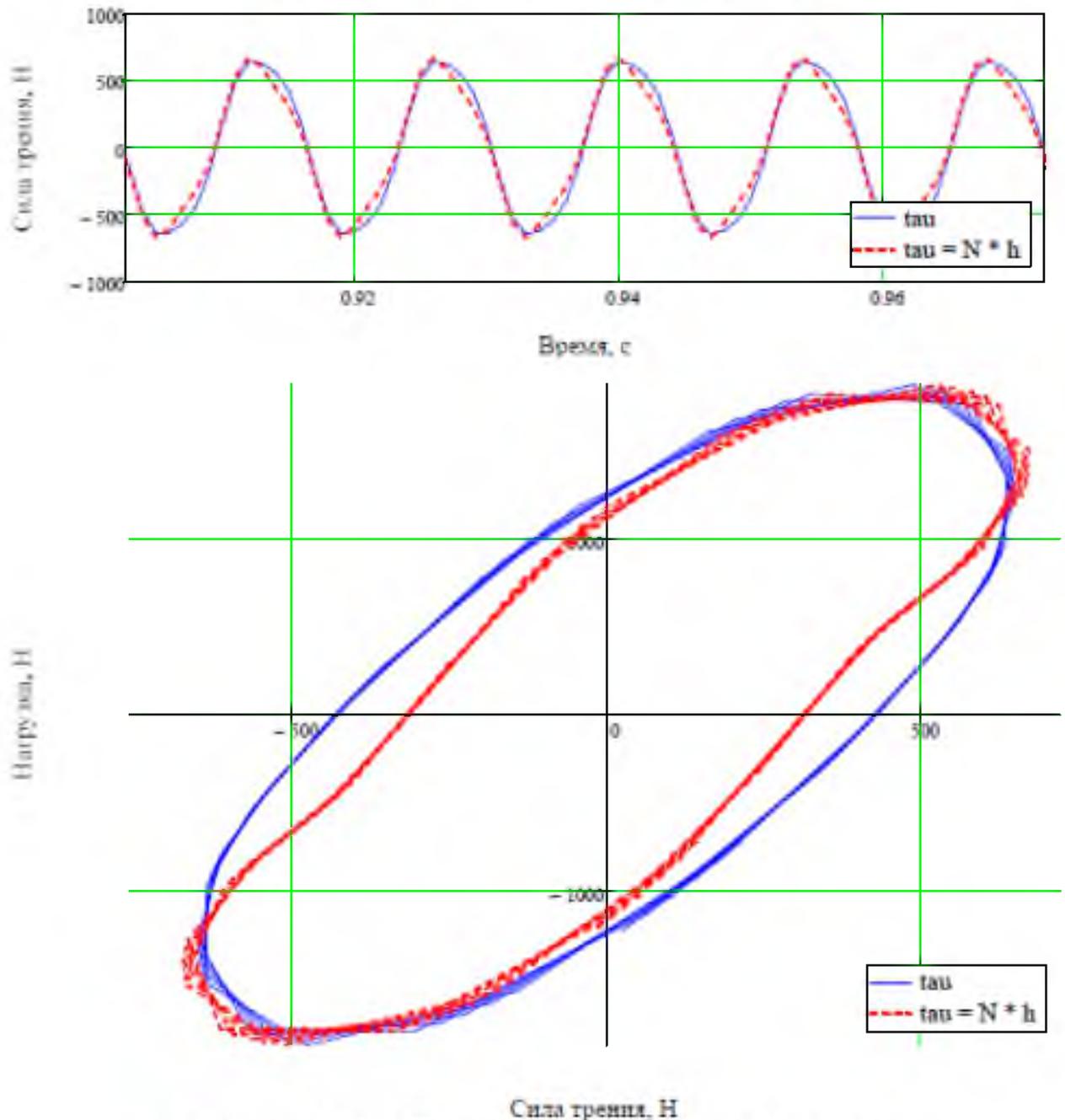


Рисунок 2.10 – Сравнение эксперимента и модели

Значение коэффициента детерминации R^2 может варьироваться в диапазоне от 0 до 1. Чем ближе значение этого коэффициента к 1, тем сильнее зависимость. Поскольку коэффициент детерминации имеет высокое

значение, то можно говорить об адекватности математических моделей в пределах диапазона исходных данных. В случае линейной регрессии с независимыми одинаково распределёнными нормальными случайными ошибками статистика коэффициента детерминации имеет точное распределение Фишера (для выборок любого объёма).

Примем статистический уровень значимости критерия $\alpha = 0,05$.

Имеем две независимых переменных величины – экспериментальной силы трения F и расчётной F^* (2.29), то есть $p = 2$. Тогда

– расчётное значение критерия Фишера

$$F_p = \frac{R^2}{1 - R^2} \cdot \frac{n - p - 1}{p} = 20458,3; \quad (2.31)$$

– табличное значение критерия Фишера $F_{\tau}(0,05; p; n-1) = 3,0$.

Поскольку рассчитанное значение критерия Фишера F_p больше табличного F_{τ} , то нулевая гипотеза $H_0: R^2 = 0$ о статистической незначимости модели на уровне значимости $\alpha = 0,05$ отвергается и вероятностью $(1 - \alpha) \cdot 100 = 95\%$ принимается альтернативная гипотеза о статистической значимости модели в целом: коэффициент множественной корреляции R^2 соответствует анализируемым данным.

Выясним, какова статистическая взаимосвязь силы трения по расчёту τ и по частотно-временной модели. Математической мерой корреляции случайных величин служит линейный коэффициент корреляции Пирсона

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=0}^{n-1} F_i - \mu_F \cdot F_i^* - \mu_{F^*}}{\sqrt{\sum_{i=0}^{n-1} F_i - \mu_F^2 \cdot \sum_{i=0}^{n-1} F_i^* - \mu_{F^*}^2}} = 0,989, \quad (2.32)$$

где μ_F – математическое ожидание экспериментальной силы трения F ;

μ_{F^*} – математическое ожидание той же величины, определённой по частотно-временной модели с применением интеграла Дюамеля (2.29).

Так как $r_{xy} \approx 1$, то наблюдается прямая функциональная связь, с увеличением $F(t)$ возрастает $F^*(t)$. Значимость линейного коэффициента

корреляции проверяется на основе t -критерия Стьюдента. Для этого вычислим

– расчётное значение критерия

$$t_p = \frac{r_{xy}}{\sqrt{1-r_{xy}^2}} \cdot \sqrt{n-2} = 212,3; \quad (2.33)$$

– табличное значение критерия

$$t_T 1-\alpha/2, n-1 = 1,96. \quad (2.34)$$

Так как расчётное значение критерия Стьюдента t_p больше табличного t_T , то нулевая гипотеза $H_0: r_{xy} = 0$ об отсутствии выявленной корреляционной связи на уровне значимости $\alpha = 0,05$ отвергается и с вероятностью $(1 - \alpha) \cdot 100 = 95\%$ принимается альтернативная гипотеза о статистической значимости корреляционной связи экспериментальных и синтезируемых интегралом Дюамеля данных. На этом основании формулируем заключение о том, что частотно-временная модель объекта исследований $\tau^*(t)$ (2.29) адекватна анализируемому данным $\tau(t)$.

2.4 Результаты квантово-химических расчетов когезии и адгезии в системах, содержащих элементы FE, CU, AL, ZN

Важнейшим фактором, определяющим возможность формирования защитной плёнки из алюминия на поверхности стали, является прочность химической связи между компонентами в такой системе. Для оценки этой величины нами рассчитано соотношение энергий адгезии и когезии $E_{адг}/E_{ког}$ в системе. Модель поверхности была выбрана в виде бесконечной пластины, состоящей из пяти горизонтальных атомных слоёв. Квантово-химические расчёты проводились с помощью методов, основанных на приближении DFT [183–190]. Был использован пакет компьютерных программ ADF-BAND [191-195], обладающий необходимой точностью для анализа таких систем.

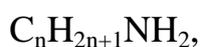
Одной из основных задач, решаемых технологией лубрикации фрикционного контакта «ребёнок колеса – рельс», особенно в режиме ГРС

(гребнерельсосмазывании), является задача обеспечения оперативного формирования прочных адгезионных связей смазочного материала с рабочими поверхностями головки рельса и гребня колеса. Оперативность формирования данных связей определяется мгновенным воздействием (в течение 0,1–0,01 с) на объем смазочного материала центробежных сил стремящихся «сбросить» объем смазочного материала с рабочей поверхности гребня колеса. Такая же оперативность формирования адгезионных связей требуется при переходе смазочного материала с поверхности гребня колеса на боковую поверхность рельса. Кроме этого, для решения задачи по увеличению ресурса разового нанесения смазочного материала на боковую поверхность головки рельса он должен обладать максимально высоким уровнем несущей способности, формируя на поверхности трения рациональные величины не выдавленного объема. Общеназванные требования к смазочным материалам используемых в системе «гребень колеса – головка рельса» можно успешно выполнить при реализации максимального внешнего уровня величин адгезионных связей, желательно химической природы. При этом глубина проникновения этих связей в материале колеса и рельса не должна превышать величин значений микрошероховатостей материалов $\approx 0,1$.

В качестве технологии лубрикации применяется контактно-ротапринтный способ нанесения смазочного материала на базе стержневых лубрикаторов [81-83].

Одним из основных компонентов лубрикатора является битум. Рассмотрим механизм образования адгезионных связей битума к колесу железнодорожного транспорта. По сути речь идет о прикладном аспекте более общей задачи – адсорбции битума на поверхности окисленного железа.

В состав битумов входят амины алифатические – соединения с общей формулой:



где $n = 17-20$.

Взаимодействие этих соединений с поверхностью окисленного железа будем рассматривать с помощью метода DFT (англ. density functional theory – теория функционала плотности) [195-197], который в настоящее время является основным квантово-химическим методом при исследовании многоатомных систем. Для выяснения типа химической связи в данном случае вместо длинной цепочки $C_nH_{2n+1}NH_2$ достаточно рассмотреть более короткое соединение NH_2CH_3 , адсорбированное на поверхности металла.

Модель адсорбционного комплекса представлена на рисунке 3.32. Она представляет собой пластину из трех слоев атомов железа, на которой расположен слой атомов кислорода, а сверху – чередующиеся адсорбированные молекулы NH_2CH_3 (рисунок 2.11, а). Этот комплекс можно рассматривать как элементарную ячейку (рисунок 2.11, б), бесконечно повторяющуюся в плоскости в двух взаимно перпендикулярных горизонтальных направлениях.

Основной рассчитываемой величиной в нашем случае является энергия адгезии $E_{адг}$ молекул NH_2CH_3 к окисленной поверхности железа. Для расчета $E_{адг}$ предполагается, что система, изображенная на рисунке 2.11, распадается на две подсистемы: (а) пластину из трех слоев атомов железа, на которой расположен слой атомов кислорода, и (б) слой адсорбированных молекул NH_2CH_3 . Эти подсистемы изображены на рисунке 2.12.

Энергия адгезии $E_{адг}$ рассчитывалась по формуле:

$$E_{адг} = |E_{total} - E(NH_2CH_3) - E(Fe-O)|, \quad (2.35)$$

где E_{total} – энергия связи всего адсорбционного комплекса;

$E(NH_2CH_3)$ – энергия связи слоя из адсорбированных молекул;

$E(Fe-O)$ – энергия связи пластины из окисленного железа.

Расчет проводился с помощью пакета программ ADF [188-190]. Использовались приближение GGA BLYP, базис TZ2P и опция Small. При расчете энергий были получены следующие значения:

- энергия связи всего адсорбционного комплекса $E_{\text{total}} = -125,1$ эВ;
- энергия связи слоя из адсорбированных молекул $E(\text{NH}_2\text{CH}_3) = -34,2$ эВ;
- энергия связи пластины из окисленного железа $E(\text{Fe-O}) = -90,8$ эВ;
- энергия адгезии $E_{\text{адг}} = 0,1$ эВ.

Полученное значение энергии адгезии мало, что свидетельствует об отсутствии заметной химической связи между компонентами. Это значение указывает на наличие физической адсорбции. (Известно, что типичные значения энергии физической адсорбции равны 0,1–0,3 эВ, а энергии химической адсорбции – 1–5 эВ.)

О наличии физической адсорбции в данном случае говорит и сравнительно большое расстояние между компонентами. Сравним полученные в расчетах межатомные расстояния в окисленном железе и расстояние между слоем адсорбированных молекул и ближайшими к ним атомами кислорода. Расстояние между атомами кислорода и ближайшими атомами железа $R(\text{Fe-O})$ равно 1,77 Å, в то время как расстояние между атомами азота и кислорода $R(\text{N-O})$ равно 2,68 Å. Очевидно, значение $R(\text{N-O})$ существенно больше, чем $R(\text{Fe-O})$. Такая ситуация характерна для физического взаимодействия.

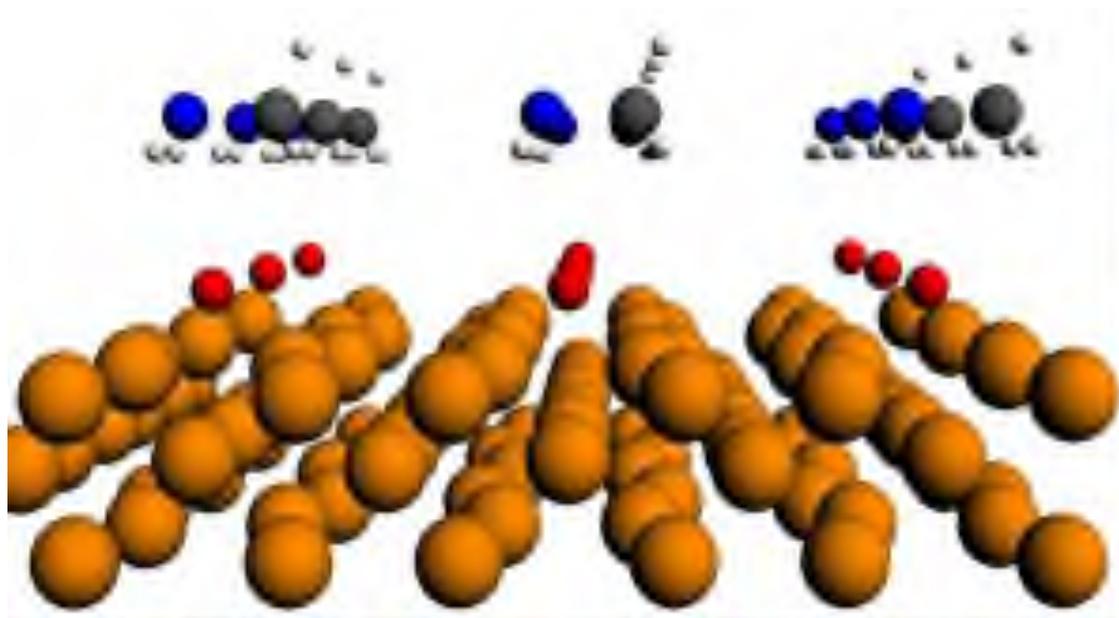
Учитывая вышеизложенное, для увеличения адгезии смазочного материала к железу целесообразно вводить в материал компоненты, обеспечивающие возникновение химической связи с железом. В этом случае можно ожидать более эффективную защиту поверхности в процессе трения.

Рассмотрим с этих позиций взаимодействие высших жирных кислот с поверхностью стали. Высшие жирные кислоты часто используются в смазочных материалах. Общую формулу для этих соединений можно представить в виде:

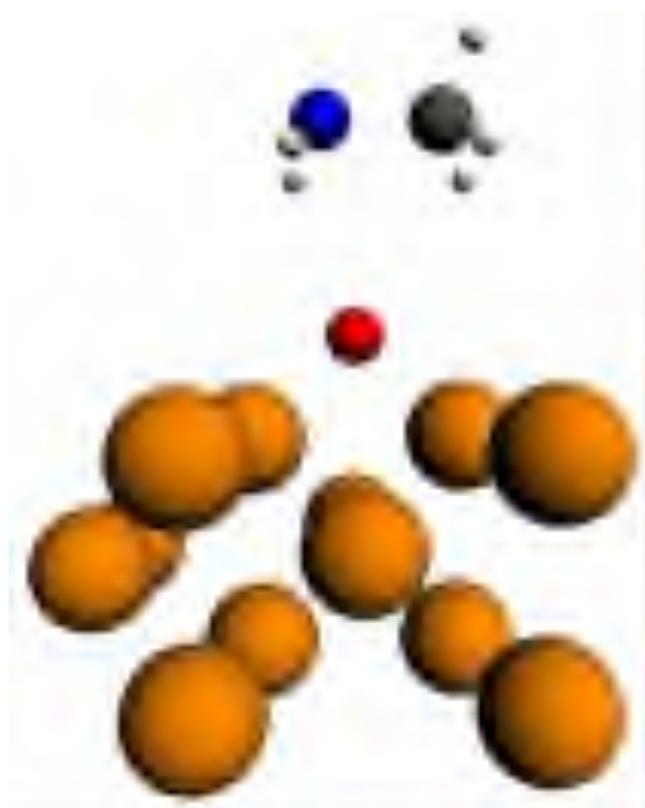


где R – радикал.

a



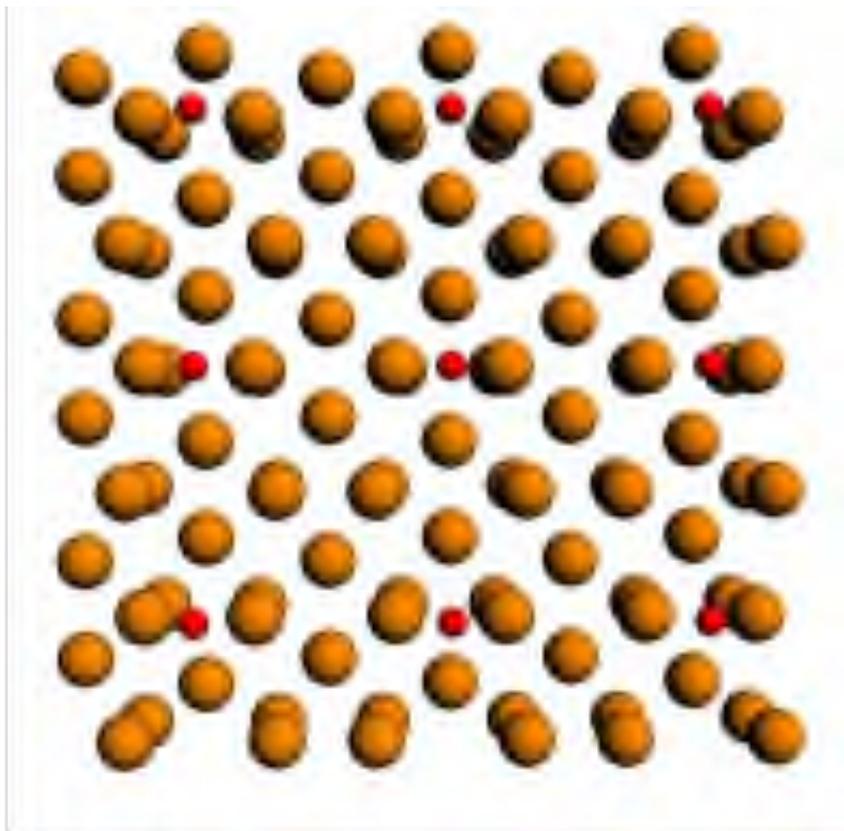
б



 – атом железа;  – атом кислорода;  – атом азота;
 – атом углерода;  – атом водорода

Рисунок 2.11 – Модель адсорбционного комплекса (*a*)
и его элементарная ячейка (*б*)

a



б

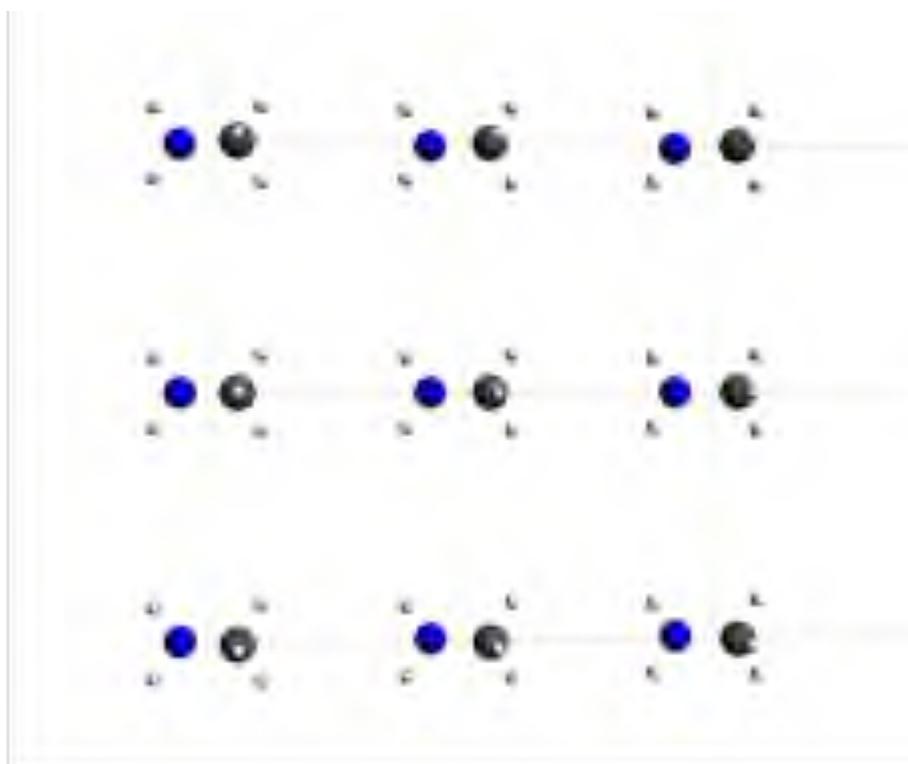


Рисунок 2.12 – Пластины из окисленного железа (*a*) и слой молекул NH_2CH_3 (*б*), на которые распадается адсорбционный комплекс (вид сверху)

Для простейших оценок адгезии в качестве радикала можно рассматривать атом водорода. В качестве модели будем использовать модель многоатомного кластера. В этой модели поверхность железа имитируется группой атомов Fe, расстояния между которыми близки к расстояниям в массивном железе. В итерационных расчетах в качестве исходных параметров задаются расстояния в кристаллическом железе с объемно-центрированной решеткой, характерной для железа при обычных температурах. Затем проводится расчет энергии связи кластера и накладывается условие минимальности этой энергии. В конечном счете, получают значения геометрических параметров и энергии связей, близкие к реальным [194-196].

Удобство кластерной модели по сравнению с моделью пластины связано с тем, что в рамках кластерной модели можно учитывать электрический заряд кластера, который может быть ненулевым. Это позволяет рассматривать адгезию не всей длинной молекулы смазочного материала к металлу, а некоторого ее заряженного фрагмента. Рассматривая вместо большой молекулы кислоты ее фрагмент, нужно учитывать, что фрагмент может обладать эффективным зарядом q . Введение этого заряда компенсирует эффект обрывания связей фрагмента с оставшейся частью молекулы.

На рисунке 2.13 представлена модель, имитирующая адсорбцию молекул жирных кислот на поверхности железа. В верхней части рисунка изображен концевой фрагмент некоторой жирной кислоты. В наших расчетах было показано, что эффективный заряд q фрагмента можно принять равным -1 .

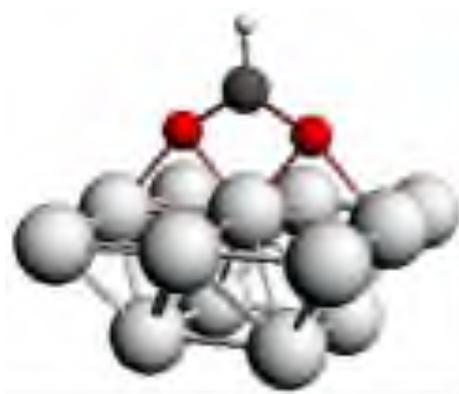


Рисунок 2.13 – Модельный кластер, имитирующий адсорбцию молекул жирных кислот на поверхности железа

В случае возникновения химической связи между молекулами смазочного материала и поверхностью железа нужно также учитывать, что при распаде адсорбционного комплекса возможен вариант с вырыванием атомов железа. Энергия, необходимая для такого распада, может оказаться меньше, чем энергия распада на исходные компоненты. В качестве энергии адгезии следует принимать минимальную из этих величин.

На рисунке 2.14 рассмотрены этапы сближения и удаления друг от друга двух частей системы. В левой части рисунка изображены исходные части: кластер из 13 атомов Fe и группа HCOO^- , находящиеся на большом расстоянии друг от друга. В центре изображен адсорбционный комплекс $\text{Fe}_{13}\text{COOH}$, справа – комплекс, распавшийся на кластер Fe_{11} и группу Fe_2COOH . Адсорбционный комплекс может распадаться также на исходные части. Стрелками показаны возможные направления процесса. Для распада комплекса на исходные части ему необходимо сообщить энергию E_1 , для распада с вырыванием двух атомов железа необходима энергия E_2 . Значения этих энергий, полученные в расчете: $E_1 = 4,3$ эВ, $E_2 = 9,3$ эВ. (При оценке энергии, приходящейся на одну связь, полученные значения нужно разделить на два, так как в модельном кластере возникают две связи O-Fe.)

Поскольку $E_2 > E_1$, более вероятным является распад системы на исходные части. Вырывание атомов Fe в данном случае маловероятно.



Рисунок 2.14 – Этапы сближения и удаления друг от друга двух частей системы

Мы видим, что значения энергий, полученные в расчете, характерны для химической связи. Кроме того, расстояния между атомами кислоты и атомами железа также близки к значениям, характерным для химической связи. В центральной части рисунка 2.14 показано, что при образовании адсорбционного комплекса поверхность железа немного деформируется. Два атома Fe, ближайšie к группе HCOO^- , слегка выдвигаются навстречу этой группе. Этот факт также является следствием образования химической связи. И он является принципиальным. Деформацию поверхностного слоя следует учитывать при анализе взаимодействия между смазочным материалом и поверхностью металла.

Возникновение на рабочих поверхностях колес вагонов двухсторонних ползунов и выщербин, увеличение их числа связано с низкой эффективностью рельсосмазывания локомотивами- и вагонами-рельсосмазывателями неконтактного типа. При их работе смазочный материал подается на боковую поверхность головки рельса, с возможным выдавливанием или ветровым рассеиванием на тяговую поверхность с ее замасливанием. При торможении состава по замасленному рельсу момент трения в контакте «тормозная колодка – колесо» превышает момент трения в контакте «колесо – рельс». Повышенное трение скольжения колеса по рельсу активно формирует двухсторонние ползуны, активизирует адгезионные связи

в контакте колеса и рельса создают условия атермического и термического схватывания, что приводит к образованию выщербин на поверхностях кругов катания колес.

Для снижения интенсивности износа гребней колес, их проката, двухсторонних ползунов, а также устранения образования выщербин на поверхностях кругов катания колес необходимо оборудовать грузовые вагоны комбинированной системой модифицирования рабочих поверхностей колес, обеспечивающей подачу фрикционного плакирующего модификатора (ФПМ) на поверхность катания и антифрикционного модификатора (АМП) на гребни колес грузовых вагонов.

Слева на рисунке 2.15 показан фрагмент системы, состоящей из двух слоёв атомов Al и трёх слоёв атомов Fe. Эти слои обозначены как 2Al и 3Fe соответственно. Симметрия системы определяется симметрией кубической объёмно-центрированной решётки (ОЦК), характерной для железа, поскольку железо является основным элементом в данной системе. Плоскость раздела между слоями соответствует индексу Миллера [186]. Общее количество атомов в данном фрагменте равно 30, и они представляют собой три элементарных ячейки системы. Линейный размер одной ячейки равен 3,40 Å. При механическом или тепловом воздействии эта система может распадаться на слои из атомов Al и Fe (см. правую часть рисунка 2.15). Энергия, необходимая для такого распада (в данном случае это энергия адгезии), вычисляется по формуле

$$\Delta E = E(3\text{Fe}+2\text{Al}) - E(3\text{Fe}) - E(2\text{Al}) = E_{\text{адг}},$$

где $E(3\text{Fe}, 2\text{Al})$ – энергия всей системы,

$E(3\text{Fe})$ и $E(2\text{Al})$ – энергии распадающихся частей соответственно.

Все энергии относятся к одной ячейке системы.

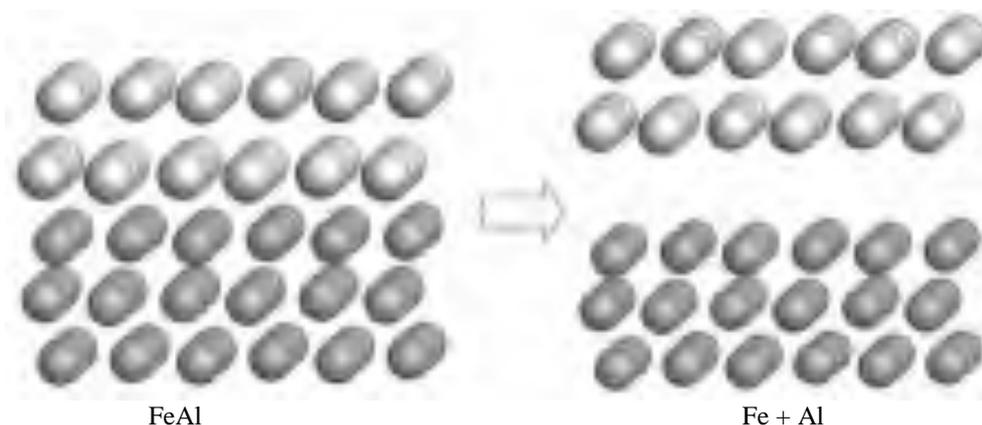


Рисунок 2.15 – Адгезия алюминия на железе. Распад комплекса железо-алюминий на две части. Атомы алюминия изображены более светлыми шарами, атомы железа – более темными.

Результаты расчётов представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Энергии атомного комплекса Fe-Al (эВ)

$E(3\text{Fe}+2\text{Al})$	$E(3\text{Fe})$	$E(2\text{Al})$	$E_{\text{адг}}$
-73,77	-55,21	-14,37	4,19

В результате расчетов получено, что энергия, необходимая для разрыва химических связей в одной ячейке такой системы, равна 4.19 эВ.

Для оценки энергии когезии в алюминии рассматривалась многоатомная система, изображённая на рисунке 2.16. Здесь изображены фрагмент исходной системы 5Al , содержащий пять слоёв из атомов алюминия, и распад этого фрагмента на две части – 2Al и 3Al , состоящие из двух и трёх слоёв атомов Al соответственно. Тип решётки – кубическая гранецентрированная (ГЦК), характерная для алюминия.

Величина энергии распада (энергии когезии) находится по формуле

$$\Delta E = E(5\text{Al}) - E(3\text{Al}) - E(2\text{Al}) = E_{\text{ког}}$$

Результаты расчётов сведены в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Энергии атомного комплекса Al-Al (эВ)

$E(5\text{Al})$	$E(3\text{Al})$	$E(2\text{Al})$	$E_{\text{ког}}$
-40,40	-23,05	-14,21	3,14

Таким образом, энергия, необходимая для разрыва химических связей в этом комплексе, равна $\Delta E = 3,14$ эВ.

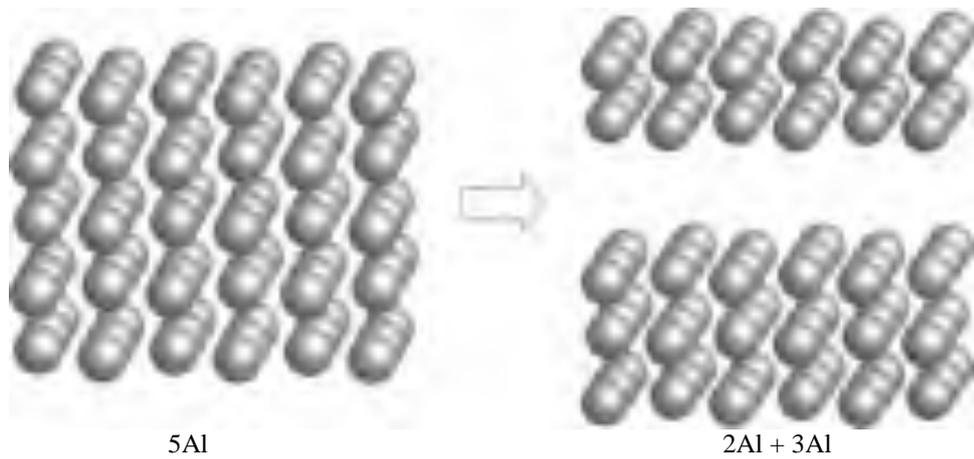


Рисунок 2.16 – Когезия в алюминии. Распад алюминиевого комплекса на две части

Проведем расчеты когезии в железе, меди, алюминии, цинке. Для расчета когезии используем модель: 5-слойная система с трансляционной симметрией кристаллической решетки:

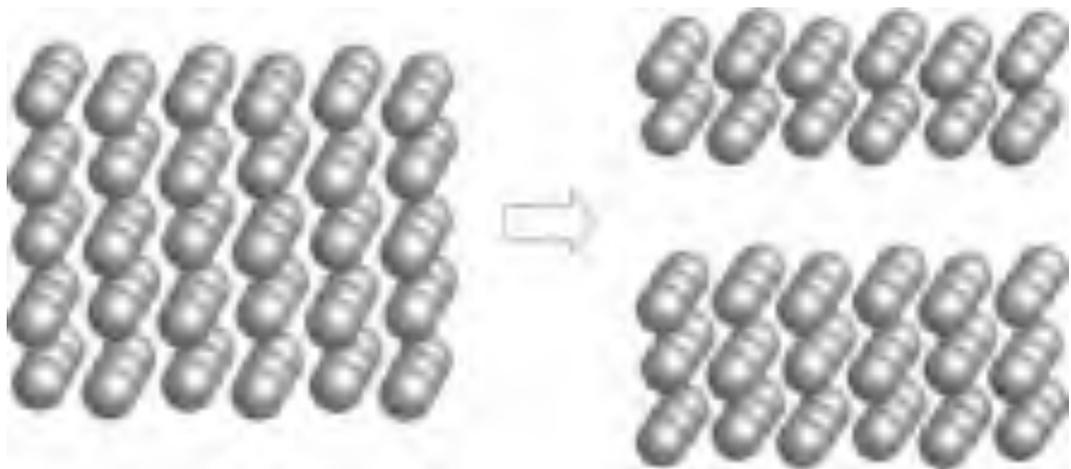


Рисунок 2.17 – Модельная система для расчета когезии (на примере алюминия). Горизонтальные слои представляют собой двумерную периодическую структуру. Изображены 9 ячеек этой структуры

Энергия разрыва ячейки вычислялась по формуле

$$\Delta E = E(5 \text{ слоев}) - E(3 \text{ слоя}) - E(2 \text{ слоя}).$$

Удельная энергия когезии:

$$E_{\text{ког.}} = \Delta E / S_{\text{ячейки}}.$$

Таблица 2.7 – Расчеты когезии в рассматриваемых металлах

Химические элементы	Симметрия решетки	Энергия разрыва ячейки, эВ (5 слоев → 3+2)	Энергия когезии удельная, эВ/Å ²	Эксперим. предел прочности, МПа	Температура плавления, К
Fe	ОЦК (объемно-центрированная)	5,62	0,48	250	1808
Cu	ГЦК (гранецентрированная)	3,27	0,25	220	1356
Al	ГЦК	3,14	0,19	80	934
Zn	ГЕК (гексагональная)	1,83	0,15	-	692

Таблица 2.8 – Вспомогательные данные (энергии слоев и т.д.)

Элементы	Энергия 5 слоев, эВ	Энергия 3 слоев, эВ	Энергия 2 слоев, эВ	S (площадь грани ячейки), Å ²
Fe	-96,55	-55,21	-35,72	11,65
Cu	-41,74	-23,48	-14,98	13,07
Al	-40,40	-23,05	-14,21	16,40
Zn	-19,19	-10,76	-6,60	12,30

Полученный нами ряд металлов Fe, Cu, Al, Zn, расположенных по уменьшению их прочности, полностью согласуется с известными экспериментальными данными.

При расчете адгезии принимаем, что атомы первых слоев металла, наносимого на основной металл, обладают той же симметрией, что и атомы основного металла.

Адгезия алюминия на меди (симметрия ГЦК).

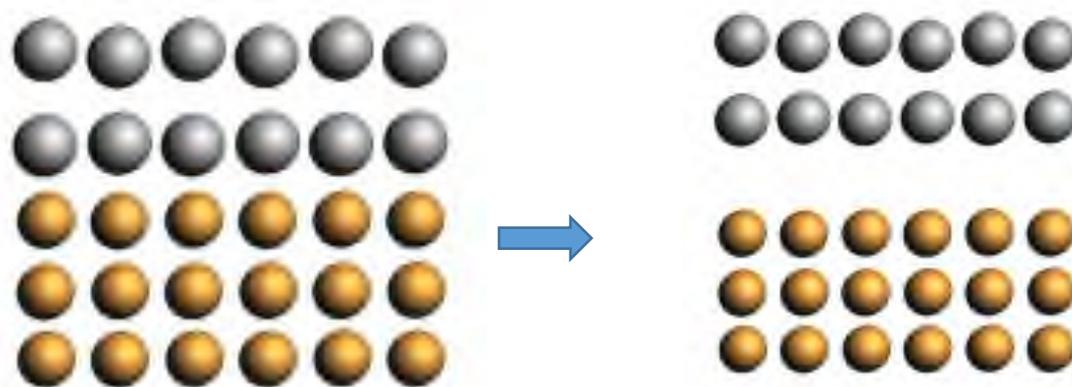


Рисунок 2.18 – Модельная система для расчета адгезии алюминия на меди

Таблица 2.9 – Расчет энергий адгезии алюминия на меди

Элементы	Симметрия решетки	Число слоев	Энергия слоев, эВ	Энергия системы (3Cu,2Al), эВ	Энергия разрыва ячейки, эВ	Энергия адгезии удельная, эВ/Å ²
Cu	ГЦК	3	-23,48	-41,41	3,47	0,27
Al	ГЦК	2	-14,45			

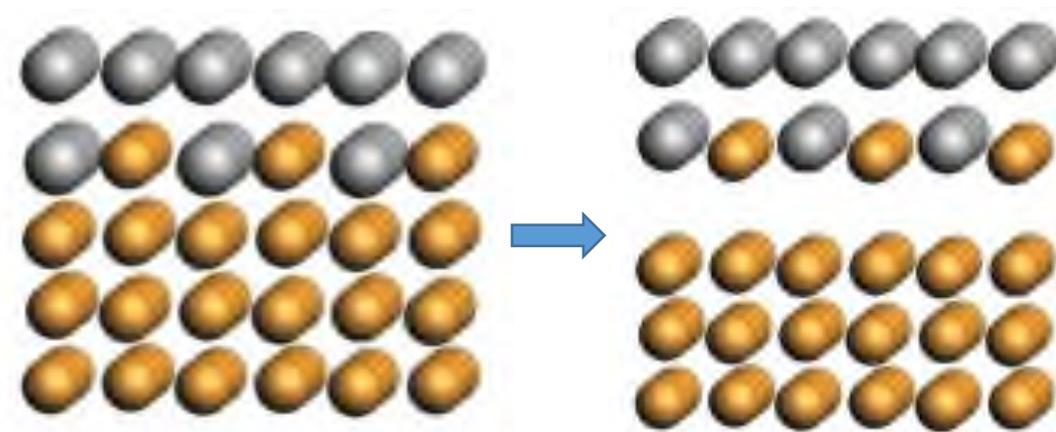


Рисунок 2.19 – Модельная система для расчета адгезии алюминия на меди с учетом диффузии

Таблица 2.10 – Адгезия с учетом диффузии

Элементы	Симметрия решетки	Число слоев	Энергия слоев, эВ	Энергия системы (3.5Cu,1.5Al), эВ	Энергия разрыва ячейки, эВ	Энергия адгезии удельная, эВ/Å ²
Cu	ГЦК	3	-23,48	-41,64	3,36	0,26
Al, Cu	ГЦК	2	-14,80			

Таблица 2.11 – Адгезия цинка на меди

Элементы	Симметрия решетки	Число слоев	Энергия слоев, эВ	Энергия системы (3Cu,2Zn), эВ	Энергия разрыва ячейки, эВ	Энергия адгезии удельная, эВ/Å ²
Cu	ГЦК	3	-23,48	-31,78	2,62	0,20
Zn	ГЦК	2	-5,68			

Таблица 2.12 – Адгезия с учетом диффузии

Элементы	Симметрия решетки	Число слоев	Энергия слоев, эВ	Энергия системы (3,5Cu, 1,5Zn), эВ	Энергия разрыва ячейки, эВ	Энергия адгезии удельная, эВ/Å ²
Cu	ГЦК	3	-23.48	-34.69	3.20	0.24
Zn, Cu	ГЦК	2	-8.01			

Таблица 2.13 – Адгезия алюминия на железе

Элементы	Симметрия решетки	Число слоев	Энергия слоев, эВ	Энергия системы (3Fe,2Al), эВ	Энергия разрыва ячейки, эВ	Энергия адгезии удельная, эВ/Å ²
Fe	ОЦК	3	-55.21	-73.77	4.19	0.36
Al	ОЦК	2	-14.37			

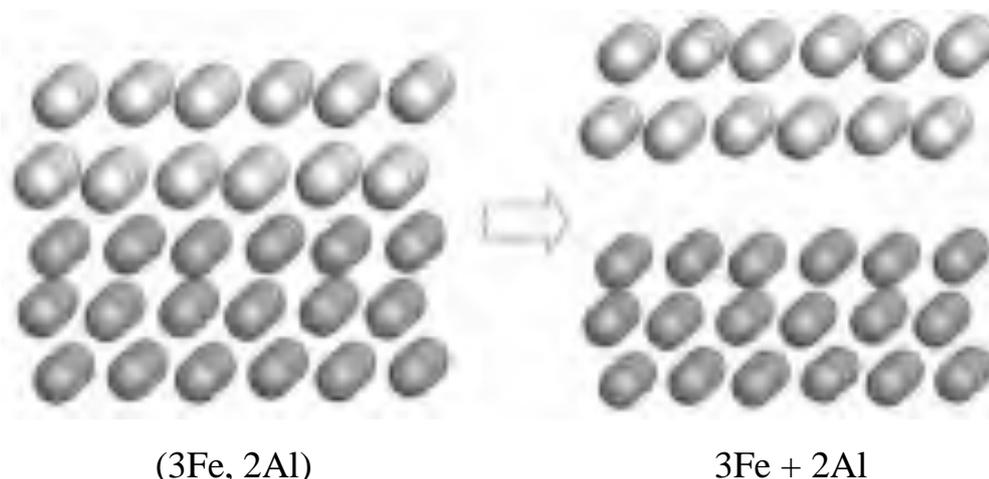


Рисунок 2.20 – Модельная система для расчета адгезии алюминия на железе

Таблица 2.14 – Адгезия с учетом диффузии

Элементы	Симметрия решетки	Число слоев	Энергия слоев, эВ	Энергия системы (3.5Fe, 1.5Al), эВ	Энергия разрыва ячейки, эВ	Энергия адгезии удельная, эВ/Å ²
Fe	ОЦК	3	-55,21	-80,72	4,51	0,39
Al, Fe	ОЦК	2	-21,00			

Таблица 2.15 – Адгезия железа на меди

Элементы	Симметрия решетки	Число слоев	Энергия слоев, эВ	Энергия системы (3Cu, 2Zn), эВ	Энергия разрыва ячейки, эВ	Энергия адгезии удельная, эВ/Å ²
Cu	ГЦК	3	-23,53	-62,71	4,20	0,32
Fe	ГЦК	2	-34,98			

Таблица 2.16 – Адгезия с учетом диффузии

Элементы	Симметрия решетки	Число слоев	Энергия слоев, эВ	Энергия системы (3.5Cu, 1.5Al), эВ	Энергия разрыва ячейки, эВ	Энергия адгезии удельная, эВ/Å ²
Cu	ГЦК	3	-23,48	-56,67	3,79	0,29
Fe, Cu	ГЦК	2	-29,40			

Таблица 2.17 – Сводные результаты

Элементы	Тип связи	Энергия связи, эВ/Å ²
Cu-Cu	когезия	0,25
Cu-Al	адгезия	0,27–0,26
Cu-Zn	адгезия	0,20–0,24
Cu-Fe	адгезия	0,32–0,29
Al-Al	когезия	0,19
Zn-Zn	когезия	0,15
Fe-Fe	когезия	0,48

Для корректного сопоставления энергий адгезии и когезии нужно соотнести эти энергии к единице площади разрыва каждого из типов систем. Для этого учтём, что площадь поверхности разрыва в каждой из систем разная. В обоих случаях она пропорциональна площади соответствующей элементарной ячейки. В случае ОЦК площадь разрыва равна $11,6 \text{ \AA}^2$, а в случае ГЦК – $16,4 \text{ \AA}^2$. Тогда для системы Fe-Al – энергия разрыва $\Delta E/S$, отнесённая к единице площади, равна $0,36 \text{ эВ} / \text{ \AA}^2$, а для системы Al-Al – $\Delta E/S = 0,19 \text{ эВ} / \text{ \AA}^2$.

Сравнивая энергии разрыва для двух систем, приходим к выводу, что энергия адгезии алюминия к железу в 1,9 раза больше энергии когезии в алюминии:

$$E_{адг}/E_{ког} = 1,9.$$

Данное соотношение подтверждает справедливость приведенного выше утверждения о том, что энергия адгезии алюминия к стали превышает энергию когезии в алюминии. Отметим, что полученный нами результат является итогом теоретического моделирования. При изменении модели найденное значение может несколько изменяться. Однако, поскольку это значение достаточно велико по сравнению с единицей, можно утверждать, что в реальных случаях энергия адгезии алюминия к железу больше, чем энергия когезии в алюминии.

Механоактивированные химические взаимодействия, протекающие при качении железнодорожного колеса по рельсу, формируют третье тело, свойства которого определяют параметры фрикционного взаимодействия в этой трибосистеме. Термодинамика и кинетика процессов образования граничных пленок определяется величиной диссипированной в узле трения механической энергии.

В монографии [198] на основании термодинамики необратимых процессов И. Пригожина [199] через диссипативную функцию получены выражения, позволяющие произвести оценку энергетики несамопроизвольных процессов, инициируемых трением скольжения (2.36) и качения (2.37):

$$A = -\frac{\mu N_A N S_a \sigma_{ef}}{\omega S} = -\frac{\mu N_A}{\omega} P S_a \sigma_{ef}, \quad (2.36)$$

$$A = -\frac{\lambda N_A N S_a \sigma_{ef}}{R \omega S} = -\frac{\lambda N_A}{R \omega} P S_a \sigma_{ef}, \quad (2.37)$$

где A - величины химического сродства; μ и λ - коэффициенты трения скольжения и качения; N_A - число Авогадро; N - реакция опоры; S - номинальная площадь контакта трущихся тел; S_a - площадь пятна фактического контакта атома или молекулы; σ_{ef} - эффективный поперечник столкновения шероховатостей, зависящий от величины R_a ; ω - доля номинальной площади, которая вступает в фактический контакт; R - радиус колеса локомотива; $P = N/S$ - давление на номинальных поверхностях контакта трущихся тел.

Проведена оценка величины A в паре трения скольжения гребень колеса - боковая поверхность рельса. Считали, что пятна контакта составляли 0,01 номинальной площади, или $\omega = 0,01$ [200-204]. Коэффициент трения μ принят равным 0,25. Подстановка этих значений в формулу (2.36) дает для величины A значение $-6,7 \cdot 10^5$ Дж/моль. Эта очень большая

величина, которая объясняет возможность протекания различных трибоактивированных реакций, описанных, например, в монографии [202].

Аналогично оценена величина A в паре трения качения колесо – рельс. Подстановка значений в формулу (2.37) дает $-4,8 \cdot 10^5$ Дж/моль.

Сравним полученные значения A с величинами изменения стандартного изобарного потенциала ΔG^0 некоторых процессов (табл. 2.18). Величина ΔG^0 позволяет установить принципиальную возможность протекания химических реакций.

Таблица 2.18 - Изменение стандартного изобарного потенциала некоторых реакций [204]

Реакция	Изменение стандартного изобарного потенциала ΔG^0 , кДж/моль
$Al + O_2 + 1/2H_2 \rightarrow AlO(OH)$ (бемит)	-910,7
$Al + O_2 + 1/2H_2 \rightarrow AlO(OH)$ (диаспор)	-923,5
$Al + 3/2O_2 + 3/2H_2 \rightarrow Al(OH)_3$ (гиббсит)	-1157,0
$2Al + 3/2O_2 \rightarrow Al_2O_3$ (корунд)	-1582,0
$2Al + Fe_2O_3 \rightarrow Al_2O_3 + 2Fe$	-841,7
$2Al + 3FeO \rightarrow Al_2O_3 + 3Fe$	-1377,7
$4Al + 3C \rightarrow Al_4C_3$	-196,0

Из полученных оценок энергетики несамопроизвольных процессов, инициируемых трением, и величин изобарно-изотермических потенциалов образования некоторых соединений алюминия видно, что механической энергии, диссипируемой в контакте колесо-рельс, достаточно для того, чтобы активировать различные реакции с участием алюминия. В тоже время, чем меньше величина ΔG^0 , тем энергетически выгоднее образование данного соединения.

Рассмотрим возможные химические реакции, протекающие с участием модификатора трения – алюминия:

1. Зона контакта колеса с рельсом зачастую загрязнена продуктами органической природы (листья, остатки смазочных материалов, трава), попадающими на поверхность катания из окружающей среды. Подавляющее большинство органических соединений выполняет роль смазки, что приводит к уменьшению сцепления колеса с рельсом и проскальзыванию. При трибоактивации на поверхности катания органические молекулы подвергаются деструкции, в результате которой образуется углерод, также обладающий антифрикционными свойствами. Из табл. 1 видно, что диссипируемой при контакте колеса и рельса энергии достаточно для активации реакции взаимодействия алюминия с углеродом, в результате которой образуется карбид алюминия, имеющий твердость 8 по шкале Мооса. Таким образом, вещества, снижающие коэффициент трения (органические загрязнения), заменяются на абразивный материал, повышающий сцепление колеса и рельса. Применение алюминия в качестве модификатора трения позволит очистить поверхность катания от органических загрязнений, что предотвратит проскальзывание в трибосопряжении.

2. Поверхности стальных тел всегда покрыты оксидными пленками. За счет плохой адгезии к поверхности оксиды снижают силы зацепления между колесом и рельсом. Применение модификатора трения алюминия, как видно из табл. 1, позволяет удалять с поверхности загрязнения неорганической природы – оксиды железа. Реакции между металлическим алюминием и оксидами железа, судя по их энергетике, могут быть активированы в системе колесо-рельс. Продуктом таких реакция является оксид алюминия – корунд, имеющий твердость 9 по шкале Мооса. За счет высокой твердости корунд будет обеспечивать повышение сил сцепления колеса с рельсом. Таким образом, при трибоактивации в системе колесо-рельс в присутствии модификатора трения – металлического алюминия, будет происходить

очистка поверхностей трения за счет химической реакции между алюминием и поверхностными оксидами железа.

3. Помимо очистки поверхностей трения в результате окисления алюминия будет образовываться корунд, так как его образование является наиболее термодинамически выгодным. Так как процесс окисления металлов – гетерогенная реакция, протекающая на границе контакта металл-кислород, при окислении тонких пленок алюминия, намазанного на поверхность катания колеса, образуются ультра и нанодисперсные оксиды. Так как размеры оксида алюминия сопоставимы с размером шероховатостей, то их образование позволит обеспечить сцепление контактирующих поверхностей, но не приведет к абразивному износу колес и рельсов.

2.5 Физическое моделирование подвижного состава

В настоящее время широко распространено компьютерное и математическое моделирование подвижного состава, основанное на подоби частот и форм собственных колебаний натурального и модельного объектов. Однако, математическое и компьютерное моделирование использует ряд граничных условий, основанных на принципах кусочно-линейной аппроксимации нелинейных функций, либо их гармонической линеаризации. Несмотря на удовлетворительные результаты компьютерного и математического моделирования данные модели не в состоянии установить основные физические закономерности, протекающие в нелинейных фрикционных подсистемах. К таким фрикционным подсистемам можно отнести подсистемы «колесо – рельс», «колесо – тормозные колодки», «пятник – подпятник», фрикционные амортизаторы и тому подобное. Поэтому для решения задач исследования таких систем следует использовать физическое моделирование с учётом взаимной динамики подвижного состава и верхнего строения пути, а также нелинейных процессов трения во фрикционных подсистемах.

Полученные результаты математического моделирования не учитывают всех факторов и поэтому далее были уточнены на физических моделях «путь – подвижной состав» с применением методик физико-математического моделирования и планирования физического эксперимента.

Физическое моделирование натурального подвижного состава и пути осуществляется на физически реализуемых стендах системы «подвижной состав – верхнее строение пути» в некотором геометрическом масштабе.

Физическое моделирование натуральных объектов заключается в единстве моделирования механических и фрикционных подсистем и базируется на четырёх теоремах подобия [160].

Из изложенного следует, что постановка и задача эксперимента на основе теории подобия значительно упрощается, так как в этих случаях находится функциональная связь между целыми комплексами физических величин (критериями), описывающими то или иное явление. Кроме того, в известных границах имеется возможность распространения результатов единичного опыта на подобные системы, в том числе и на геометрически уменьшенные (или увеличенные) модели.

Физическое моделирование натурального подвижного состава состоит из следующих этапов:

1. Составление математической модели натурального подвижного состава с учётом кусочно-линейной аппроксимации нелинейных функций, либо их гармонической линеаризации.
2. Выявление констант динамического подобия механической подсистемы.
3. Построение динамической модели подсистемы или подсистем фрикционного контакта.
4. Построение физической модели подсистемы фрикционного контакта.
5. Создание физической установки для экспериментальных исследований.

6. Проведение исследований с использованием математического планирования эксперимента.

7. Перенос результатов экспериментальных исследований на натуральный объект исследования.

На основном этапе физического моделирования для решения поставленных задач исследований модернизируется физический стенд или установка трения, реализующая модель реального подвижного состава на выбранном числе степеней свободы. Для исследования общей динамики подвижного состава и пути используем стенд «подвижной состав – путь», реализующий колебания подпрыгивания, галопирования, боковой качки, вписывания в кривую пути. На стенд устанавливаются тензометрические и вибрационные датчики, предназначенные для регистрации на ЭВМ основных колебаний модели подвижного состава и пути. Для регистрации скоростей качения колёсных пар и скоростей их проскальзывания на модель «подвижной состав – путь» устанавливаются энкодеры, регистрирующие угловую частоту вращения колёсных пар и модели пути.

Для регистрации получаемых данных с физического стенда «подвижной состав – путь» используется программное обеспечение, реализующее корреляционный, спектральный анализ сигналов. Для идентификации процессов трения в контакте колёс с рельсами на основе сигналов силы нормального воздействия колёс на рельсы и силы тангенциального смещения колёсных пар относительно моделей пути используется методика трибоспектральной идентификации. В данной методике регистрируемые сигналы сил нормального воздействия и тангенциального смещения представляются их спектральными оценками. Анализ отношения взаимного трибоспектра сил нормального воздействия и тангенциального смещения к автотрибоспектру сил нормального воздействия позволяет регистрировать фазовые сдвиги тангенциальных сил относительно нормальных и, соответственно амплитудные фазовые частотные характеристики (АФЧХ). Анализ АФЧХ на фазовой плоскости позволяет

идентифицировать соотношения сил упругости, сопротивления и инерции для каждого момента времени. Данный подход позволяет также установить интегральные оценки запасов устойчивости по амплитуде, фазе, потерь на трение, а также соотношения диссипативных и консервативных сил. Непрерывный мониторинг указанных интегральных оценок позволяет выявить основные физико-механические и динамические характеристики системы «подвижной состав – путь» для каждого, заранее установленного режима движения (радиуса кривой, возвышения наружного рельса, непогашенного поперечного ускорения и т.п.), а также сформулировать основные выводы по результатам физического моделирования.

Для физического моделирования фрикционной механической системы «путь – подвижной состав», а также всех ее подсистем разработан уникальный лабораторный стенд. Конструкция каткового стенда (рисунок 2.20) позволяет проводить сравнительные испытания различных моделей экипажей, моделировать взаимодействие железнодорожного пути (верхнее строение пути) и подвижного состава, а т.ж. воздействие его на ходовую часть подвижного состава.

Испытательный стенд представляет собой раму 2, изготовленную из швеллеров, на которой смонтированы генератор постоянного тока 10 с редуктором 3 и подшипниковые опоры 4. На консолях валов опорных катков 5 расположены конические редукторы, соединённые посредством карданных валов с редуктором 3. На опорные катки 5 стенда устанавливается модель экипажа.

С целью имитации процессов, происходящих при реальном движении локомотива, для обеспечения возможности независимого срыва сцепления или индивидуального управления каждой колёсной парой, была проведена следующая модернизация, заключающаяся в развязке силового контура. Для этого каждая пара катков моделирующая колёсную пару была оборудована индивидуальным приводом 11 состоящим из асинхронного короткозамкнутого двигателя переменного тока марки АИР-100 с

номинальной мощностью 2,2 кВт. Привод от электродвигателя к каткам осуществлён посредством карданной передачи (рисунок 2.21) с возможностью изменения длины кардана вдоль оси.

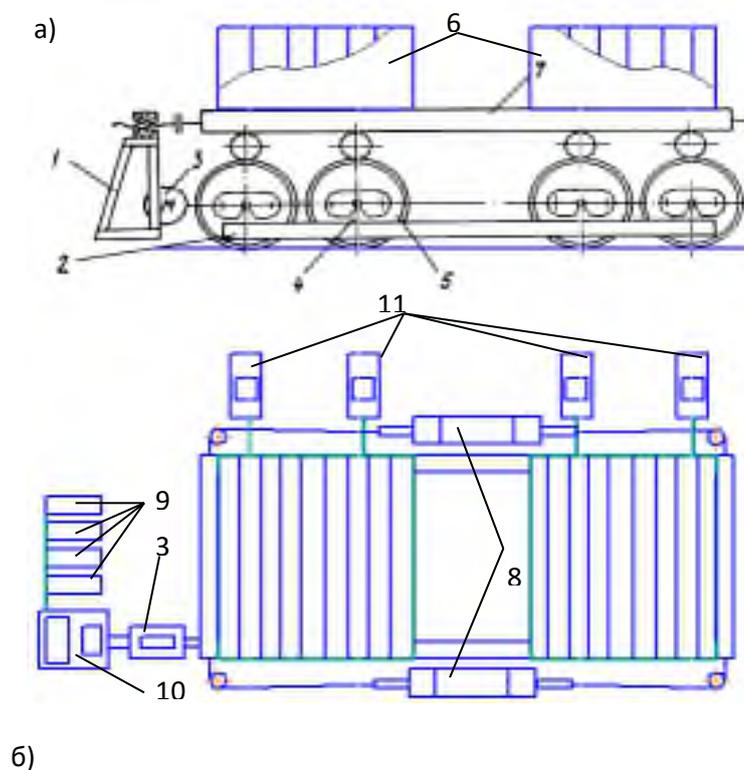


Рисунок 2.20 - Катковый стенд: а) принципиальная схема; б) внешний вид

Для моделирования различных режимов движения тягового подвижного состава и плавной регулировки частоты вращения вала электродвигателя стенд оснащён инвертором, позволяющим и задавать внешнюю характеристику электродвигателя независимо от вида нагрузки.

Использование данного инвертора позволяет при моделировании варьировать пусковые характеристики двигателя и динамические режимы торможения. Предусмотрено как индивидуальное, так и совместное управление двигателями.

Конструкция стенда позволяет испытывать двухосные, четырёхосные и шестиосные экипажи, варьировать расстояние между осями катков стенда в зависимости от базы тележек. Испытываемая на стенде модель экипажа представляет копию его ходовой части, в которой в соответствующем масштабе (1:5) соблюдены жёсткости связей, моменты инерции и распределение массы по осям колёсных пар.



Рисунок 2.21 - Привод катков моделирующих колёсные пары локомотива

Опорные катки стенда имеют конструкцию, позволяющую моделировать различные виды колебаний экипажа. На стенде возможно смоделировать такие виды колебаний экипажа как:

- боковая качка – наддресорное строение вращается вокруг продольной оси экипажа;
- подпрыгивание;
- продольная качка (галомирование) – наддресорное строение вращается относительно поперечной оси;
- виляние;
- колебания, возникающие при прохождении рельсового стыка.

Для моделирования указанных процессов предусмотрена пневмомеханическая система.



Рисунок 2.22 – Моделирование колебаний экипажа:

1- пневмоцилиндр; 2- трубопроводы; 3 – пневмораспределитель; 4 – тросы; 5 – блоки.

Опорные катки спроектированы таким образом, что позволяют моделировать железнодорожный путь с разной шириной колеи – 1524мм и 1520мм (в масштабе модели 304,8мм и 304мм соответственно).

Для моделирования сил продольного и поперечного крива стенд оборудован (рисунок 2.22) двумя пневмоцилиндрами 1 и пневмораспределителем 3. Используя пневмораспределитель сжатый воздух поступает поочередно в левый и правый пневмоцилиндры, где происходит перемещение поршня. Поршень через шток связан с тросом 4, который жестко закреплен на раме стенда. Для направленного движения троса используется система блоков 5.

Таким образом установленная система способствует поперечному раскачиванию экипажа, что используется для моделирования поперечной ветровой нагрузки, вписывания экипажа в кривую, а также сил поперечного Крива.

3 МЕТОДИКИ ТРИБОСПЕКТРАЛЬНОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ И МОНИТОРИНГА ИЗМЕНЕНИЙ УПРУГО-ДИССИПАТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

3.1 Краткое описание методик трибоспектральной идентификации и мониторинга изменений упруго-диссипативных характеристик

На основе теоретических положений комплексного коэффициента трения [118] в методе трибоспектральной идентификации процессов трения [154] реализуется анализ как величины коэффициента трения в стационарно-устойчивом движении объекта исследования, так и динамической, соответствующей переходной составляющей колебаний выходной управляемой величины (общему решению системы) на основе вычисления комплексного коэффициента передачи [180]:

$$W(i\omega) = \frac{S_{FN}(i\omega)}{|S_N(\omega)|^2} = \frac{S_{FN}(i\omega)}{S_{NN}(\omega)} = A(\omega) \cdot e^{i\psi(\omega)} = P(\omega) + iQ(\omega), \quad (3.1)$$

где $S_{FN}(i\omega)$ – взаимный спектр сил в тангенциальном ($F_m = C_x \cdot x$, где C_x – жёсткость, x – деформация связи) и нормальном ($N = C_y \cdot y$, где C_y – жёсткость связи, y – сближение поверхностей) направлениях фрикционного взаимодействия;

$S_{NN}(i\omega)$ – энергетический спектр входного воздействия (нагрузки);

$A(\omega)$ – амплитудная частотная функция, характеризующая коэффициент усиления или ослабления выходной координаты подсистемы на конкретной частоте ω гармонического воздействия

$$A(\omega) = |W(i\omega)| = \sqrt{P^2(\omega) + Q^2(\omega)}; \quad (3.2)$$

$\psi(\omega)$ – фазовая частотная функция, характеризующая запаздывание выходной величины относительно входной в зависимости от частоты ω входного гармонического воздействия

$$\psi(\omega) = \arg[W(i\omega)] = \varphi_2(\omega) - \varphi_1(\omega);$$

$P(\omega)$ – вещественная частотная функция, характеризующая упруго-инерционные свойства подсистемы, или консервативную составляющую энергии системы (сумму потенциальной и кинетической энергий)

$$P(\omega) = A(\omega) \cdot \cos[\psi(\omega)]; \quad (3.3)$$

$Q(\omega)$ – мнимая частотная функция, характеризующая диссипативные свойства системы (потери на трение), или функцию рассеивания энергии

$$Q(\omega) = A(\omega) \cdot \sin[\psi(\omega)]. \quad (3.4)$$

Используя теоретические основы долектавного спектрального анализа комплексного (динамического) коэффициента трения, реализуется идентификация наиболее характерных диапазонов частот, имеющих наиболее высокие значения корреляции коэффициента Пирсона с изменениями стационарной величины коэффициента трения $f = W(0)$. На основе выполненного анализа формулируется вывод о значимости того или иного диапазона частот изменений динамического коэффициента трения при долектавном анализе. Анализ трендов долектавных спектров в реальном времени позволяет выявить характерные моменты эксплуатации наблюдаемой фрикционно-механической системы: завершения приработки поверхностей трения, стационарный режим трения, появление износа, ухудшение смазочных характеристик узла трения, повышение температуры и т.д.

При долектавном спектральном анализе в реальном времени наблюдения t реализуется идентификация следующих параметров:

1) диссипативной составляющей динамического коэффициента трения на основе вычисления интегральной оценки мнимой частотной характеристики

$$I_Q(t) = \int_{\omega_i}^{\omega_j} |Q(\omega)| d\omega, \quad (3.5)$$

где t – текущий момент времени анализа объекта исследования;

$Q(\omega)$ – мнимая частотная функция (3.4);

ω_i, ω_j – верхняя и нижняя границы частот вынужденных колебаний при октавном (третьоктавном, 12-октавном или 24-октавном) спектральном анализе);

2) безразмерного коэффициента демпфирования

$$I_{\xi}(t) \approx \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{m^2}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\delta}{2\pi}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\ln \left(\frac{\int_{\omega_i}^{\omega_j} A(\omega) d\omega}{I_{\text{сопр}}(t) + I_{\text{фр.к.}}(t)} \right)}{2\pi} \right)^2}}; \quad \xi = \frac{\beta}{\beta_{\text{кр}}} \quad (3.6)$$

где t – текущий момент наблюдения за трендом изменения параметра;

m – корневой показатель колебательности (3.9);

δ – логарифмический декремент затухания амплитуд колебаний (3.15);

$A(\omega)$ – амплитудная частотная функция (3.2);

$I_{\text{сопр}}$ – интегральная оценка сопротивления колебаниям, характеризующая сочетание инерционных воздействий на узел трения и диссипативных свойств трибологической среды. Чем больше интегральная оценка $I_{\text{сопр}}$, тем выше амплитуда колебаний, вызванная неблагоприятным сочетанием инерционных и диссипативных составляющих сил фрикционного взаимодействия. Чем меньше величина $I_{\text{сопр}}$, тем меньше кинетической энергии расходуется на процессы трения во фрикционных связях, меньше температурные колебания, выше диссипативные свойства, больше коэффициент сопротивления колебаниям β (Н·с/м)

$$I_{\text{сопр}}(t) = \int_{\omega_i}^{\omega_j} |Q(\omega)| d\omega, \text{ если } Q(\omega) \leq 0; \quad (3.7)$$

$I_{\text{фр.к}}$ – интегральная оценка сил, обусловленных сочетанием инерционных воздействий на узел трения, диссипативных свойств трибологической среды и скорости относительного скольжения. Оценка $I_{\text{фр.к}}$ также характеризует диссипативные свойства системы, однако когда вектор силы сопротивления

движению сонаправлен с вектором скорости относительного скольжения. Значительное повышение оценки свидетельствует о возрастании скоростей относительного скольжения поверхностей трения при преодолении местных или локальных сопротивлений, вызванных процессами перехода от упругих к упругопластическим деформациям или от упругопластических к пластическому деформированию контактирующих поверхностей, износу, термopовреждениям фрикционно-механической системы, снижению стабильности и устойчивости, разрыву фрикционных связей и фрикционным автоколебаниям. Чем меньше величина $I_{\text{фр.к.}}$, тем более устойчива и стабильна фрикционно-механическая система

$$I_{\text{фр.к.}}(t) = \int_{\omega_1}^{\omega_2} Q(\omega) d\omega, \text{ если } Q(\omega) > 0. \quad (3.8)$$

При выводе (3.6) учитывается тот факт, что амплитуда динамического коэффициента трения (3.1) находится в обратной пропорциональности безразмерному коэффициенту демпфирования ξ колебательного звена [180]:

$$|Q_{\text{max}}| = A(0) / (2\xi_{\text{min}}),$$

где $A(0)$ – стационарно устойчивое значение коэффициента трения;

ξ_{min} – безразмерный коэффициент демпфирования;

Q_{max} – динамический коэффициент трения при сдвиге фазы $\psi = 90^\circ$ (значение мнимой частотной функции),

и пропорциональна величине корневого показателя колебательности m

$$m = \frac{n}{\omega} = -\frac{\ln 1 - \psi}{2\pi} = \frac{\delta}{2\pi} = \frac{\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}, \quad (3.9)$$

где n – коэффициент затухания – количественная характеристика сопротивления системы относительному перемещению

$$n = \frac{\beta_3}{2m_3} = \frac{\delta}{T} = \frac{1}{\tau} = \xi \cdot \omega_0, \quad (3.10)$$

β_3 – эффективный коэффициент сопротивления колебаниям, Н·с/м;

m_3 – эффективная масса контактирующих поверхностей трения, кг [200];

ω – частота затухающих колебаний

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \sqrt{\omega_0^2 - n^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2}; \quad (3.11)$$

T – период затухающих колебаний, с (определяется по графику переходной характеристики);

ω_0 – частота собственных колебаний масс контактирующих объёмов поверхностей трения

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m_y}} = \sqrt{n^2 + \omega^2} = \frac{n}{\xi} = \frac{\omega}{\sqrt{1 - \xi^2}}, \quad (3.12)$$

C – коэффициент жёсткости упругой связи, Н/м;

ψ – степень затухания колебаний, характеризующая уменьшение амплитуд в течение одного периода колебаний; чем выше его значение к единице, тем быстрее во фрикционно-механической системе завершаются переходные колебательные движения без существенного перерегулирования

$$\psi = \frac{h_{\max 1} - h_{\max 2}}{h_{\max 1}} = 1 - \frac{h_{\max 2} - h_{\text{уст}}}{h_{\max 1} - h_{\text{уст}}} = 1 - e^{-\delta} = 1 - e^{-2\pi m} = 1 - e^{-2\pi \frac{\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}}; \quad (3.13)$$

$h_{\max 1}, h_{\max 2}$ – максимальные отклонения амплитуд регулируемой величины от положения устойчивого стационарного состояния на расстоянии одного периода T колебаний;

$h_{\text{уст}}$ – установившаяся амплитуда $h(t_y)$ переходной характеристики (3.19) в стационарном движении;

δ – логарифмический декремент затухания, характеризующий уменьшение амплитуды за один период колебаний (3.15);

ξ – безразмерный коэффициент демпфирования

$$\xi = \frac{T_1}{2T_2} = \frac{\beta_3}{C_3 \cdot 2\sqrt{\frac{m_3}{C_3}}} = \frac{\beta_3}{\sqrt{4m_3 C_3}} = \frac{\beta_3}{\beta_{\text{кр}}} = \frac{n}{\omega_0} = \frac{m}{\sqrt{1 + m^2}}, \quad (3.14)$$

где $T_1 = \beta_3 / C_3$ – постоянная времени, характеризующая затухание амплитуд колебаний;

$T_2 = \sqrt{m_3/C_3}$ – постоянная времени, обратно пропорциональная частоте собственных колебаний ω_0 системы;

$\beta_{кр}$ – критическая величина сопротивления колебаниям, Н·с/м, при которой период затухающих колебаний становится равным бесконечности, а характер колебаний – асимптотически затухающий;

Так как логарифмический декремент δ в (3.9) определяется отношением амплитуд колебаний $h_{\max 1}$ и $h_{\max 2}$ на расстоянии одного периода колебаний переходной функции $h(t)$

$$\begin{aligned} \delta &= \ln \left(\frac{h_{\max 1} - h_{уст}}{h_{\max 2} - h_{уст}} \right) = \ln \left(e^{nT} \right) = nT = 2\pi \frac{n}{\sqrt{\omega_0^2 - n^2}} = 2\pi \frac{\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} = \\ &= 2\pi m = \ln \left(\frac{1}{1 - \psi} \right) = -\ln(1 - \psi) = \frac{T}{\tau} = \frac{1}{N_e} = -\ln \left(1 - \frac{2\pi}{Q} \right), \end{aligned} \quad (3.15)$$

то нами *выдвинута гипотеза* о том, что в первом приближении логарифмический декремент затухания δ по диапазонам октавных (1/3-; 1/12-; 1/24-долеоктавных) частот ω может быть определён как отношение большей амплитуды динамического коэффициента трения к меньшей, соответствующей амплитудам диссипации энергии в данный момент времени наблюдения за изменением характеристики (3.6). Это позволит нам выполнять идентификацию трибологических характеристик модификаторов трения и характеристик износа, характеризующихся своими собственными частотами, методом анализа трендов по времени t логарифмического декремента затухания $\delta(t)$ или интегральной оценки коэффициента демпфирования $I_\xi(t)$ – (3.6).

В качестве большей амплитуды динамического коэффициента трения нами выбрана амплитудная частотная функция (3.2), а в качестве меньшей – мнимая частотная функция (3.4), характеризующая диссипативные свойства системы (потери на трение), или функцию рассеивания энергии. В этом случае с увеличением амплитуды комплексного (динамического) коэффициента

трения относительно установившейся величины возрастают характеристики колебательности m (3.9), логарифмического декремента затухания δ (3.15), а величина безразмерного коэффициента демпфирования ξ (3.14) и его интегральной оценки $I_{\xi}(t)$ в частотной области (3.6) снижаются.

Кроме вышеуказанных интегральных оценок следует отметить ещё две характеристики, существенно определяющие упруго-диссипативные свойства системы:

– $I_C(t)$ – интегральная оценка упруго-инерционных составляющих, характеризующая существенное влияние инерционных воздействий на узел трения и диссипативных свойств трибологической среды на сближение контактирующих тел, возрастание нормальных, касательных напряжений и температур фрикционного взаимодействия. Чем меньше величина I_C , тем меньше инерционность системы оказывает на развитие пластических деформаций и стабильность динамики процессов трения

$$I_C(t) = \int_{\omega_i}^{\omega_j} P(\omega) d\omega, \text{ если } P(\omega) \geq 0, \quad (3.16)$$

где $P(\omega)$ – вещественная частотная функция (3.3);

– I_m – интегральная оценка инерционных составляющих фрикционного взаимодействия, характеризующая инерционные свойства системы, способствующие возрастанию кинетической энергии, а также снижению устойчивости системы, стабильности фрикционных связей. Чем меньше величина I_m , тем выше устойчивость и стабильность процессов трения

$$I_m(t) = \int_{\omega_i}^{\omega_j} |P(\omega)| d\omega, \text{ если } P(\omega) < 0. \quad (3.17)$$

– критерий энергетических потерь, характеризующий стабильность реализуемых фрикционных связей

$$I_E(t) = \int_0^{\omega_{\max}} \frac{S_{FF}(\omega)}{|S_{NN}(\omega) - |S_{FN}(i\omega)||}, \quad (3.18)$$

где $S_{FF}(\omega)$ – спектральная плотность мощности выходного сигнала $F(t)$ фрикционно-механической системы;

$S_{NN}(\omega)$ – спектральная плотность мощности нагрузки $N(t)$ – входного сигнала;

$S_{FN}(\omega)$ – взаимная спектральная плотность мощности тангенциального смещения $F(t)$ и нагрузки $N(t)$.

Как известно, колебания состоят из собственной и вынужденной составляющих. Качество переходной функции системы во многом определяется общим решением дифференциального уравнения. Однако дифференциальные уравнения определить сложно. Тем не менее, по вещественной частотной функции (3.3) и интегралу В. В. Солодовникова можно определить характер переходной характеристики системы:

$$h t = \frac{2}{\pi} \int_0^{\omega_a} \frac{P(\omega)}{\omega} \cdot \sin \omega t d\omega, \quad (3.19)$$

где ω_a – максимальная частота дискретных данных, c^{-1} ;

$P(\omega)$ – вещественная частотная функция (3.3);

ω – частота колебаний, c^{-1} .

Временные характеристики в виде переходной функции (3.19) позволяют оценить характер изменения коэффициента трения во фрикционно-механической системе от воздействия на объект исследования (математическую модель) стандартной функции Хэвисайда $1(t)$. Если система удовлетворяет заданным требованиям качества, то она будет удовлетворять этим требованиям и при любом другом произвольном воздействии. Функция Хэвисайда определяется выражением:

$$1(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t < 0; \\ 1, & \text{при } t \geq 0. \end{cases}$$

Следующей задачей исследований является *динамический мониторинг изменений упруго-диссипативных и динамических характеристик объекта фрикционно-механической подсистемы*. Здесь глубокий анализ не требуется,

однако реализуется анализ тренда во времени наблюдения некоторой обобщённой характеристики, однозначно характеризующей техническое состояние фрикционного взаимодействия.

Для практической оценки технического состояния механических систем часто пользуются критериями (например, [208], так как их можно сравнить с некоторой пороговой величиной «предупреждения» или «опасности». К ним относятся линейная или квадратичная ошибка переходного процесса, время переходного процесса, величина перерегулирования и др.

Для решения задачи мониторинга технического состояния системы «колесо – рельс» в реальном времени был выбран динамический критерий качества [207]:

$$I_{\text{д}}(t) = \frac{1}{21} \left(\sum_{k=1}^{13} J_k^{(\text{част.})} + \sum_{k=1}^8 J_k^{(\text{вр.})} \right), \quad (3.20)$$

где $J_k^{(\text{част.})}$ – частные критериальные оценки частотных характеристик;

$J_k^{(\text{вр.})}$ – частные критериальные оценки временных характеристик;

k – текущий номер критерия.

Его предельно допустимое значение при нормальной эксплуатации фрикционно-механической системы *не должно превышать единицы*.

Линейный уровень динамического критерия качества (3.20) фрикционно-механической системы может иметь 7 уровней, представленных в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Уровни динамического критерия качества

Уровень	Изображение индикатора	Уровень	Изображение индикатора
$\geq 1,15$ (опасно)		0,9–0,95	
1,1–1,15		0,85–0,9	
1,05–1,1		$\leq 0,85$	
0,95–1,05 (внимание)			

Частные критерии качества, входящие в уравнение (3.20), определяются на основе сравнения текущих значений измеряемого параметра с некоторой предельно допустимой величиной, определяемой на основе априорно известной информации либо на основе экспериментальных исследований:

$$J_k = \begin{cases} \frac{\sum_{i=1}^n P_{ki}}{P_{k0}} & , \text{ если } J_{k \min} \equiv P_{i \min}; \\ \frac{P_{k0}}{\sum_{i=1}^n P_{ki}} & , \text{ если } J_{k \max} \equiv P_{i \min}, \end{cases} \quad (3.21)$$

где P_{ki} – измеренная физическая величина по результатам n циклов испытаний;

P_{k0} – опорные значения физической величины, установленные по априорно достоверным источникам, либо экспериментально;

n – количество измерений во времени наблюдения.

К наблюдаемым медленно изменяющимся параметрам фрикционно-механической системы в соответствии с теорией В.Э. Пуша [113] были выбраны следующие характеристики линейной теории автоматического управления [180], для которых установлены предельно-допустимые величины P_{k0} (3.21):

1) Опорные величины:

- коэффициента передачи $W_{xy}(0)$ (3.1), соответствующего значению стационарного коэффициента трения

$$W_{xy}(0) = A(0) = f_{mp} = \frac{F_{mp}}{N} \approx \frac{C_x x}{C_y y}, \quad (3.22)$$

где $W_{xy}(0)$ – значение комплексного коэффициента передачи при значении частоты колебаний ω , равной нулю, что соответствует коэффициенту передачи в стационарно устойчивом движении фрикционно-механической системы;

$A(0)$ – значение амплитуды на графике амплитудной частотной характеристики;

$f_{тр.}$ – значение коэффициента трения в стационарно-устойчивом движении;

$F_{тр.}$ – сила трения, Н;

N – нормальная нагрузка, Н;

C_x – коэффициент упругости фрикционных связей в направлении относительного смещения, Н/м;

C_y – коэффициент упругости фрикционных связей в направлении относительного сближения контактирующих поверхностей трения, Н/м;

x – амплитуда тангенциального смещения (деформация активных объёмов) поверхности трения;

y – амплитуда сближения контактирующих поверхностей трения.

- частотного показателя колебательности M , характеризующего склонность фрикционно-механической системы к колебаниям. Его величину ограничивают в диапазоне от 1,1 до 1,5 на центральной частоте ω_1 :

$$M = \frac{|\Phi(i\omega)|_{\max}}{|\Phi(0)|} = \frac{\left| \frac{W i\omega}{1 + W i\omega} \right|_{\max}}{\left| \frac{W 0}{1 + W 0} \right|} = \frac{A \omega_{\max}}{A 0} = \frac{m^2 + 1}{2m}, \quad (3.23)$$

где $\Phi(i\omega)$ – амплитудная фазовая частотная характеристика замкнутой системы с помощью единичной обратной связи посредством трибоконтакта

$$\Phi(i\omega) = \frac{W i\omega}{1 + W i\omega}; \quad (3.24)$$

$W(i\omega)$ – частотная передаточная функция исходно разомкнутой системы (1);

$A(\omega)_{\max}$, $A(0)$ – соответственно максимальная амплитуда самой низкочастотной гармоники и амплитуда установившегося стационарного состояния;

m – корневой показатель запаса устойчивости системы (3.9).

- частоты полосы пропускания ω_0 при $A(\omega_0) = 0,707 \cdot A(0)$, которая оценивает помехозащищённость системы от высокочастотных колебаний

$$\omega_0 = \omega \Big|_{A(\omega) = \frac{\sqrt{2}}{2} A(0)} ; \quad (3.25)$$

- квадратичного критерия качества I , характеризующего динамическую ошибку, возникающую при отклике системы на входное задающее воздействие типа функции Хэвисайда $1(t)$

$$I = \int_0^{\infty} (h_{ycm} - h(t))^2 dt \equiv \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{|\Phi(0) - \Phi(i\omega)|^2}{\omega^2} d\omega, \quad (3.26)$$

где $\Phi(i\omega)$ – амплитудная фазовая частотная характеристика замкнутой системы (3.24);

- квадратичного критерия качества I' , характеризующего динамическую ошибку, возникающую при отклике системы на входное задающее воздействие типа функции Дирака $\delta(t)$, то есть импульсного воздействия

$$I' = \int_0^{\infty} |w(t)|^2 dt \equiv \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |\Phi(i\omega)|^2 d\omega, \quad (3.27)$$

где $w(t)$ – значения импульсной функции Дирака в момент времени t .

- критерия упруго-инерционных составляющих I_C (3.16);
- критерия инерционных составляющих I_m (3.17);
- критерия сил сопротивления I_{conp} (3.7);
- критерия фрикционных автоколебаний $I_{фр.к.}$ (3.8)
- добротности Q колебательной системы – меры относительной диссипации (рассеивания) энергии, характеризующая качество колебательной системы. Она определяет амплитуду и ширину амплитудно-частотной характеристики резонанса. Для системы с критическим затуханием $\psi = 1$ (3.13) добротность $Q = 2\pi$. Добротность, меньшая или равная 2π соответствует не

колебательному (апериодическому) характеру движения, пересекающего положение равновесия не более одного раза. Чем меньше добротность колебательной системы, тем больше потери энергии за одно колебание и тем быстрее затухают колебания во фрикционно-механической системе

$$Q = 2\pi \cdot \omega_p \frac{W}{W_{\text{тр}}} = \frac{\omega_p}{\Delta\omega} = \frac{2\pi}{1 - e^{-\delta}} = \frac{2\pi}{\psi}, \quad (3.28)$$

где ω_p – резонансная частота колебаний, с^{-1}

$$\omega_p = \omega_0 \sqrt{1 - 2\xi^2} = \sqrt{\omega_0^2 - 2n^2};$$

ω_0 – собственная частота фрикционно-механической системы, с^{-1} (3.12);

ξ – безразмерный коэффициент демпфирования (3.14);

n – коэффициент затухания колебаний, с^{-1} (3.10);

W – энергия, запасённая в колебательной системе;

$W_{\text{тр}}$ – рассеиваемая энергия;

$\Delta\omega$ – ширина амплитудной частотной резонансной кривой по уровню $1/\sqrt{2}$ (минус 3 дБ) максимальной амплитуды на резонансной частоте ω_p колебаний;

δ – логарифмический декремент затухания (3.15),

- количества колебаний регулируемой величины N (см. таблицу 3.2) должны иметь *максимально предельные уровни значений*, выше которых возможны аномальные условия эксплуатации фрикционно-механической системы.
- 2) Следующие опорные величины частотных параметров должны иметь *минимальные уровни значений*, так как более низкие величины будут показывать ухудшение динамики фрикционно-механической системы. К ним относятся:
- минимально допустимый уровень запаса устойчивости по амплитуде, характеризующий возможность ограничения инерционных воздействий, способствующих разрыву фрикционной связи в трибоконтате, выбирается в соответствии с рекомендациями таблицы 3.2

$$L = 20 \lg \frac{1}{|W(i\omega_{c2})|}, \text{ дБ}, \quad (3.29)$$

где ω_{c2} – частота среза, соответствующая точке пересечения годографом амплитудной фазовой функции $W(i\omega_{c2})$ динамического коэффициента трения действительной оси, при котором частотный коэффициент передачи разомкнутой системы равен единице, а фазовый сдвиг составляет величину -180° ;

$W(i\omega_{c2})$ – амплитудная фазовая функция динамического коэффициента трения (1) на частоте среза ω_{c2} , когда амплитуда тангенциального смещения фрикционно-механической системы равна амплитуде нагрузки, а сдвиг фазы – 180° ;

1 – критическое значение амплитуды.

Таблица 3.2 – Предельно допустимые значения параметров системы

Применяемость	Избегают	Редко	Часто
Запас по амплитуде L (3.29), дБ	6 ... 1	12 ... 6	20 ... 12
Запас по фазе Ψ , ° (3.31)	30 ... 10	90	60 ... 30
Частотный показатель колебательности M (3.23)	> 4,5	2,5 ... 2	1,5 ... 1,1
Перерегулирование σ (3.36), %	50 ... 70	0	10 ... 30
Число колебаний N	3 ... 4	0	1 ... 2

Например, предельно допустимую величину $[L]$ можно оценить по известной величине стационарного коэффициента трения f на частоте (3.25):

$$L = 20 \lg \frac{1}{\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot f} = 20 \lg \frac{1}{\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 0,07} = 26,1 \text{ дБ}.$$

- минимально допустимая частота среза ω_{c3} при выполнении условия

$$\omega_{c3} = \omega \Big|_{A(\omega)=A(0)}, \quad (3.30)$$

косвенно определяющая длительность переходного процесса $t_{п}$. Чем выше частота среза, тем меньше длительность переходного процесса и тем больше быстродействие.

- 3) Опорная величина запаса устойчивости по фазе $[\Psi]$ частотных параметров, отличается от указанных ранее. Анализ осуществляется по предельно-допустимой величине (таблица 3.2)

$$[\Psi] = \arccos\left(\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot [f]\right), \quad (3.31)$$

где f – величина стационарного коэффициента трения.

Если измеренная величина запаса устойчивости по фазе Ψ равна заданному предельному значению (3.31), то частному критерию присваивается весовой коэффициент, равный единице. Если же измеренная величина превышает предельную величину запаса устойчивости по фазе, то частный критерий варьируется от нуля до единицы, иначе – возрастает до двух.

- 4) Опорная величина критерия коэффициента демпфирования I_{ξ} (3.6) устанавливается на основе рекомендаций таблицы 3.3.

Таблица 3.3 – Динамические параметры колебательных систем

Декремент колебаний $\chi = \frac{h_{\max 1}}{h_{\max 2}}$	Логарифмический декремент затухания δ (3.15)	Добротность Q (3.28)	Коэффициент затухания ψ (3.13)	Показатели колебательности		Коэффициент демпфирования (3.14) $\xi = \frac{T_1}{2T_2}$	Соотношение частот $\frac{\omega_p}{\omega_0}$
				Корневой m (3.9)	Частотный M (3.23)		
1,053	0,051	125,7	0,05	0,008	61,25	0,008	0,999
1,111	0,105	62,83	0,1	0,017	29,83	0,017	0,999
1,176	0,163	41,89	0,15	0,026	19,34	0,026	0,999
1,25	0,223	31,42	0,2	0,036	14,1	0,035	0,998
1,333	0,288	25,13	0,25	0,046	10,94	0,046	0,997
1,429	0,357	20,94	0,3	0,057	8,836	0,057	0,996
1,538	0,431	17,95	0,35	0,069	7,327	0,068	0,995
1,667	0,511	15,71	0,4	0,081	6,191	0,081	0,993
1,818	0,598	13,96	0,45	0,095	5,303	0,095	0,99
2	0,693	12,57	0,5	0,11	4,588	0,11	0,987

2,222	0,798	11,42	0,55	0,127	3,998	0,126	0,983
2,5	0,916	10,47	0,6	0,146	3,502	0,144	0,978
2,857	1,05	9,667	0,65	0,167	3,076	0,165	0,972
3,333	1,204	8,976	0,7	0,192	2,705	0,188	0,963
4	1,386	8,378	0,75	0,221	2,376	0,215	0,952
5	1,609	7,854	0,8	0,256	2,08	0,248	0,936
6,667	1,897	7,392	0,85	0,302	1,807	0,289	0,912
10	2,303 *	6,981	0,9	0,366	1,548	0,344	0,873
20	2,996 *	6,614	0,95	0,477	1,287	0,43	0,793
100	4,605 *	6,347	0,99	0,733	1,049	0,591	0,548
535,5	6,283	6,294	0,99813	1	1	0,707 **	0,00001
∞	27,63	6,283	0,99999	—	—	0,975	—

* – рекомендуемые значения декремента $\delta = 2,303 \dots 4,605$ и отношения амплитуд колебаний на расстоянии одного периода колебаний $\chi = 10 \dots 100$, так как в этом случае значительная диссипация энергии колебаний существенно снижает дисперсию амплитуд отклонений от стационарной траектории движения, величину перерегулирования σ , время регулирования t_p и влияние высокочастотных помех вследствие роста соотношения между резонансной ω_p и собственной ω_0 частот

$$\frac{\omega_p}{\omega_0} = \frac{\omega_0 \sqrt{1 - 2\xi^2}}{\omega / \sqrt{1 - \xi^2}} = \sqrt{1 - 2\xi^2} ;$$

** – при $\sqrt{2} \leq \xi < 1$ колебания приближаются к асимптотическим;

при $\xi \geq 1$ – движение лимитационное, пересекающее положение устойчивого равновесия не более одного раза.

Для переходной функции (3.19) нижеперечисленные опорные величины должны иметь максимально допустимые предельные уровни значений, выше которых возможны аномальные условия эксплуатации системы:

- времени запаздывания t_3 , характеризующего способность системы воспроизводить изменения входных координат без искажения, но с

некоторым постоянным запаздыванием τ . Чем меньше время запаздывания, тем более быстродействующей считается система

$$t_3 = t \Big|_{h(t)=\frac{1}{10}h_{уст}} ; \quad (3.32)$$

- времени нарастания t_n – промежуток времени, по истечении которого управляемая величина в первый раз достигает 0,9 амплитуды своего установившегося значения $h_{уст}$. Это время ограничивается допустимыми в системе ускорениями координат и предельными колебаниями. Чем меньше t_n , тем быстрее система обрабатывает задающее воздействие

$$t_{n \min} = t \Big|_{h^{(1)}(t)=\frac{9}{10}h_{уст}} - t \Big|_{h(t)=\frac{1}{10}h_{уст}} ; \quad (3.33)$$

- периода регулирования t_p – интервала времени, по истечении которого отклонение переходной характеристики от установившегося значения $h_{уст}$ не превышает некоторой заданной величины Δ и характеризует длительность переходного процесса (быстродействие системы) или, другими словами, быстроту реакции системы на изменение (появление) управляющих или возмущающих воздействий. Чем меньше время регулирования t_p собственного переходного движения при обработке функции включения $1(t)$, тем более быстродействующей является система

$$t_p = t \Big|_{\Delta \geq |h(t) - h_{уст}|} , \quad (3.34)$$

где Δ – отклонение управляемой величины от установившегося значения установлена ГОСТом и составляет 5; 2,5; 1,5; 1; 0,5; ... % от установившегося значения $h[t_\infty]$

$$\Delta_\phi = |h(t) - h_{уст}| \leq \Delta \quad \Big|_{t > t_{\max}} , \quad (3.35)$$

- перерегулирования σ , % (таблица 3.2), характеризующего склонность системы к колебаниям и запас устойчивости. Допустимое значение перерегулирования для той или иной системы может быть установлено на

основе эксплуатационных исследований. В большинстве случаев считается, что запас устойчивости является достаточным, если величина перерегулирования не превышает 10...30 %. Однако в некоторых случаях требуется, чтобы переходный процесс протекал вообще без перерегулирования, то есть был монотонным; в ряде других случаев может допускаться перерегулирование 50...70 %

$$\sigma = \frac{h_{\max} - h_{уст}}{h_{уст}} \cdot 100\%; \quad (3.36)$$

- линейного критерия качества I_1 – простейшей интегральной оценки ошибки управления системой. В устойчивой системе при $t \rightarrow \infty$ ошибка управления $\varepsilon = [h(t) - h_{уст}] \rightarrow 0$ имеет конечную величину

$$I_1 = \int_0^{\infty} \varepsilon(t) dt = \int_0^{\infty} [h(t) - h_{уст}] dt, \quad (3.37)$$

где ε – отклонения переходной характеристики $h(t)$ от его установившегося значения.

Абсолютная величина интеграла I_1 будет тем меньше, чем быстрее затухает переходный процесс и чем меньше величина отклонения;

- линейного критерия качества по модулю I_2

$$I_2 = \int_0^{\infty} |\varepsilon(t)| dt = \int_0^{\infty} |h(t) - h_{уст}| dt. \quad (3.38)$$

Анализ выбранных параметров в (3.20) позволяет оценивать текущее состояние фрикционно-механической системы при вариациях любого из перечисленных параметров, характеризующих как изменение упруго-диссипативных, так и динамических характеристик системы.

3.2 Условия проведения модельных испытаний

Для решения поставленной задачи исследования стабильности фрикционных связей при введении во фрикционный контакт колеса и рельса тепловоза 2ТЭ116 модификаторов трения антифрикционного и фрикционного назначения были проведены лабораторные испытания на машине трения ИИ-5018 с использованием роликовой аналогии. Взаимодействие гребня колеса и боковой грани головки рельса в криволинейном участке малого радиуса (250 м) моделировалось по схеме «ролик – колодка» при полном скольжении. Взаимодействие колеса и рельса при реализации тяговых сил сцепления моделировалось по схеме «ролик – ролик». Испытания проводились способом разового нанесения модификатора трения (активатора сцепления) во фрикционную область контакта.

Определим нагрузочно-скоростные условия проведения испытаний.

– Геометрический масштаб моделирования

$$C_l = \frac{D}{d} = \frac{1,25}{0,05} = 25,$$

где D – диаметр тягового колеса натурального колеса локомотива, м;

d – диаметр ролика, моделирующего колесо на машине трения, м.

– Нагрузка на ролик

$$N_i = \frac{N}{C_l^2} = \frac{112700}{25^2} = 180,3 \text{ Н},$$

где N – статическая нагрузка одного колеса на рельс, Н.

– Определим путь трения качения, пройденный колесом натурального локомотива при преодолении круговой кривой на угол $\pi/2$ радиан

$$L = \frac{\pi}{2} R = \frac{3,14}{2} \cdot 250 = 392,7 \text{ м}, \quad (3.39)$$

где R – радиус круговой кривой малого радиуса, м;

– определим продолжительность трения

$$t_T = \frac{L}{V} = \frac{392,7 \cdot 3,6}{60} = 23,56 \text{ с,}$$

где L – путь трения качения, м (3.39);

V – поступательная скорость движения локомотива, км/ч.

– Определим путь трения скольжения натурального внешнего колеса локомотива относительно внутреннего

$$\begin{aligned} [L_c]_M = [L_c]_H &= L_2 - L_1 = \pi(R + B/2)\alpha - \pi(R - B/2)\alpha = \pi B \cdot \alpha = \\ &= \pi B \cdot \frac{L}{\pi R} = \frac{B}{R} L = \frac{1,53}{250} \cdot 392,7 = 2,4 \text{ м,} \end{aligned} \quad (3.40)$$

где R – радиус криволинейного участка пути, м;

B – ширина колеи в криволинейном участке пути, м;

α – величина дуги окружности, проходимой локомотивом за время трения t_T ;

L – путь трения качения колёс натурального локомотива, м (3.39).

Скорости скольжения как внешнего колеса локомотива относительно внутреннего, так и ролика относительно неподвижной колодки при испытаниях на машине трения типа Amsler (ИИ-5018) по схеме «ролик – колодка» должны быть равны, т.к. в соответствии с третьей теоремой подобия масштаб скорости скольжения $C_{vc} = 1$

$$[v_c]_M = [v_c]_H = \left[\frac{L_c}{t_T} \right]_H = \frac{2,4}{23,56} = 0,102 \text{ м/с,} \quad (3.41)$$

где L_c — путь трения скольжения натурального внешнего колеса локомотива относительно внутреннего, м (3.40);

t_T — продолжительность трения, с.

– Определим угловую скорость вращения испытываемого модельного ролика через известную скорость скольжения v_c

$$[\omega_c]_H = [\omega_c]_M = \frac{60 \cdot [v_c]_M}{2\pi[r]_M} = \frac{60 \cdot 0,102}{6,28 \cdot 0,025} = 39 \text{ мин}^{-1},$$

где v_c – скорость скольжения, м/с;

r – радиус нижнего ролика, м.

– Угловая скорость вращения ролика для режима активации поверхностей трения при реализации тягового усилия

$$\omega_1 = \omega_1 = \frac{V \cdot 1000}{60 \cdot 2\pi R} = \frac{60 \cdot 1000}{60 \cdot 6,28 \cdot 1,25} = 127,3 \text{ мин}^{-1},$$

где V – поступательная скорость движения локомотива, км/ч.

3.3 Результаты трибоспектральной идентификации упруго-диссипативных характеристик подсистемы «гребень колеса – боковая грань головки рельса»

Для исследований модельных образцов фрикционной подсистемы «ролик – колодка» были выбраны три смазочных материала:

- разовое антифрикционное покрытие РАПС-1 в пластиковой оболочке;
- разовое антифрикционное покрытие РАПС-2, имеющей микрокапсульную структуру смазочного стержня;
- графитный стержень.

Стендовые испытания проводились в три этапа, заключающиеся в:

- приработке контактирующих поверхностей трения до регистрируемых значений коэффициента трения 0,25...0,3;
- разовом нанесении смазочного материала;
- ресурсных испытаний трибосистемы при возрастании коэффициента трения до прежних величин 0,25...0,3.

В каждом опыте фиксировались значения трендов коэффициента трения в статике и динамике, потерь энергии динамического коэффициента трения, диссипативных потерь динамического коэффициента трения и безразмерной величины коэффициента демпфирования в наиболее значимых октавных диапазонах частот, и также динамического критерия качества системы.

3.3.1 Смазочный материал РАПС-1

На рисунке 3.1 показаны тренды, как установившейся (стационарной) величины коэффициента трения, так и его составляющих при свободных колебаниях, происходящих под влиянием вынужденных.

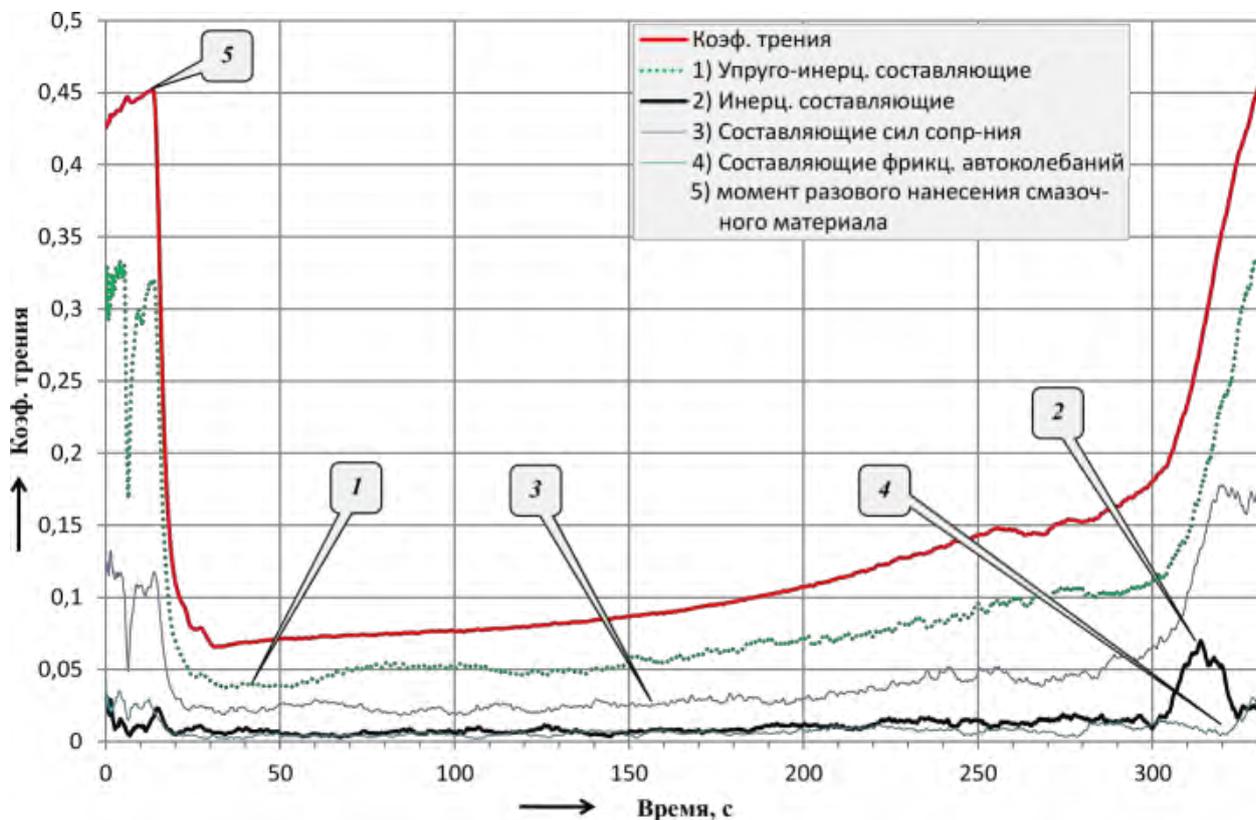


Рисунок 3.1 – Сравнительный анализ коэффициента трения в статике и динамике функционирования узла трения со смазочным материалом РАПС-1

Анализ показал, что наиболее существенной величиной является динамический коэффициент трения упруго-инерционного взаимодействия (3.16), так как учитывает дополнительные инерционные возмущения со стороны фрикционно-механической системы.

Диссипативные составляющие динамического коэффициента трения (сил сопротивления (3.7) и фрикционных автоколебаний (3.8)) значительно меньше и характеризуют соотношение трибологических свойств фрикционного взаимодействия и скорости относительного скольжения.

Инерционные составляющие динамического коэффициента трения (3.17) соизмеримы с уровнем фрикционных автоколебаний при наличии смазочного материала, а при его отсутствии – значительно возрастают.

По характеру изменения диссипативных составляющих динамического коэффициента трения можно идентифицировать стабильность фрикционных связей. На рисунке 3.2 представлены тренды потерь энергии динамического коэффициента трения (3.18), определяющие стационарность реализуемых фрикционных связей.

Видно, что стабильность реализуемых фрикционных связей наблюдается с 33-й по 170-ю секунды эксперимента, что соответствует ресурсу разового нанесения смазочного материала типа РАПС-1 при проведении модельных испытаний

$$T_p = t_2 - t_1 = 170 - 33 = 137 \text{ с.} \quad (3.42)$$

Зная величину скорости относительного скольжения (3.41), определим путь трения скольжения натурального гребня колеса относительно рельса

$$[L_c]_M = [v_c]_M \cdot T_p = 0,102 \cdot 137 = 13,97 \text{ м,} \quad (3.43)$$

где T_p – ресурс смазочного материала РАПС-1, с (3.42).

Из выражения (3.40) определим пройденный натурным локомотивом путь криволинейных участков радиуса 250 м при одноразовом нанесении смазочного материала типа РАПС-1:

$$L = \frac{[L_c]_H \cdot R}{B} = \frac{13,97 \cdot 250}{1,53} = 2283 \text{ м,} \quad (3.44)$$

где L_c – путь трения скольжения, м (3.43);

R – радиус криволинейного участка пути, м;

B – ширина колеи в криволинейном участке пути, м.

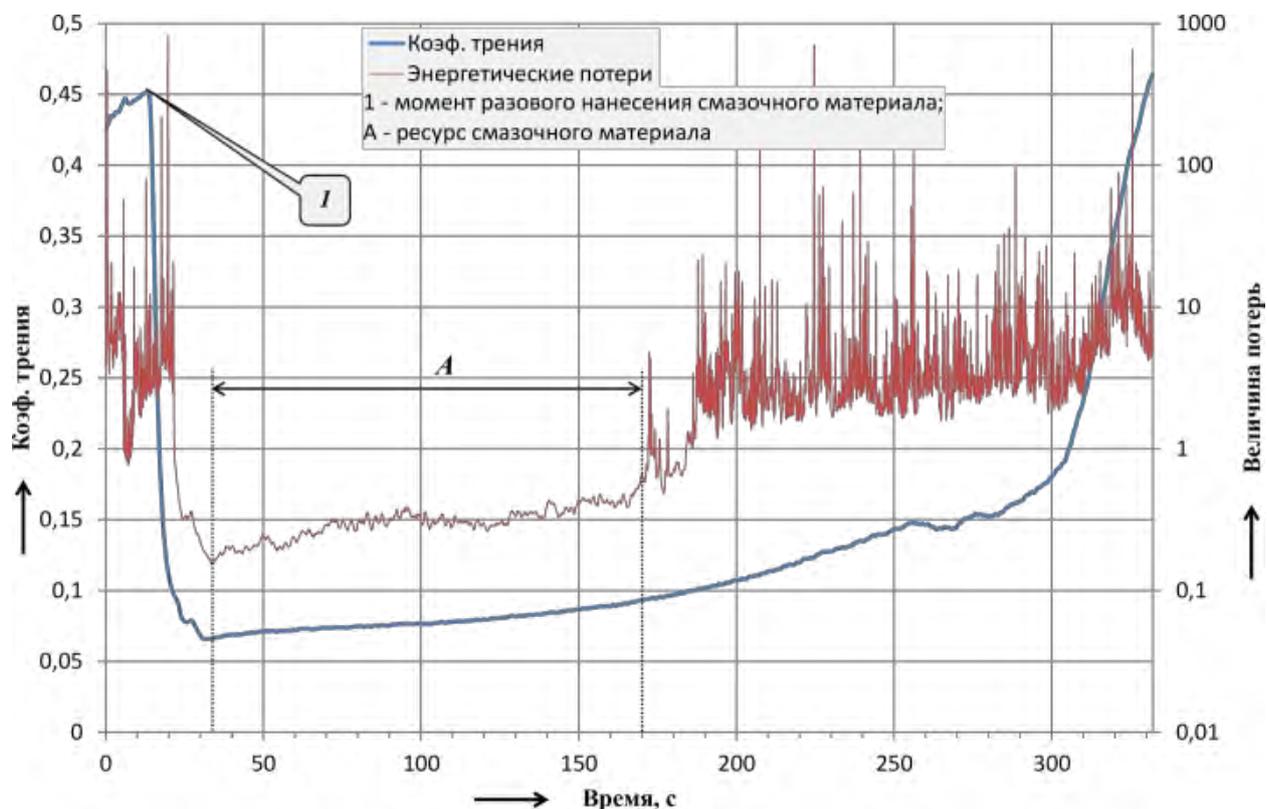


Рисунок 3.2 – Сопоставление значений коэффициента трения фрикционной системы со смазочным материалом РАПС-1 с интегральной оценкой энергетических потерь (3.18) динамического коэффициента трения

Далее рассмотрим более подробно упруго-диссипативные процессы, протекающие во фрикционном контакте на базе октавного спектрального анализа диссипативных составляющих динамического коэффициента трения (3.5). Диссипативные потери характеризуют, какая часть механической энергии преобразуется в другие виды, в том числе тепловую. На рисунке 3.3 представлены тренды диссипативной составляющей динамического коэффициента трения в октавных диапазонах частот, имеющих высокие уровни коэффициента корреляции Пирсона C_{xy} (свыше 0,75) с вариациями коэффициента трения в стационарном движении системы «ролик – колодка» при введении в узел трения твёрдо-смазочного покрытия типа РАПС-1.

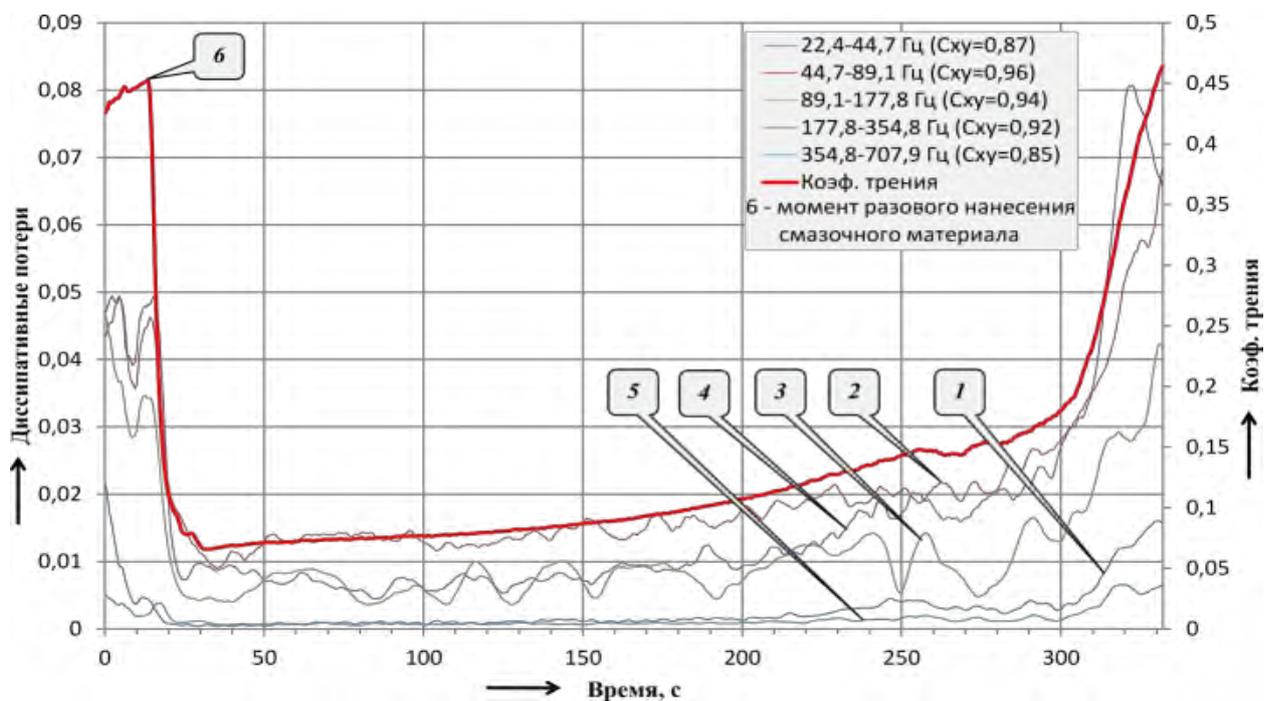


Рисунок 3.3 – Сопоставление значений коэффициента трения фрикционной системы со смазочным материалом РАПС-1 с трендом диссипативных составляющих динамического коэффициента трения в октавных диапазонах частот

Статистическая значимость расчётного коэффициента корреляции Пирсона оценивалась по критерию Стьюдента. Расчётное значение критерия Стьюдента:

$$t_p = \frac{|C_{xy}|}{\sigma_r} = \frac{C_{xy}}{\sqrt{1 - C_{xy}^2}} \sqrt{n - 2},$$

где C_{xy} – значение коэффициента корреляции Пирсона (рисунок 3.3)

$$C_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu_x)(y_i - \mu_y)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu_x)^2 \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \mu_y)^2}}; \quad (3.45)$$

σ_r – среднее квадратичное отклонение коэффициента корреляции;

n – количество значений статистической функции;

x_i, y_i – статистически измеренные значения диссипативных составляющих динамического коэффициента трения в диапазоне октавной полосы частот и значения коэффициента трения в стационарном движении;

μ_x, μ_y – математическое ожидание измеренных данных.

Коэффициент корреляции Пирсона C_{xy} считается статистически значимым, если выполняется условие

$$t_p > t(\alpha, n - 1),$$

где t – табличное значение критерия Стьюдента;

α – статистический уровень значимости критерия ($\alpha = 0,05$);

n – количество значений статистической функции.

В соответствии с рисунком 3.3 фрикционно-механическая система «ролик – колодка» при наличии во фрикционном контакте смазочного покрытия РАПС-1 характеризуется наиболее значимым диапазоном частот 44,7–89,1 Гц, так как корреляционная связь между коэффициентом трения и диссипацией энергии практически тождественна (коэффициент корреляции Пирсона $C_{xy} = 0,96$). Смазочный материал РАПС-1 удовлетворительно подавляет фрикционные автоколебания в широком диапазоне частот 22,4...500 Гц.

Не менее важным фактором идентификации трибосистем является установление связи упругих, инерционных и диссипативных составляющих фрикционного взаимодействия с изменением физико-механических параметров упругого контакта.

Наиболее подробно остановимся на рассмотрении трендов безразмерного коэффициента демпфирования (3.6), в том числе в октавных и третьоктавных диапазонах частот. На рисунке 3.4 изображён тренд коэффициента демпфирования фрикционно-механической системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-1. Анализ тренда позволил установить основные этапы фрикционного взаимодействия:

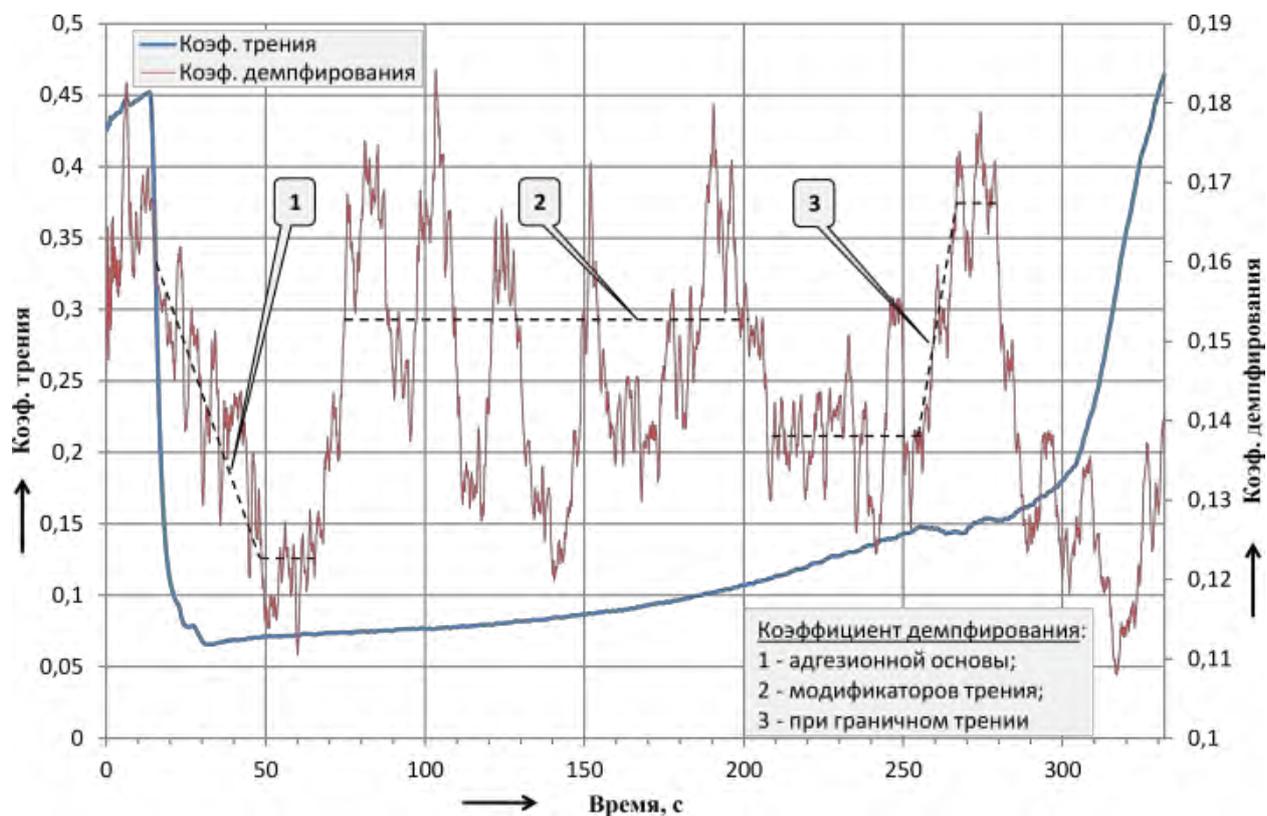


Рисунок 3.4 – Тренд безразмерного коэффициента демпфирования
фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-1

- формирование адгезионной основы 1 смазочного покрытия с 20-й по 70-ю секунды экспериментальных исследований;
- постепенного истирания битумной основы 2 смазочного покрытия с 75-й по 200-ю секунды наблюдений и модификации поверхностных слоёв металла;
- истирания поверхностно-активных составляющих смазочного покрытия РАПС-1 и перехода к граничному трению 3.

Кроме того, представленный на рисунке 3.4 анализ позволяет установить остаточный ресурс смазочного действия РАПС-1 с 200-й по 280-ю секунды эксперимента, по завершении которого происходит необратимый переход от трения со смазочным материалом к трению без смазочного материала. Таким образом, в соответствии с выражением (3.44) пройденное локомотивом расстояние криволинейных участков пути составит 2917 м, а прогнозируемый остаточный путь трения в условиях граничного трения – 1333 м.

Представленный анализ позволил нам получить некоторую обобщённую характеристику фрикционного взаимодействия и в будущем рационально

расходовать смазочный материал и прогнозировать периодичность работ по лубрикации фрикционной системы «гребень колеса – рельс».

Рассмотрим на рисунке 3.5 упруго-диссипативные характеристики фрикционной системы в октавных диапазонах частот.

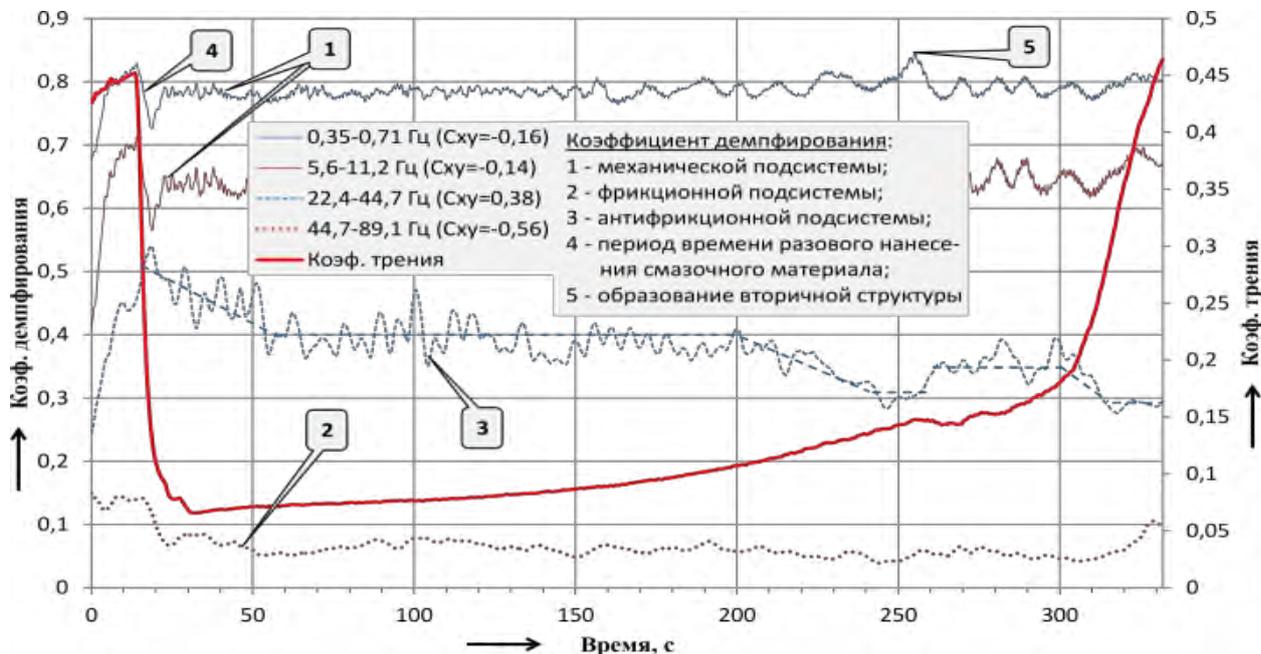


Рисунок 3.5 – Тренд безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-1 в октавных диапазонах частот

Анализ трендов безразмерного коэффициента демпфирования (3.6) показал, что механическая подсистема характеризуется достаточно высокими значениями безразмерного коэффициента демпфирования 0,65...0,8 в диапазоне низкочастотных колебаний 0,35...11,2 Гц и отсутствием корреляции с изменением трибологических характеристик фрикционного взаимодействия ($C_{xy} \approx 0$). Также можно выделить тренды безразмерного коэффициента демпфирования, характеризующие фрикционную 2 (коэффициент корреляции $C_{xy} = -0,56$ в диапазоне частот 44,7...89,1 Гц) и антифрикционную 3 подсистемы ($C_{xy} = 0,38$ в диапазоне частот 22,4...44,7 Гц).

Видно (см. рисунок 3.5), что вследствие введения во фрикционный контакт смазочного материала типа РАПС-1 коэффициент демпфирования в диапазоне частот 22,4...44,7 Гц значительно возрастает с 0,25 до 0,5, что

обуславливает уменьшение амплитуд фрикционных автоколебаний и снижение регистрируемого коэффициента трения на 20 с эксперимента. По мере приработки смазочного материала на контактирующих поверхностях трения коэффициент демпфирования снижается с 0,5 до 0,4 и держится на указанном уровне достаточно длительное время – коэффициент трения стабилен и находится в диапазоне от 0,06 до 0,1. На 200 с смазочный материал срабатывается, коэффициент демпфирования снижается до 0,3, а коэффициент трения повышается до 0,14. Фрикционное взаимодействие контактирующих тел характеризуется граничным трением. Наличие в остатках смазочного материала антифрикционных присадок обуславливает на 250 с наблюдений незначительное повышение коэффициента демпфирования с 0,3 до 0,35, в результате чего положительный градиент физико-механических свойств фрикционного взаимодействия изменяется на нейтральный, а коэффициент трения стабилизируется на уровне 0,15. Однако стабилизация продолжается не продолжительный промежуток времени. На 300 с происходит износ поверхностных адгезионных слоёв третьего тела, коэффициент демпфирования снижается ниже величины 0,3, что уже вызывает необратимый рост сил относительного сопротивления и регистрируемой величины коэффициента трения до 0,3 и более.

Так как любая фрикционно-механическая система обладает некоторой самоорганизацией и приспособляемостью, то при времени наблюдения трендов характеристик $t < 20$ с и $t > 300$ с (см. рисунок 3.5) и значительном снижении демпфирования β в одном диапазоне частот (в данном случае 22,4–44,7 Гц) ниже 0,3 обуславливает возрастание демпфирования β в других диапазонах частот (44,7–89,1 Гц) для компенсации стабильности фрикционно-механической системы в целом.

Анализ октавных трендов безразмерного коэффициента демпфирования на рисунке 3.5 показал, что выбранный октавный диапазон частот значителен для идентификации упруго-диссипативных характеристик смазочного материала. С целью обоснования фактического ресурса разового нанесения

смазочного покрытия типа РАПС был применён третьоктавный спектральный анализ частотных характеристик фрикционно-механической системы «ролик – колодка», заключающийся в делении каждого октавного диапазона частот на три равные части. Это обеспечивает большую информативность регистрируемых характеристик.

Действительно, на рисунке 3.6 показан не один, как на рисунке 3.5, а четыре диапазона частот, имеющих существенный отклик на введение смазочного материала во фрикционный контакт системы «ролик – колодка». Кроме того, выявлен ещё один диапазон высокочастотных колебаний 141,3...177,8 Гц с высоким коэффициентом корреляции тренда безразмерного динамического коэффициента демпфирования с вариациями коэффициента трения в стационарном состоянии. Каждый из диапазонов частот характеризуется различной корреляцией C_{xy} от 0,15 до 0,54 со значениями стационарного коэффициента трения и, соответственно, разными трендами безразмерного коэффициента демпфирования. Однако на рисунке 3.6 можно выделить от одного до нескольких диапазонов частот вариаций безразмерного коэффициента демпфирования, характеризуемых моментами времени $t_1...t_6$ существенного снижения диссипативных характеристик фрикционного взаимодействия.

Так, например, момент времени $t_1 = 52$ с характеризуется значительным отрицательным градиентом физико-механических характеристик узла трения в диапазонах частот 35,5–44,7 Гц (коэффициент демпфирования I_ξ резко снижается с 0,41 до 0,36) и 44,7–56,2 Гц (I_ξ – с 0,23 до 0,18). В указанный момент времени избытки смазочного покрытия типа РАПС-1 удаляются из зоны контактирования и формируется полимерно-смазочное покрытие с высокой твёрдостью. В момент времени $t_2 = 65$ с завершается формирование полимерно-смазочного покрытия с высокой твёрдостью, динамический коэффициент демпфирования уменьшается с 0,47 до 0,43 в диапазоне частот 28,2–35,5 Гц, а стационарный коэффициент трения приобретает нулевой градиент физико-механических характеристик.

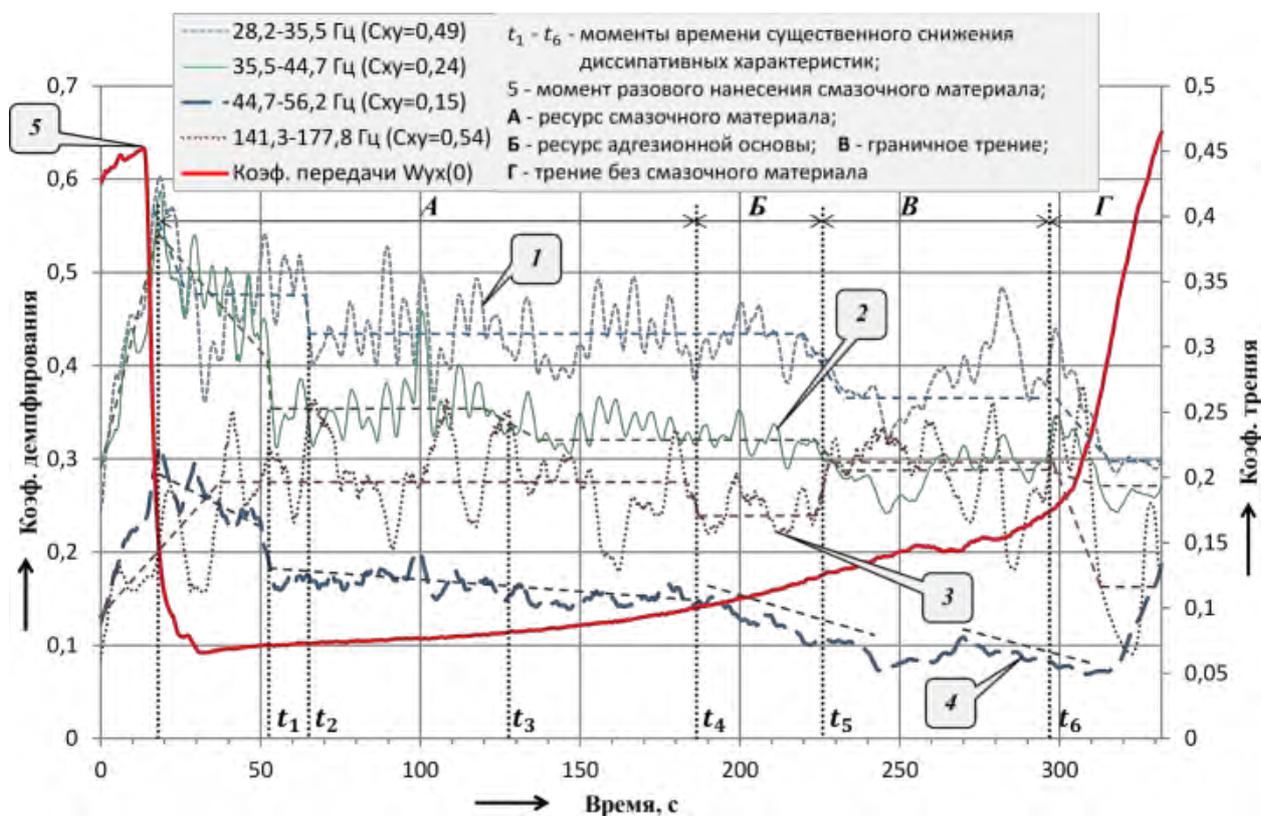


Рисунок 3.6 – Тренд безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-1 в третьоктавных диапазонах частот

Наступает период износа третьего слоя фрикционного взаимодействия системы «ролик – колодка». Моменты времени $t_3 = 128$ с и $t_4 = 187$ с характеризуются изменением толщины полимерно-смазочного покрытия РАПС-1, монотонным уменьшением динамического коэффициента демпфирования в диапазонах частот 35,5–44,7 Гц (с 0,36 до 0,32); 44,7–56,2 Гц (с 0,17 до 0,15) и 141,3–177,8 Гц (с 0,27 до 0,24) и отрицательным градиентом изменения стационарной величины коэффициента трения. Регистрируемый коэффициент трения возрастает с 0,1 до 0,13.

На $t_5 = 226$ с наблюдений за изменением трибоспектральных характеристик полимерно-смазочное покрытие РАПС-1 полностью изнашивается:

– регистрируемый динамический коэффициент демпфирования продолжает снижаться в диапазонах частот 28,2–35,5 Гц с 0,43 до 0,36; 35,5–44,7 Гц с 0,32 до 0,29, что приводит к появлению ювенильных участков трения

и возрастанию отрицательного градиента физико-механических свойств. Регистрируемый коэффициент трения в стационарном движении за короткий промежуток времени возрастает с 0,13 до 0,15;

– снижение динамического коэффициента демпфирования в других диапазонах частот компенсируется модификаторами трения на ювенильных участках трения и возрастанием коэффициента демпфирования с 0,24 до 0,29 в диапазоне частот 141,3–177,8 Гц. Пропадает отрицательный градиент физико-механических свойств фрикционного взаимодействия, стабилизируется коэффициент трения на уровне 0,15.

Граничное трение завершается в момент времени наблюдений $t_6 = 298$ с, коэффициент трения приобретает ещё больший градиент физико-механических характеристик и возрастает с 0,17 до 0,3 и более.

Таким образом, мониторинг упруго-диссипативных характеристик узла трения «ролик – колодка» и наблюдение третьоктавных диапазонов частот в форме расчётного динамического коэффициента демпфирования позволяет идентифицировать изменение градиента физико-механических свойств фрикционного взаимодействия, что позволяет установить остаточный ресурс смазки.

В приведенных на рисунке 3.6 характеристиках для определения остаточного ресурса T смазочного покрытия РАПС-1 при разовом его введении во фрикционный контакт следует принять моменты времени $t_4 = 187$ с и $t_6 = 298$ с, что даёт его значение $T_p = 111$ с. Используя выражения для определения пути трения скольжения (3.43), определим дополнительное расстояние криволинейных участков пути радиуса 250 м (3.44), которое должно пройти натурное колесо локомотива до наступления трения без смазочного материала

$$L = \frac{[v_c]_H \cdot T_p \cdot R}{B} = \frac{0,102 \cdot 111 \cdot 250}{1,53} = 1850 \text{ м,}$$

где v_c – скорость скольжения колеса (3.41) относительно рельса в натуральных условиях эксплуатации или ролика относительно колодки при моделировании на машине трения ИИ-5018, м/с;

R – радиус криволинейного участка пути, м;

B – ширина колеи с учётом уширения, м.

При этом эффективный ресурс разового введения во фрикционный контакт смазочного материала типа РАПС-1 составил величину пройденных локомотивом криволинейных участков пути

$$L = \frac{[v_c]_{\text{н}} \cdot T_{\text{см}} \cdot R}{B} = \frac{0,102 \cdot (187 - 19) \cdot 250}{1,53} = 2800 \text{ м,}$$

а суммарный ресурс смазочного материала типа РАПС-1 – **4650** м криволинейных участков пути радиуса 250 м.

Здесь мы использовали довольно сложный алгоритм идентификации упруго-диссипативных характеристик. На рисунке 3.7 представлены результаты расчёта косвенной оценки качества динамической системы – тренда динамической ошибки, возникающей при отклике системы на входное задающее воздействие типа функции Хэвисайда (3.26).

Видно, что с введением во фрикционный контакт смазочного материала типа РАПС-1 значения квадратичной оценки снижаются. Сопоставляя результаты вычислений на рисунках 3.6 и 3.7, наблюдаем качественное соответствие характеристик тренда в моменты времени, отмеченные ранее:

t_0 – подачи смазочного материала в узел трения;

t_4 – уменьшения толщины полимерно-смазочного покрытия РАПС-1;

t_5 – появления ювенильных участков трения;

t_6 – перехода от граничного к сухому трению.

Следовательно, мониторинг трибосистемы «колесо – рельс» можно реализовать на основе анализа тренда квадратичного критерия качества, или динамической ошибки регулирования.

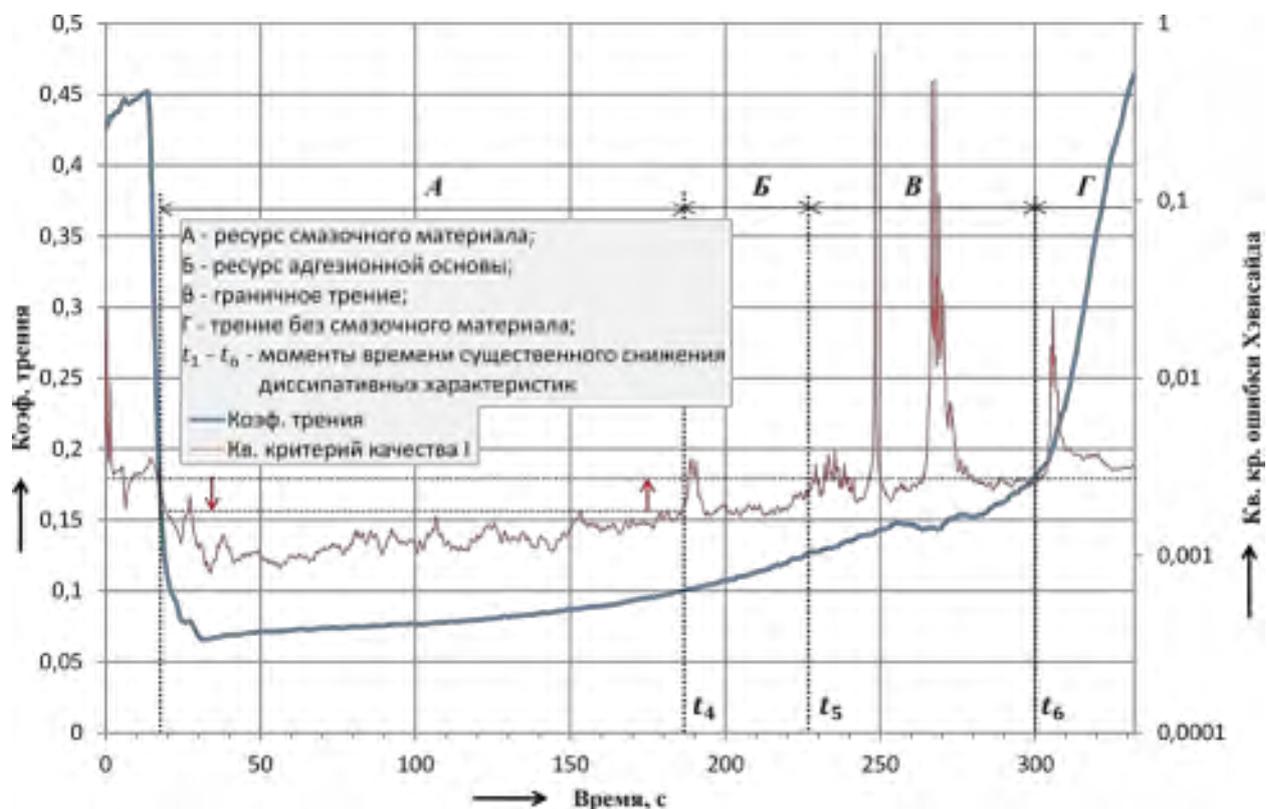


Рисунок 3.7 – Тренды квадратичного критерия качества и коэффициента трения в стационарном движении фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-1

В заключение представим на рисунке 3.8 результаты исследований по динамическому мониторингу фрикционной системы «ролик – колодка» при введении в контактную область твёрдо-пластичного смазочного материала типа РАПС-1.

Как было сказано ранее, обобщённый критерий качества (3.20) изменяется от 0 до 1 при нормальных условиях эксплуатации и более единицы – при аномальных и характеризует изменение во времени 9 трендов частотных характеристик, 6 трендов переходных во времени характеристик, 4 интегральных критерия и двух трибологических параметров. Анализ обобщённого критерия качества по рисунку 3.8 показал, что наблюдение за изменением его тренда позволяет установить:

1) ресурс смазочного действия с 20-й по 180-ю секунды наблюдений, что соответствует пройденным колесом локомотива криволинейным участкам пути в 2667 м;

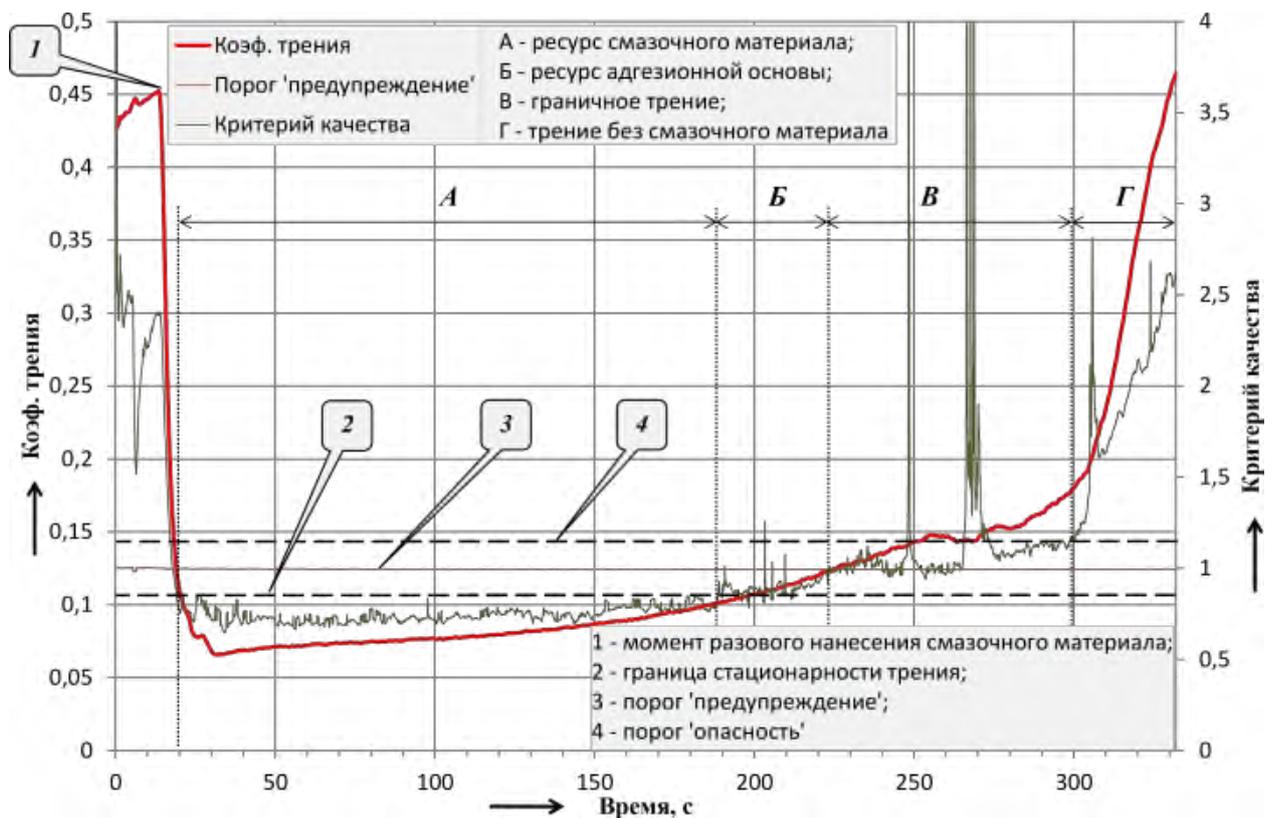


Рисунок 3.8 – Тренды динамического критерия качества и коэффициента трения в стационарном движении фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-1

2) остаточный ресурс смазки с 180-й по 300-ю секунды наблюдений, или 2000 м криволинейных участков пути;

3) общий ресурс смазочного материала типа РАПС-1 при разовом нанесении на антифрикционную поверхность гребня колеса – 4667 м криволинейных участков пути.

Использование динамического критерия качества (3.20) удобно для последующего использования в САР приводами подачи смазочных материалов и автоматизированного управления фрикционными свойствами трибосистемы.

3.3.2 Смазочный материал РАПС-2

Твёрдо-пластичный смазочный материал РАПС-2 отличается от РАПС-1 отсутствием пластиковой оболочки и наличием микрокапсульной структуры, что позволяет значительно увеличить процентное содержание графита и антифрикционных присадок.

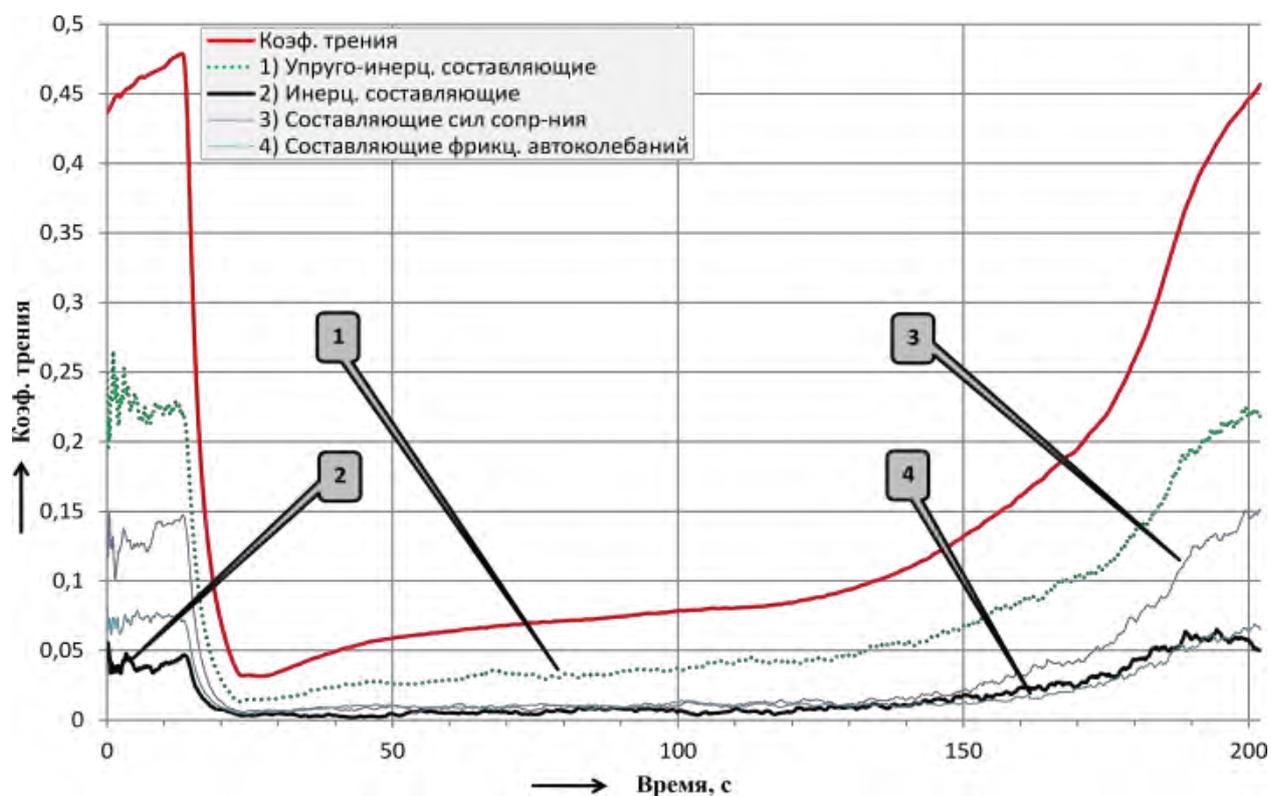
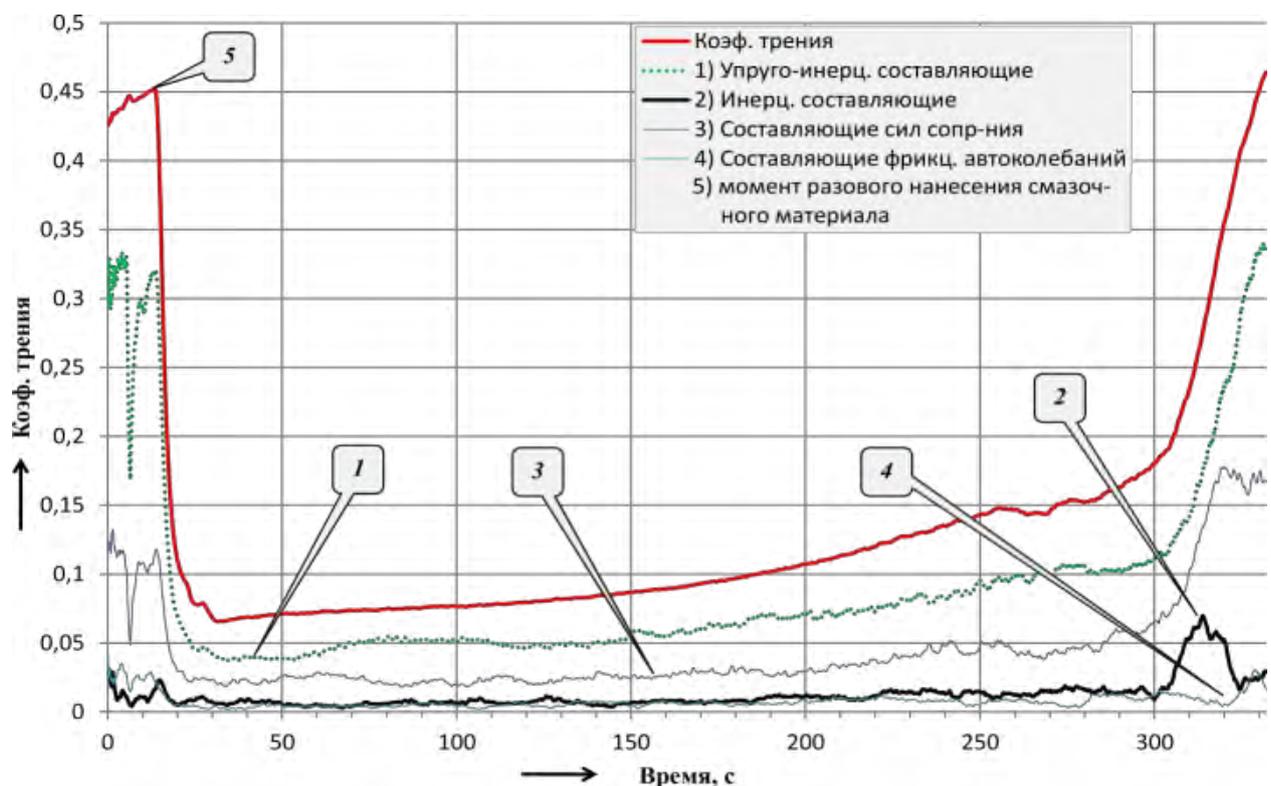
На рисунке 3.9 представлены результаты трибоспектральной идентификации:

- упруго-инерционных составляющих 1 фрикционного взаимодействия, способствующих сближению контактирующих тел во фрикционном контакте, повышению нормальных и тангенциальных напряжений и температуры;
- инерционных составляющих 2, способствующих разрыву фрикционных связей и снижению устойчивости;
- составляющих сил сопротивления 3 и фрикционных автоколебаний 4, характеризующих диссипативные свойства узла трения.

Анализ полученных на рисунке 3.9 характеристик показал, что изменение технологии производства смазочных стержней существенно сказывается на изменении трибологических и динамических характеристик фрикционно-механической системы. Заметно снижается не только амплитуда коэффициента трения с 0,072 до 0,03 (в два раза), но и амплитуд инерционных составляющих фрикционного взаимодействия, фрикционных автоколебаний.

Далее исследуем, каким образом повлияли упруго-диссипативные характеристики узла трения «ролик – колодка» на ресурс смазочного покрытия РАПС-2. На рисунке 3.10 представлены тренды потерь энергии динамического коэффициента трения (3.18), определяющие стационарность реализуемых фрикционных связей. Видно, что ресурс разового нанесения (3.44) для колеса натурального локомотива составил

$$L = \frac{[v_c]_M \cdot T_p \cdot R}{B} = \frac{0,102 \cdot (149 - 22) \cdot 250}{1,53} = 2117 \text{ м.}$$



а – РАПС-1; б – РАПС-2

Рисунок 3.9 – Сравнительный анализ коэффициента трения в статике и динамике функционирования узла трения со смазочным материалом

криволинейных участков пути, что примерно соответствует (3.44) ресурсу смазочного покрытия РАПС-1 в 2283 м.

Однако следует отметить, что динамический диапазон изменения энергетических потерь (3.18) динамического коэффициента трения в стационарном движении вырос:

– РАПС-1 – I_E от 0,154 до 0,573 ($\Delta I_E = 0,419$);

– РАПС-2 – I_E от 0,038 до 0,635 ($\Delta I_E = 0,597$),

что обусловлено большим процентным содержанием антифрикционных присадок.

Как же повлияли антифрикционные присадки на изменение трибологических и динамических характеристик?

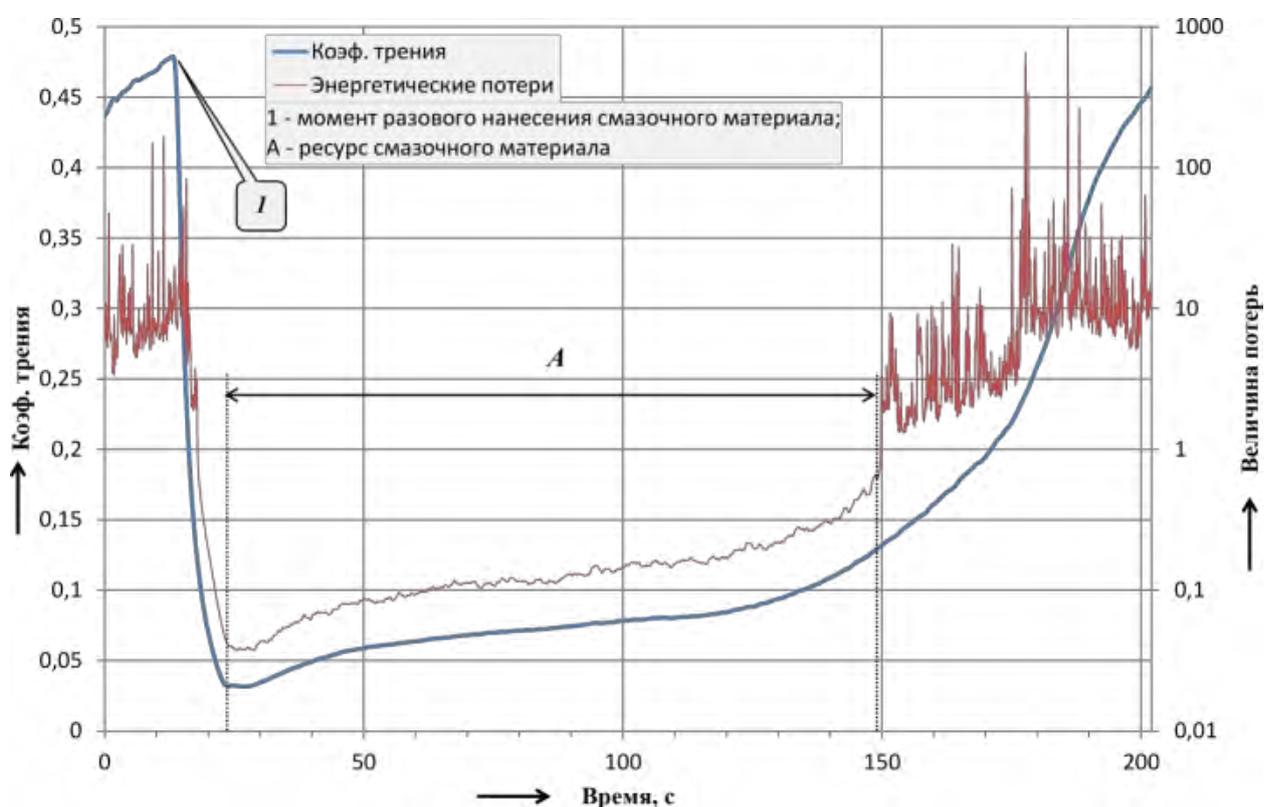


Рисунок 3.10 – Сопоставление значений коэффициента трения фрикционной системы со смазочным материалом РАПС-2 с интегральной оценкой энергетических потерь (3.18) динамического коэффициента трения

Рассмотрим на рисунке 3.11 упруго-диссипативные процессы, протекающие во фрикционном контакте на базе анализа тренда безразмерного коэффициента демпфирования (3.6) всей фрикционно-механической системы «ролик – колодка», а на рисунке 3.12 – в октавных диапазонах частот.

По изменению тренда безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-2 также прослеживаются этапы фрикционного взаимодействия:

– формирования адгезионной основы 1 смазочного покрытия с 20-й по 50-ю секунды экспериментальных исследований (в 1,7 раз быстрее, чем у РАПС-1). Здесь следует отметить, что стационарный режим формирования адгезионной основы значительно вырос с 15 до 30 с (в два раза);

– постепенного истирания битумной основы 2 смазочного покрытия с 53-й по 125-ю секунды наблюдений и модификации поверхностных слоёв металла; длительность указанного периода по сравнению с РАПС-1 снизилась с 125 до 72 с;

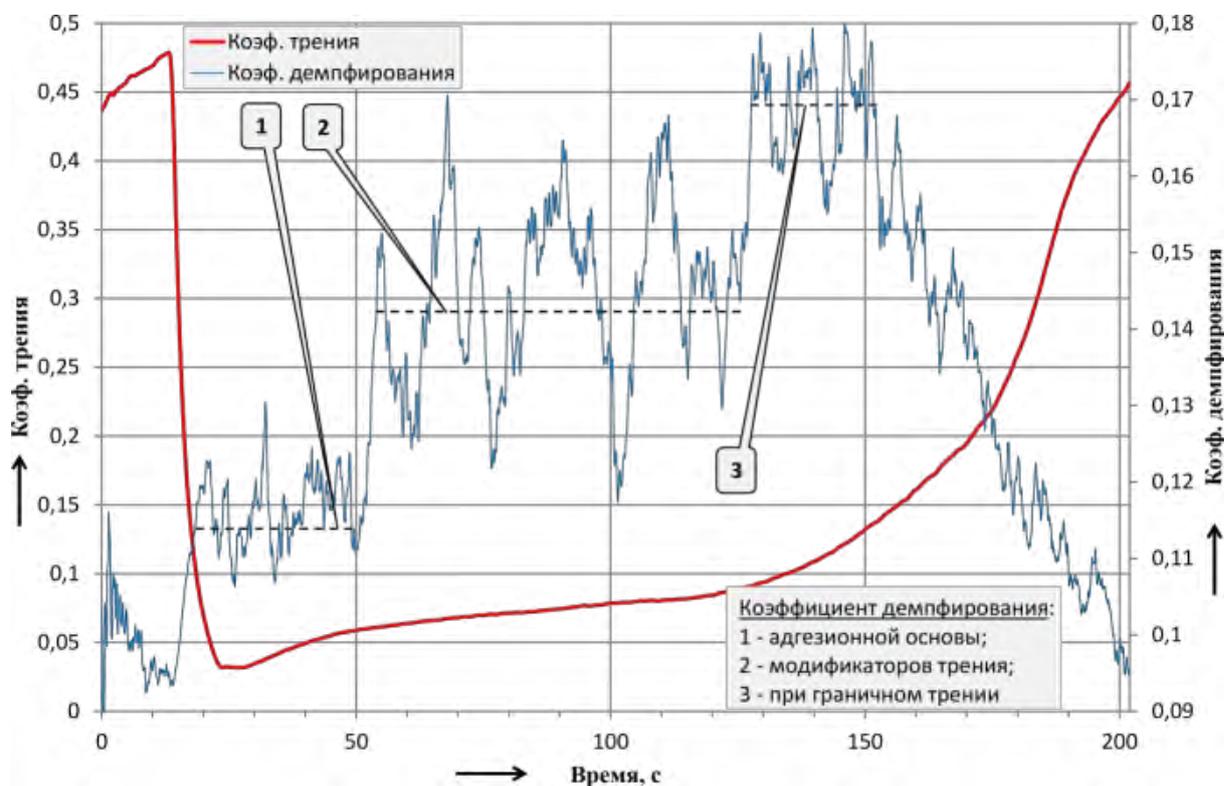


Рисунок 3.11 – Тренд безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-2

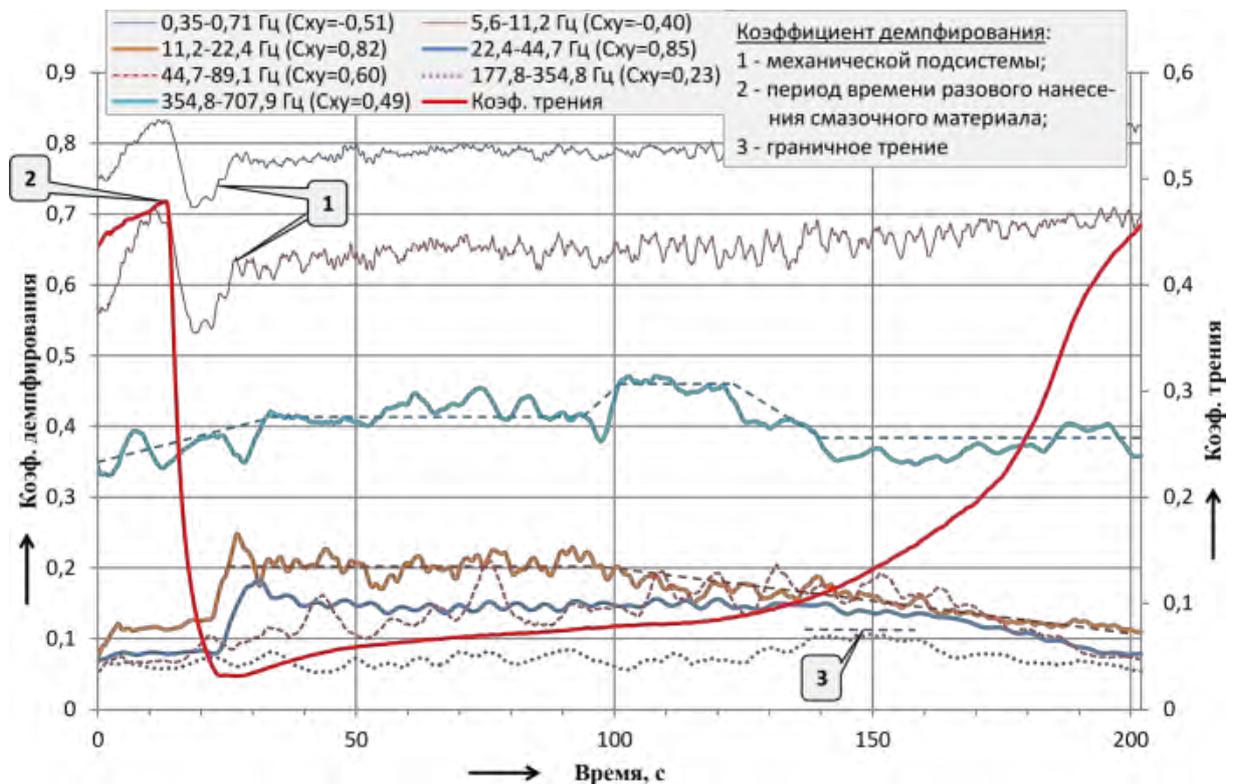


Рисунок 3.12 – Тренд безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-2 в октавных диапазонах частот

– граничного трения 3, длительность которого по сравнению с РАПС-1 выросла с 15 до 27 с – в 1,8 раза.

Видно, что твёрдо-пластичный смазочный стержень РАПС-2 с микрокапсульной структурой значительно повышает стационарность диссипативных свойств фрикционного взаимодействия как в области низких частот 0,35–11,2 Гц, средних (11,2–89,1 Гц), так и высших частот 177,8–500 Гц.

В завершение на рисунке 3.13 представлены результаты анализа тренда динамического критерия качества (3.20) фрикционно-механической системы «ролик – колодка» при наличии во фрикционном контакте смазочного материала с микрокапсульной структурой.

Видно, что по изменению во времени вариаций критерия качества (3.20) можно установить ресурс смазочного материала *A*, граничное трение *B* и фрикционное взаимодействие при сухом контакте *B*. Таким образом были установлены:

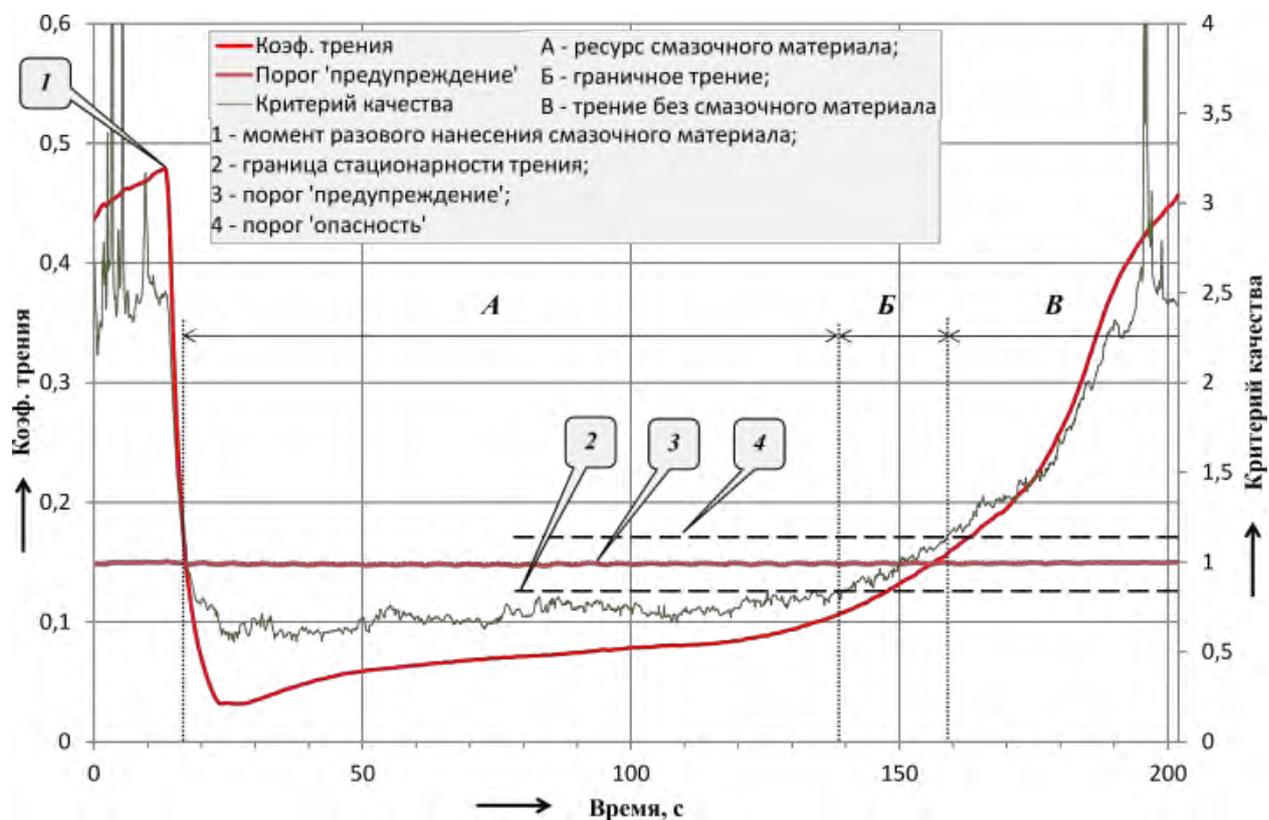


Рисунок 3.13 – Тренды динамического критерия качества и коэффициента трения в стационарном движении фрикционной системы «ролик – колодка» со смазочным материалом РАПС-2 с микрокапсульной структурой

- 1) ресурс смазочного действия с 17-й по 139-ю секунды наблюдений, что соответствует пройденному колесом локомотива криволинейных участков пути в 2033 м;
- 2) остаточный ресурс смазки с 139-й по 159-ю секунды наблюдений или 333 м криволинейных участков пути;
- 3) общий ресурс смазочного материала типа РАПС-2 при разовом нанесении на антифрикционную поверхность гребня колеса – 2366 м криволинейных участков пути, что составляет 0,51 часть общего ресурса смазочного материала типа РАПС-1.

3.3.3 Оценка ресурса смазочных материалов

Результаты определения ресурса исследованных смазочных материалов представим в табличном виде (таблица 3.4).

Таблица 3.4 – Ресурс смазочного действия твёрдых покрытий типа РАПС при движении локомотива в криволинейных участках пути радиуса 250 м

Тип смазки Способ оценки	Ресурс РАПС-1 с полимерной оболочкой, м			Ресурс РАПС-2 с микрокапсульной структурой		
	разового нанесения	прогнозируемый остаточный	общий	разового нанесения	прогнозируемый остаточный	общий
Интегральная оценка энергии диссипативных потерь I_E (3.18)	2283	2167	4450	2117	467	2584
Безразмерный коэффициент демпфирования всей системы I_ξ (3.6)	2917	1333	4250	2200	333	2533
Безразмерный коэффициент демпфирования всей системы I_ξ (3.6) в октавных диапазонах частот	2800	1850	4650	1750	450	2200
Динамический критерий качества I_δ (3.20)	2667	2000	4667	2033	333	2366
Средний	2667	1838	4505	2025	396	2421

Анализ табличных данных показал, что:

1) наиболее близкие значения ресурса смазочного действия смазочных материалов дают расчёты динамического критерия качества I_δ (3.20), практически совпадающие с математическим ожиданием всех оценок;

2) ресурс разового нанесения смазочного материала РАПС-2 на 24 % меньше, однако трибологические характеристики выше; как было сказано ранее, коэффициент трения снижается в два раза. Следовательно, износ ниже и эквивалентный ресурс колёсных пар и рельсов будет выше.

3.4 Результаты трибоспектральной идентификации упруго-диссипативных характеристик подсистемы «тяговая поверхность колеса – рельс» с использованием металлоплакирующих материалов

Внедрение на тяговом подвижном составе новых технологий модифицирования в системе «колесо – рельс» с помощью металлоплакирующих материалов [203] позволяет отказаться от использования песка, повысить коэффициент сцепления до 0,3–0,5 и обеспечить защиту гребней бандажей колёсных пар от износа. Благодаря высокой адгезии плакирующих материалов к основному металлу указанная технология позволяет повысить ресурс не только колёсных пар, но и рельсов. Устройства подачи брикетов модификатора устанавливаются на всех колёсных парах, благодаря чему осуществляется автономное (поосное) управление силовыми агрегатами локомотива.

С целью разработки эффективных систем автоматического управления с использованием метода трибоспектральной идентификации процессов трения [149] выполнен поиск эффективных информационных каналов для управления устройствами подачи брикетов модификатора. Исследования проводились на машине трения ИИ-5018 с использованием роликовой аналогии и с различной величиной относительного проскальзывания. Было проведено пять опытов со значениями относительного проскальзывания роликов 0,4; 1,0; 2,0; 2,6 и 3,3 %. В памяти компьютера регистрировались значения скорости, нагрузки и момента трения.

Лабораторные исследования заключались в приработке контактирующих поверхностей роликов с последующим нанесением металлоплакирующего материала при постоянных значениях нагрузки 180 Н и скорости 130 мин^{-1} , что соответствовало статичной нагрузке колеса локомотива на рельс 112,5 кН и его скорости 61,4 км/ч.

В каждом опыте фиксировались значения трендов коэффициента трения в статике и динамике, потерь энергии динамического коэффициента трения, диссипативных потерь динамического коэффициента трения и безразмерной

величины коэффициента демпфирования в наиболее значимых октавных диапазонах частот, а также динамического критерия качества системы.

3.4.1 Металлоплакирование поверхностей трения

при проскальзывании 2,6 %

На рисунке 3.14 показаны тренды как установившейся (стационарной) величины коэффициента трения, так и его величины при свободных колебаниях, происходящих под влиянием вынужденных.

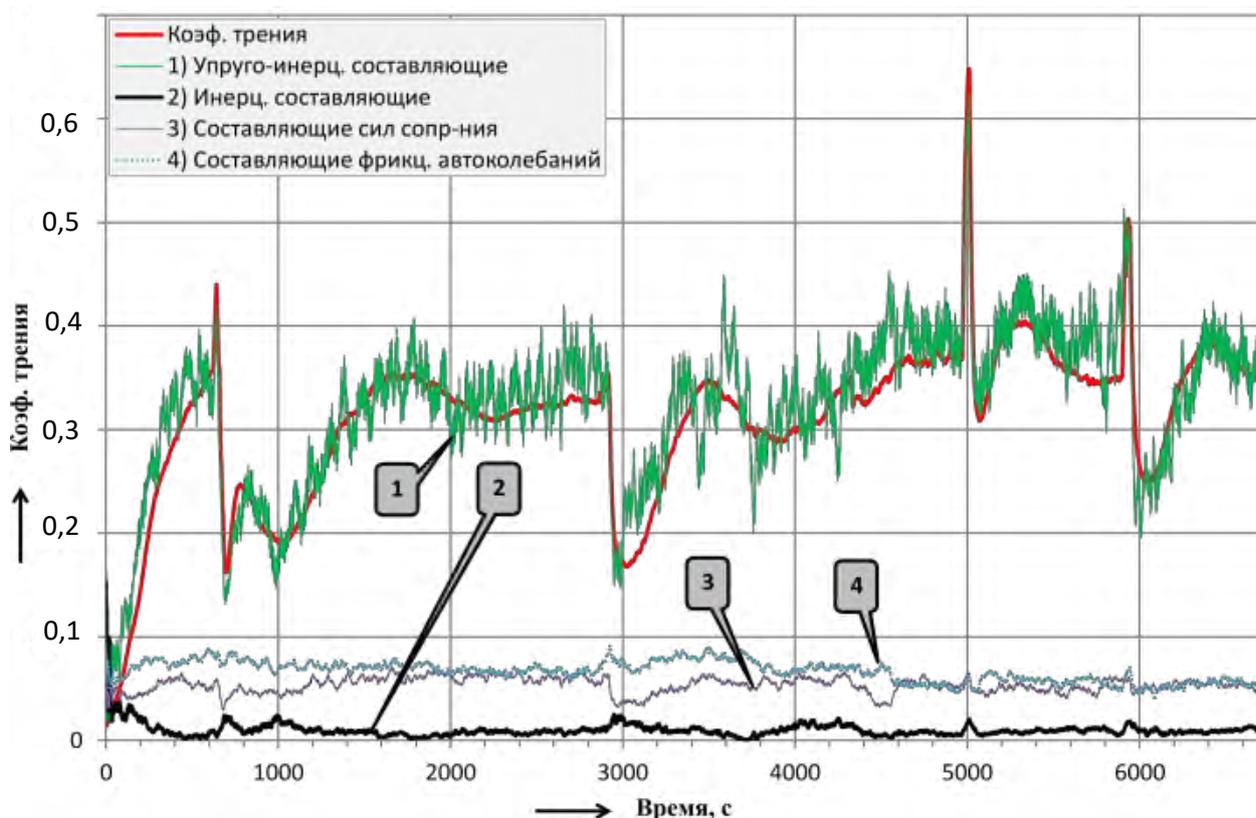


Рисунок 3.14 – Сравнительный анализ коэффициента трения в стационарном движении и при переходных колебаниях узла трения при проскальзывании 2,6 %

Анализ показал, что упруго-инерционные составляющие 1 колебаний в переходных динамических режимах практически соответствуют стационарным, влияние инерционных 2 составляющих фрикционного взаимодействия незначительно оказывает влияние на работоспособность системы. Во временном диапазоне от 0-й до 650-й секунды смоделированы условия приработки контактирующих поверхностей трения друг к другу, коэффициент трения достигает величины 0,035.

На 650-й секунде эксперимента во фрикционный контакт введён металлоплакирующий материал. Коэффициент трения резко возрастает до 0,44, так как материал очищает поверхностей от загрязнений и окислов металла. Вследствие дополнительной нагрузки на испытуемый ролик от брикета активатора сцепления коэффициент трения снижается до 0,17. Процесс формирования плакирующего слоя завершается на 1000-й секунде наблюдений. Установление новой равновесной шероховатости наблюдается с 1600-й по 1950-ю секунды наблюдений.

На 1950, 5000 и 5950-й секундах эксперименты выполнены повторные команды по активации сил сцепления. Видно, что описанные выше характерные периоды работы плакирующего материала повторяются и характеризуются стабильной величиной коэффициента трения. Значительные пиковые амплитуды коэффициента трения на 5000-й и 5950-й секундах наблюдений обусловлены тем, что во фрикционном контакте уже сформирована равновесная шероховатость, а дополнительная порция плакирующего материала является уже избыточной, что вызывает процессы активного изнашивания излишков плакирующего материала.

Следует отметить, что с формированием устойчивой равновесной шероховатости контактирующих тел амплитудные составляющие динамического коэффициента трения сопротивления β и фрикционных автоколебаний β_4 снижаются и после 6000-й секунды стабилизируются на одном уровне амплитуд диссипации энергии.

Исследуем, в каких октавных диапазонах частот наиболее ярко выражено диссипативное влияние плакирующего материала на значения коэффициента трения. На рисунке 3.15 представлены тренды диссипативных составляющих динамического коэффициента трения в октавных диапазонах частот.

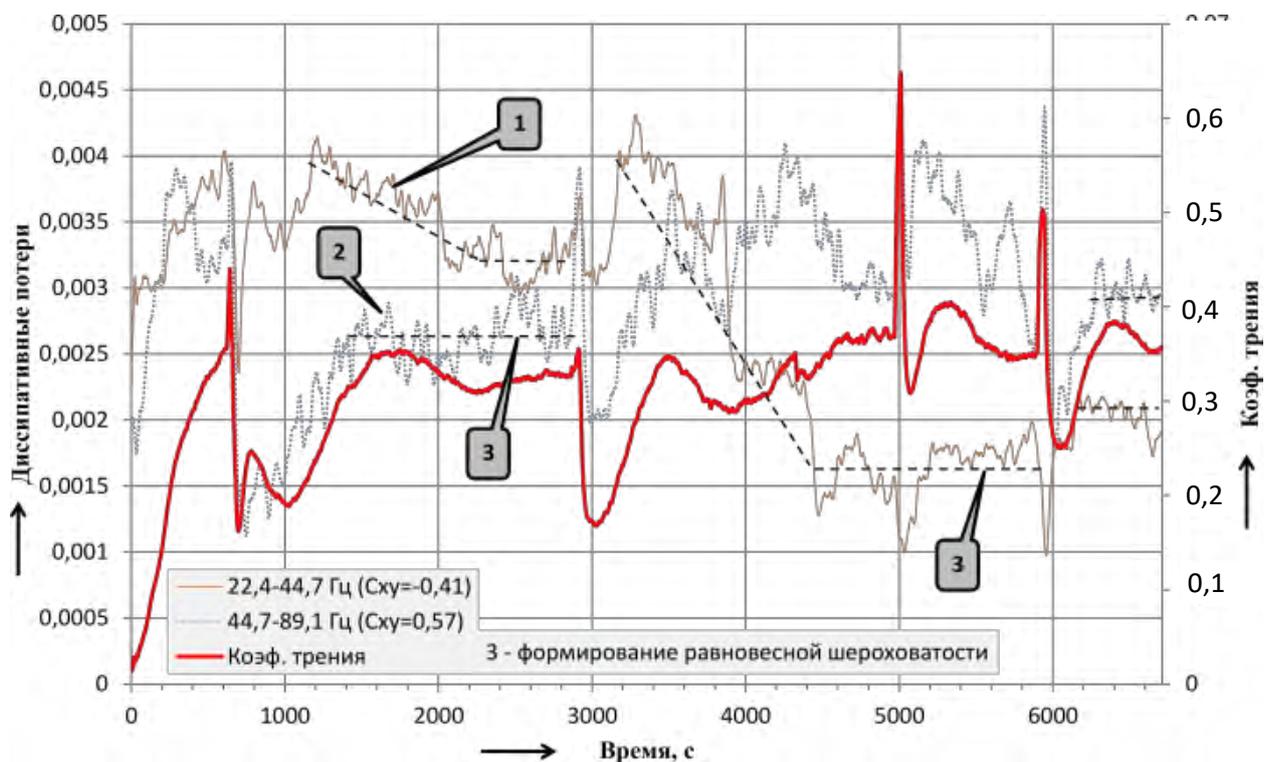


Рисунок 3.15 – Диссипативные составляющие динамического коэффициента трения узла трения при проскальзывании 2,6 %

Видно, что диссипативное влияние активатора сцепления наиболее ярко выражено в диапазоне частот 44,7–89,1 Гц, так, вычисленное значение коэффициент корреляции Пирсона (3.45) существенно отличается от 0, т.е. от некоррелированных значений. Как нами было отмечено ранее, с 1600-й по 1950-ю секунды наблюдений устанавливается равновесная шероховатость. Действительно видим, что в данном временном диапазоне динамический коэффициент трения сопротивлений и фрикционных автоколебаний стационарен в диапазоне частот 44,7–89,1 Гц.

Несмотря на отрицательный коэффициент корреляции в диапазоне частот 22,4–44,7 Гц, наблюдаем снижение амплитуд фрикционных автоколебаний как при начальном, так и повторном модифицировании поверхностей трения с последующей их стабилизацией. Таким образом, процесс активации сил сцепления плакирующим материалом эффективен и завершается стационарными колебаниями со значительно меньшими амплитудами колебаний тангенциального смещения поверхностей трения.

Исследуем, как изменяется безразмерный коэффициент демпфирования (3.6) фрикционно-механической системы при активации сил сцепления. На рисунке 3.16 представлены тренды коэффициента демпфирования и коэффициента трения в стационарном движении.

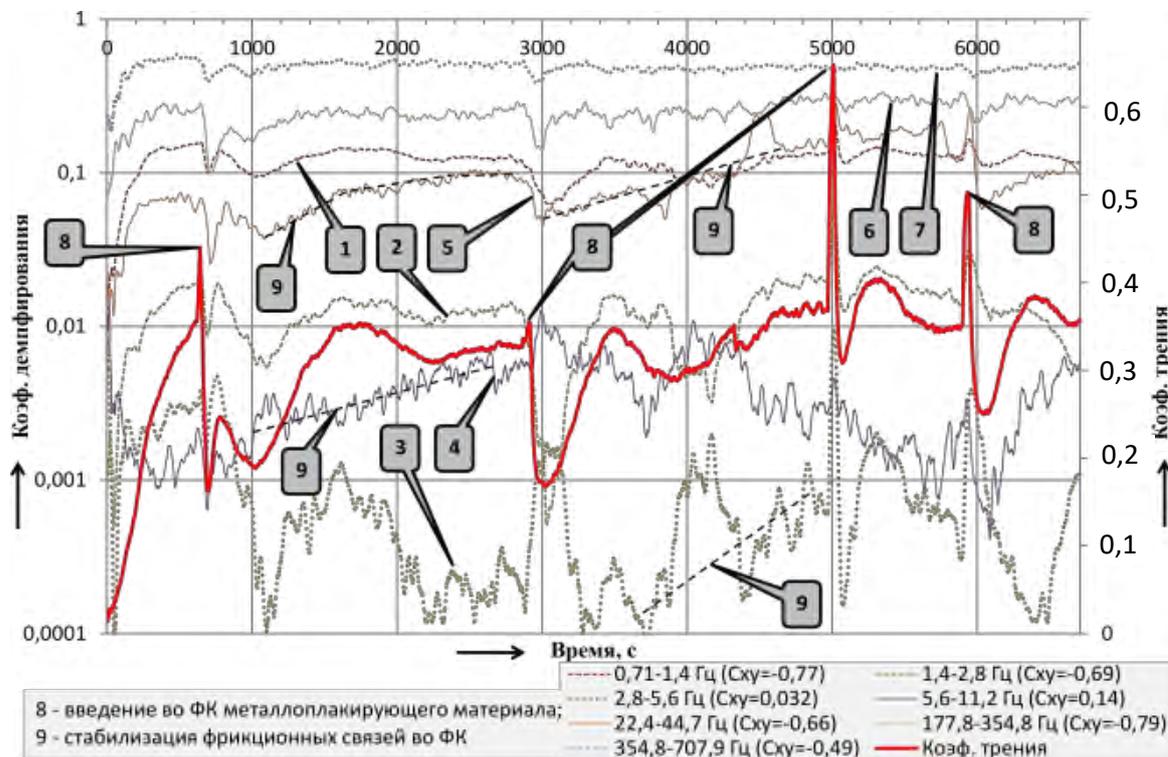


Рисунок 3.16 – Тренды динамического безразмерного коэффициента демпфирования системы при проскальзывании 2,6 % во фрикционном контакте

На рисунке 3.16 представлены цифрами 1...7 тренды коэффициента демпфирования в октавных диапазонах частот. Наблюдается стабилизация колебательных состояний фрикционных связей при активации сил сцепления, сопровождаемая возрастанием безразмерного коэффициента демпфирования с 0,037 до 0,216 (в диапазонах частот 22,4–44,7 Гц); с 0,0019 до 0,0056 (5,6–11,2 Гц) и с 0,0001 до 0,0018 (2,8–5,6 Гц). Низкие уровни коэффициента демпфирования обусловлены малой величиной относительного проскальзывания роликов. Основным диапазоном частот следует выбрать частоты со средней геометрической частотой 32 Гц, на которых проявляется существенное повышение диссипации энергии. Введение в узел трения активатора сцепления сопровождается снижением динамического коэффициента демпфирования на всех рассматриваемых октавных диапазонах частот, в том

числе в диапазоне частот 2,8–5,6 Гц – с 0,0043 до 0,00015; 1,4–2,8 Гц – с 0,012 до 0,0005; 22,4–44,7 Гц – с 0,06 до 0,025; 0,71–1,4 Гц – с 0,15 до 0,058; 177,8–354,8 Гц – с 0,26 до 0,1; 354,8–500 Гц – с 0,52 до 0,4. Однако с прекращением подачи активатора сцепления значения коэффициента демпфирования возвращаются на более высокие уровни.

При активации фрикционных связей с возрастанием динамического коэффициента демпфирования уменьшаются амплитуды фрикционных автоколебаний объёмов масс поверхностных слоёв контактирующих тел, что приводит к снижению регистрируемых среднеквадратичных отклонений коэффициента трения как в переходных, так и стационарных режимах движения.

Рассмотрим вопрос динамического мониторинга узла трения «ролик – ролик» при активации сил сцепления плакирующими материалами и проскальзывании 2,6 %. На рисунке 3.17 представлены результаты применения способа динамического мониторинга изменений упруго-диссипативных связей и расчёта динамического критерия качества (3.20).

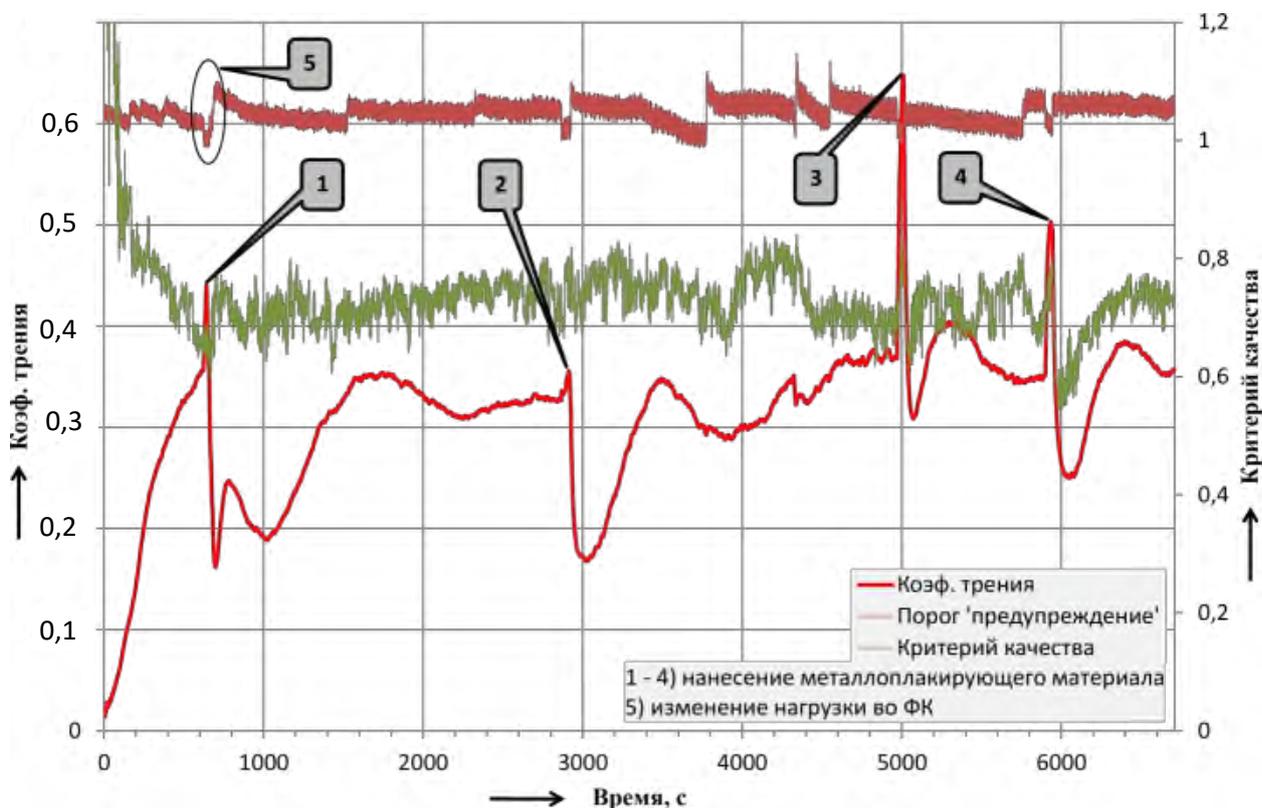


Рисунок 3.17 – Тренды коэффициента трения в стационарном движении при проскальзывании 2,6 % в контакте и динамического критерия качества

Анализ полученных характеристик показал, что активация фрикционных связей во фрикционном контакте модельной системы «ролик – ролик» не оказывает существенного изменения динамических (частотных и переходных во времени) характеристик. На рисунке 3.18 представлены частотные и переходные характеристики фрикционной системы «ролик – ролик» при сухом трении и металлоплакировании контактной области соответственно на 540-й и 6540-й секундах экспериментальных исследований.

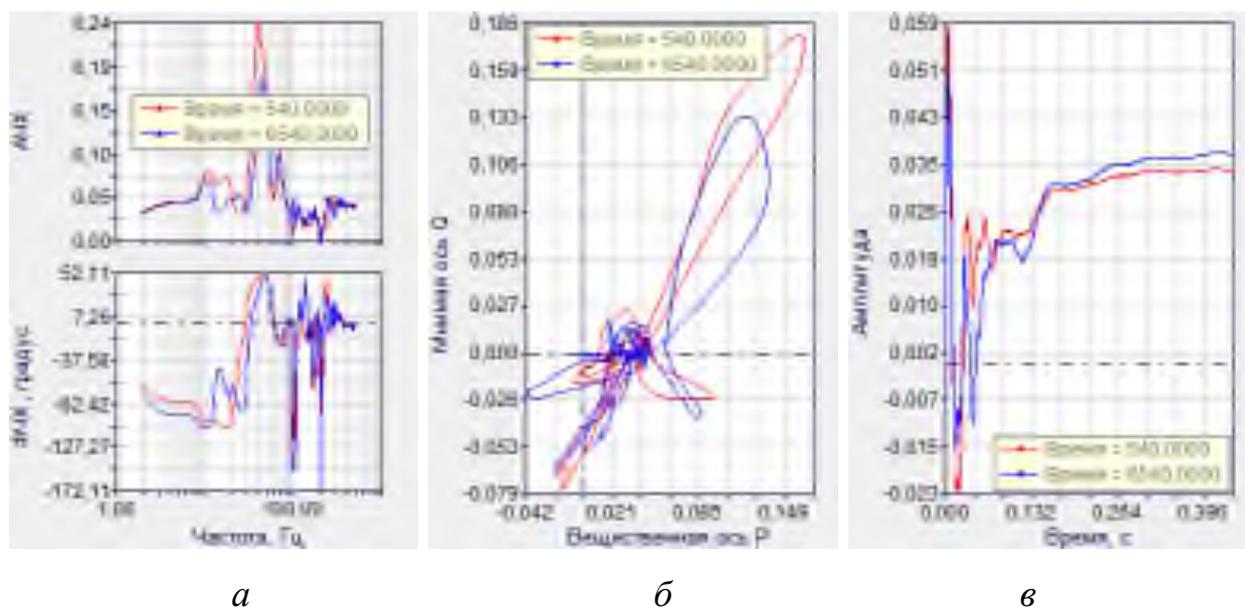


Рисунок 3.18 – Сравнительные характеристики трибосистемы при сухом контакте и наличии в узле трения плакирующего материала:
a – амплитудная и фазовая частотные функции; *б* – амплитудно-фазовая функция; *в* – переходная функция Хэвисайда

Анализ показал, что введение металлоплакирующего материала существенно снижает амплитуды вынужденных колебаний в диапазоне частот 10...80 Гц и вносит дополнительную фазовую задержку колебаний смещения относительно нагрузки в частотном интервале от 0 до 60 Гц. При этом изменяются амплитуды свободных колебаний, происходящих под влияние вынужденных воздействий на узел трения. Видно, что снижение амплитуд динамического коэффициента трения в диапазоне частот 10...80 Гц обуславливает соответствующее снижение амплитуд колебаний во временной области и лучшее приближение характера переходных колебаний к свойствам

апериодического звена первого порядка. Следует здесь отметить, что снижается не только амплитуда сближения, но и отрицательная амплитуда деформации активных объёмов контактирующих поверхностей трения.

Следовательно, *окончательное решение по эффективности технологии по металлолакированию фрикционных связей* можно получить на базе системы анализа поверхности (интерференционного микроскопа – оптического профилометра «NewView-600» фирмы ZYGO), позволяющего выполнить трёхмерный анализ геометрической структуры поверхности трения.

3.4.2 Металлолакирование поверхностей трения при проскальзывании 1,0 %

На рисунке 3.19 представлены тренды коэффициента трения в стационарном и переходных режимах динамики фрикционно-механической системы.

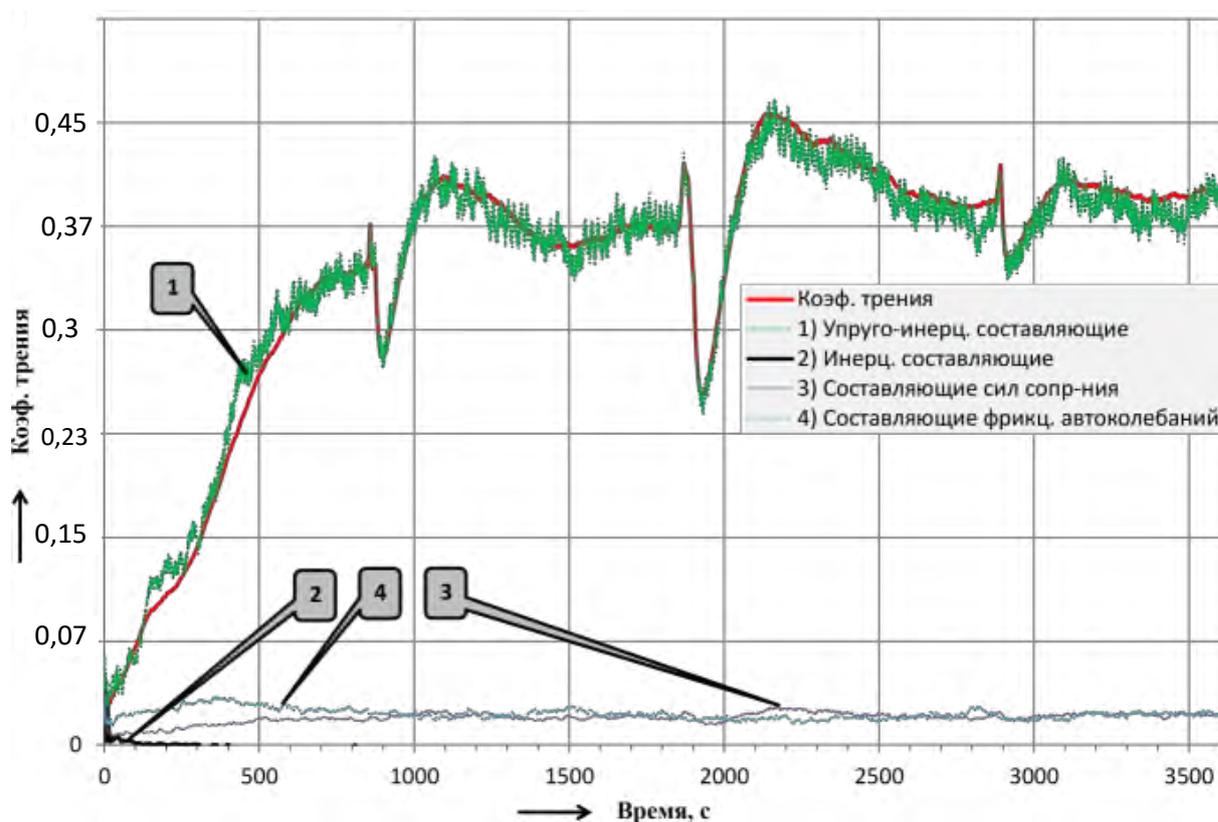


Рисунок 3.19 – Сравнительный анализ коэффициента трения в стационарном движении и при переходных колебаниях узла трения при проскальзывании 1,0 %

Видно, что вследствие незначительного проскальзывания инерционные составляющие динамического взаимодействия контактирующих тел практически отсутствуют, а силы сопротивления и фрикционных автоколебаний максимальны только в период приработки фрикционной системы.

Рассмотрим, как изменяются параметры фрикционно-механической системы при активации сил сцепления и низких уровнях проскальзывания. На рисунке 3.20 представлены тренды динамического коэффициента демпфирования (3.6) в октавных диапазонах частот.

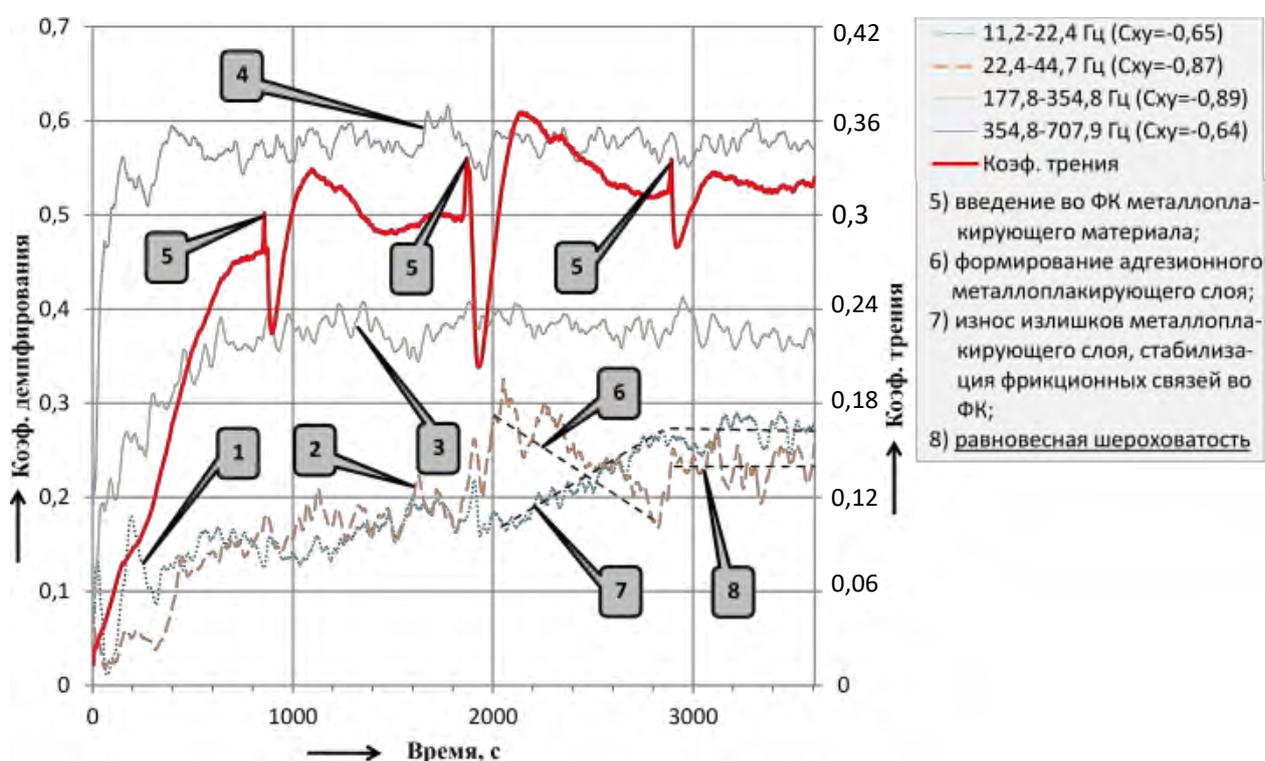


Рисунок 3.20 – Тренды динамического безразмерного коэффициента демпфирования системы при проскальзывании 1,0 % во фрикционном контакте

Видно, что корреляционная связь изменений коэффициента трения в стационарном движении со значениями динамического коэффициента демпфирования отсутствует (коэффициенты корреляции C_{xy} отрицательны) и определяется только трибологическими характеристиками фрикционного взаимодействия как области низкочастотных (11,2–44,7 Гц), так и высокочастотных (177,8–500 Гц) колебаний. Однако при повторном нанесении лакирующего материала на 2000 и 2800 с. наблюдений значения

коэффициента демпфирования растут соответственно в диапазонах частот 11,2–22,4 Гц и 22,4–44,7 Гц, что приводит к формированию равновесной шероховатости и стабилизации амплитуд фрикционных автоколебаний с 2800-й по 3600-ю секунды экспериментальных исследований.

В заключение выполним анализ динамического критерия качества (3.20) фрикционно-механической системы при активации фрикционных связей в режиме тяги и малых значений проскальзывания. Наблюдается соответствие трендов коэффициента трения и динамического критерия качества друг другу (рисунок 3.21).

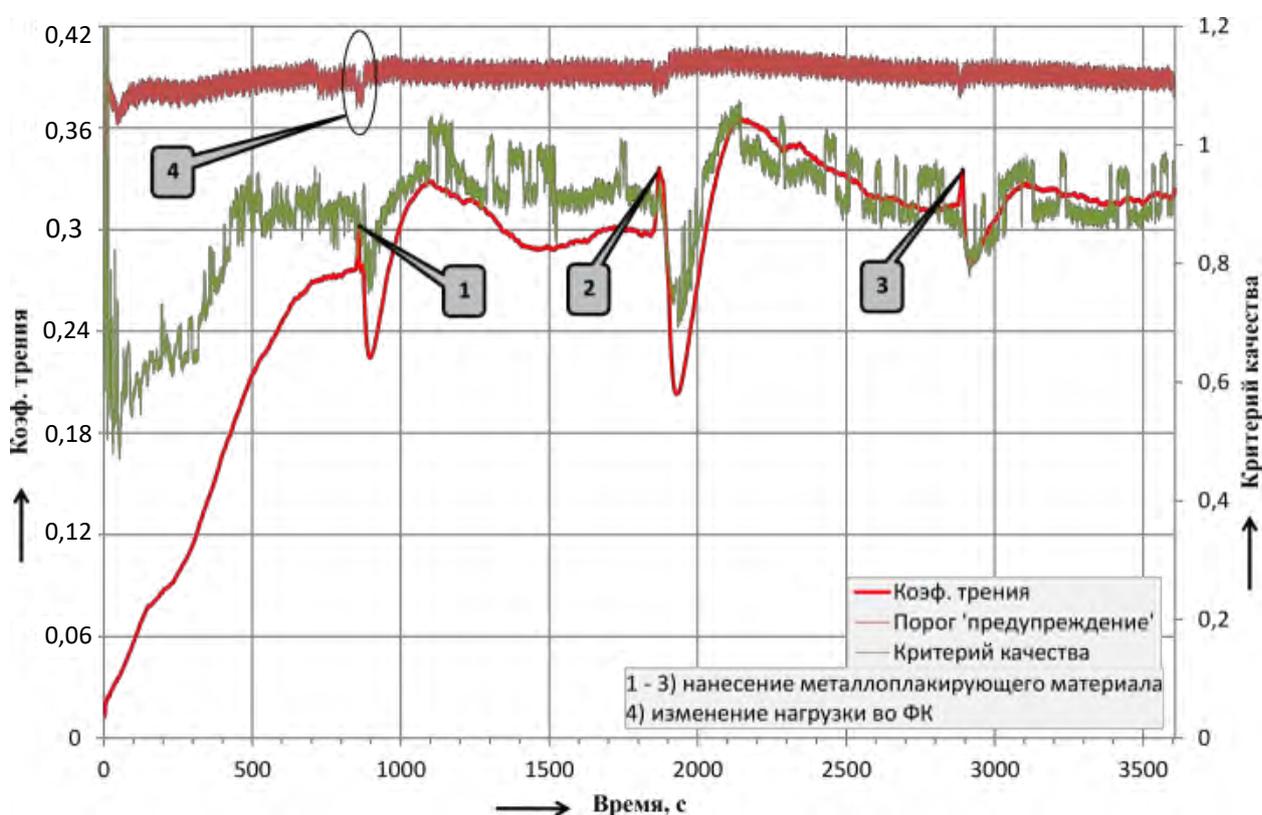


Рисунок 3.21 – Тренды коэффициента трения в стационарном движении при проскальзывании 1,0 % в контакте и динамического критерия качества

Это обусловлено наличием большого количества степеней свободы фрикционного взаимодействия контактирующих поверхностей трения при малых значениях относительного проскальзывания. Основные трибологические и динамические характеристики взаимодействия подобны тем, что были описаны ранее.

3.4.3 Металлоплакирование поверхностей трения при проскальзывании 2,0 %

На рисунке 3.22 представлены тренды коэффициента трения в стационарном движении и его динамических составляющих в переходных колебаниях.

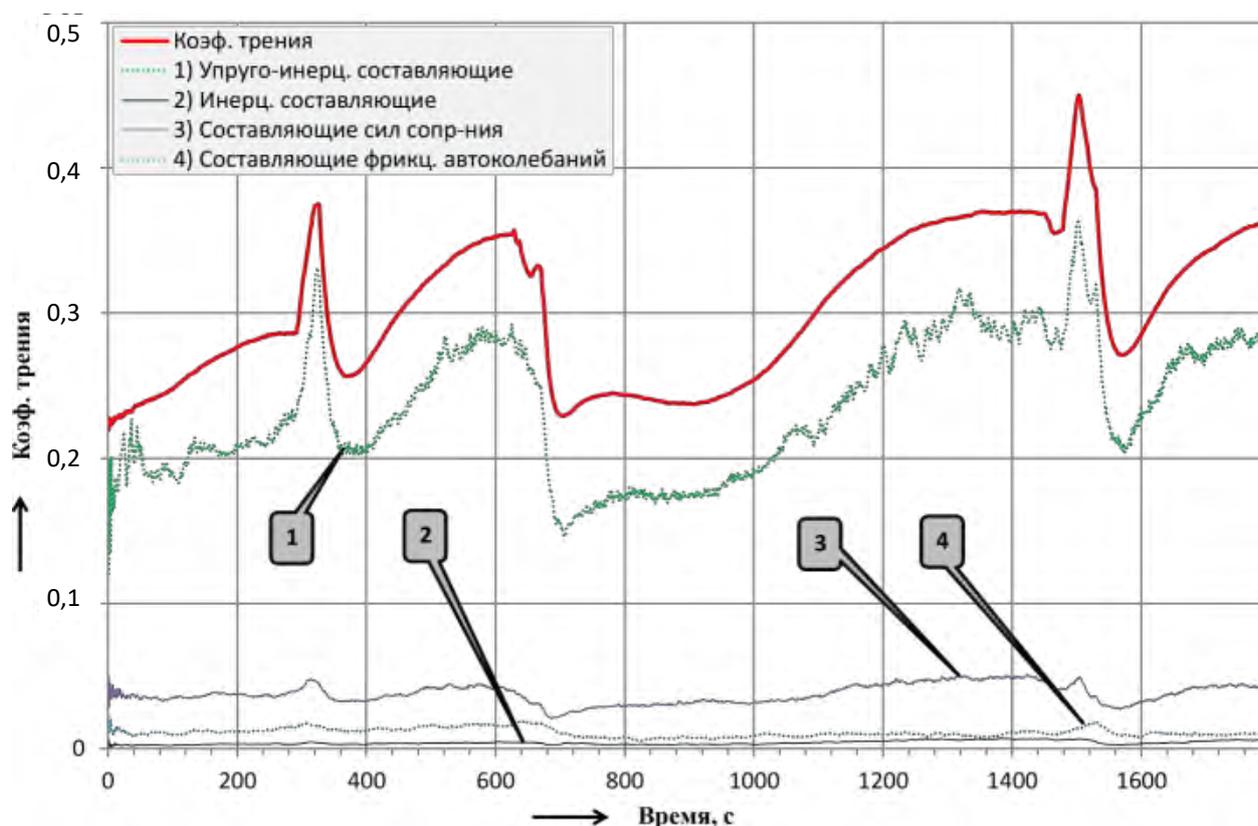


Рисунок 3.22 – Сравнительный анализ коэффициента трения в стационарном движении и при переходных колебаниях узла трения при проскальзывании 2,0 %

Так как упруго-инерционные составляющие 1 динамического коэффициента трения в переходных колебаниях значительно меньше значений коэффициента трения в стационарном движении, то отличительной особенностью данного опыта является значительно меньшее сближение контактирующих поверхностей узла трения, меньший уровень нормальных и тангенциальных напряжений и значений контактных температур. Кроме того, после второго и третьего нанесений металлоплакирующего материала наблюдается уменьшение амплитуд

фрикционных автоколебаний 4 и инерционных составляющих 2, способствующих снижению стабильности фрикционных связей и потери устойчивости.

Исследуем, как же изменяются параметры фрикционно-механической системы при введении во фрикционный контакт металлоплакирующего материала. На рисунке 3.23 представлены тренды динамического коэффициента демпфирования в октавных диапазонах частот.

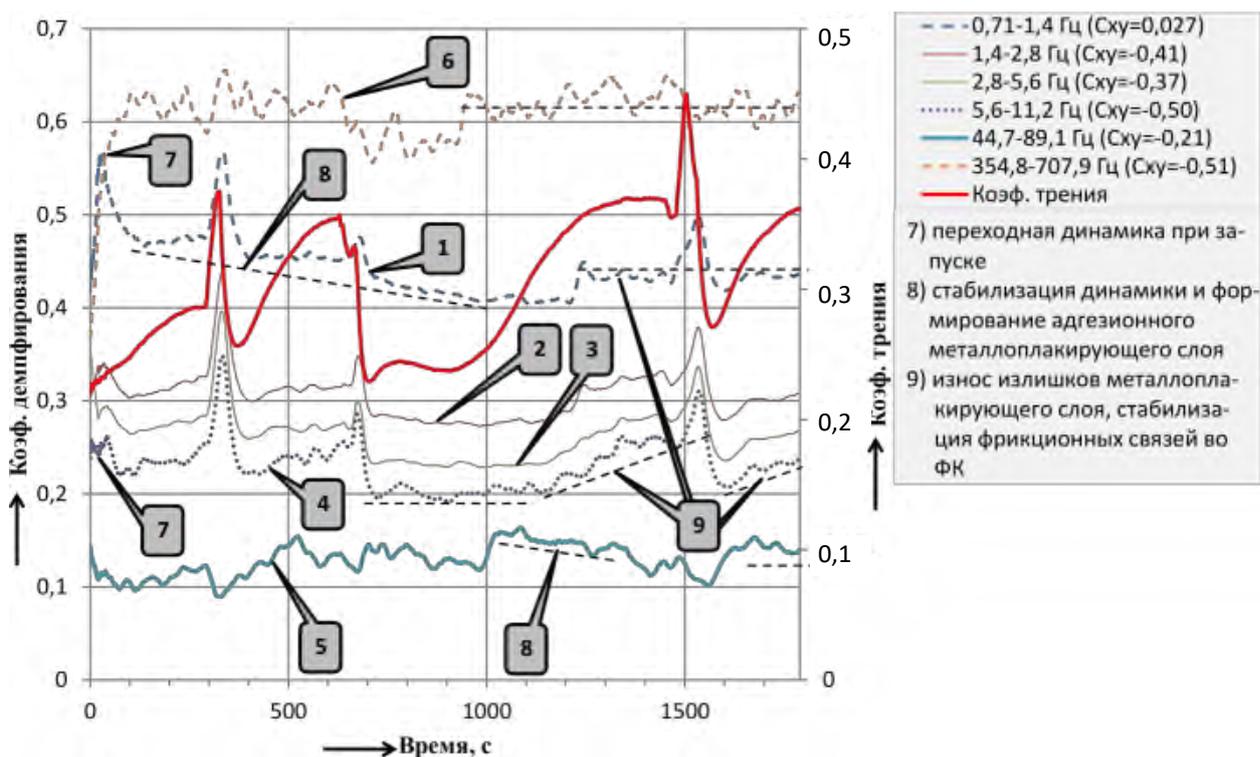


Рисунок 3.23 – Тренды динамического безразмерного коэффициента демпфирования системы при проскальзывании 2,0 % во фрикционном контакте

Видно, что в данном опыте существенной корреляционной взаимосвязи между коэффициентом трения стационарного движения и безразмерным коэффициентом демпфирования не наблюдается – коэффициенты C_{xy} в октавных диапазонах частот меньше нуля. Несмотря на указанное обстоятельство по рисунку 3.23 взаимосвязь присутствует в диапазонах частот 0,7–1,4 Гц; 5,6–11,2 Гц, 44,7–89,1 Гц и 354,8–500 Гц.

На 350, 700 и 1500-й секундах эксперимента во фрикционный контакт вводился плакирующий материал. Видно, что на низких частотах (0,7–1,4 Гц) с 350 по 1000 с наблюдений коэффициент демпфирования 8 снижается, что обусловлено формированием адгезионного металлоплакирующего материала,

удалением избытков материала из контактной области и формированием на 1000-й секунде эксперимента некоторого устойчивого состояния. Уже после второго нанесения плакирующего материала наблюдается стабилизация параметров системы в диапазоне частот 5,6–11,2 Гц с 700-й по 1000-ю секунды. На 1000-й секунде наблюдений формируется равновесное состояние, что обуславливает возрастание демпфирования с 0,12 до 0,16 в диапазоне частот 44,7–89,1 Гц, стабилизацию диссипативных характеристик в диапазонах частот 0,7–1,4 Гц; 354,8–500 Гц. С последующим ростом коэффициента трения с 0,15 до 0,18 увеличиваются значения коэффициента демпфирования на 1200-й секунде эксперимента: в диапазоне частот 0,7–1,4 Гц – с 0,4 до 0,45 и 5,6–11,2 Гц – с 0,2 до 0,26. Это приводит к стабилизации коэффициента трения на стационарно устойчивом уровне 0,18. Последующее введение плакирующего материала на 1500-й секунде эксперимента не оказывает существенного изменения параметров системы в диапазонах частот 0,7–1,4 Гц; 5,6–11,2 Гц; 44,7–89,1 Гц и 354,8–500 Гц и сводится к их стационарности.

Результаты динамического мониторинга фрикционно-механической системы «ролик – ролик» при проскальзывании 2,0 % и введении в узел трения плакирующего материала представлены на рисунке 3.24. Наблюдаем соответствие вариаций динамического критерия качества (3.20) изменениям коэффициента трения.

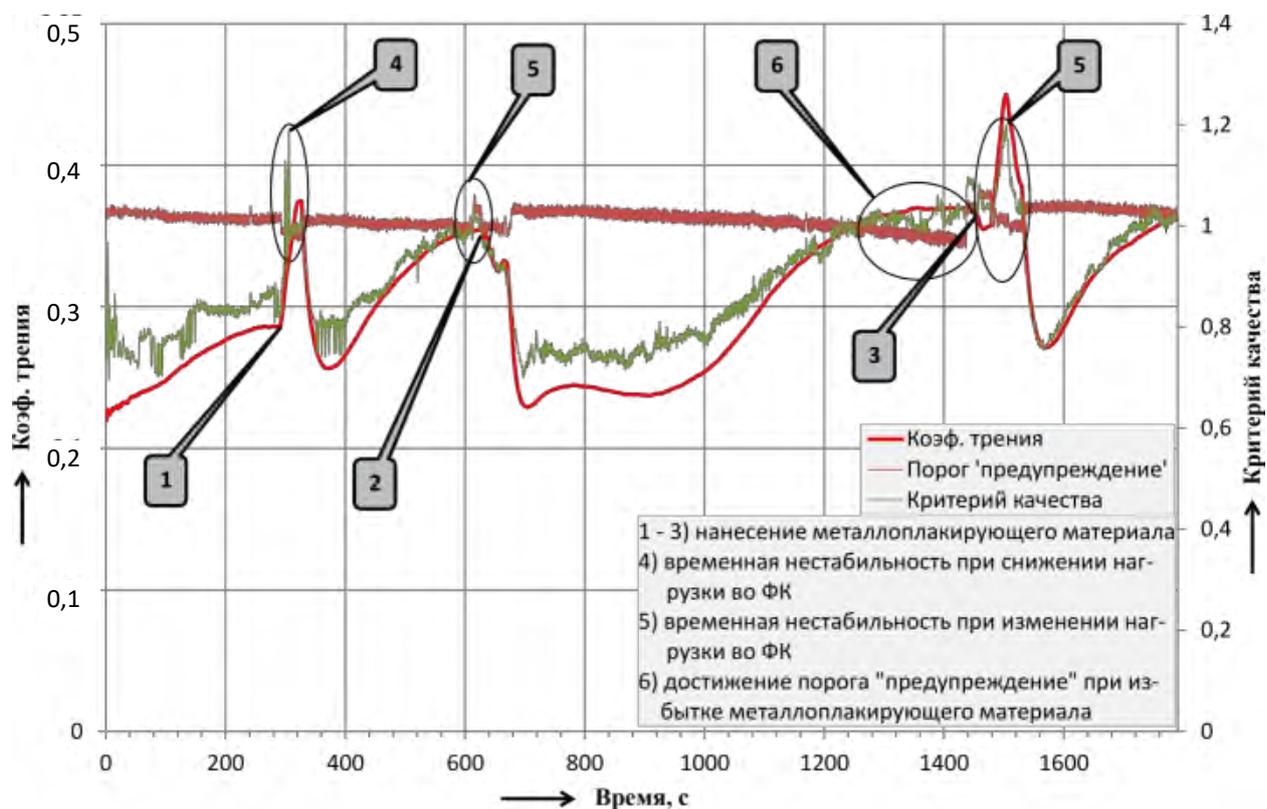


Рисунок 3.24 – Тренды коэффициента трения в стационарном движении при проскальзывании 2,0 % в контакте и динамического критерия качества

3.4.4 Металлоплакирование поверхностей трения твёрдым плакирующим материалом при проскальзывании 0,4 %

Исследования заключались в последовательном нанесении твёрдого металлоплакирующего материала 5, 6, 9, 10 и его очистке 7, 8 (рисунок 3.25) с поверхности трения. На рисунке 3.24 представлены тренды коэффициента трения при проскальзывании роликов 0,4 %. Видно, что на 1640-й секунде эксперимента упруго-инерционные составляющие фрикционного взаимодействия стабилизируются, а амплитуды фрикционных автоколебаний с 1200-й секунды не превосходят амплитуд сил сопротивления.

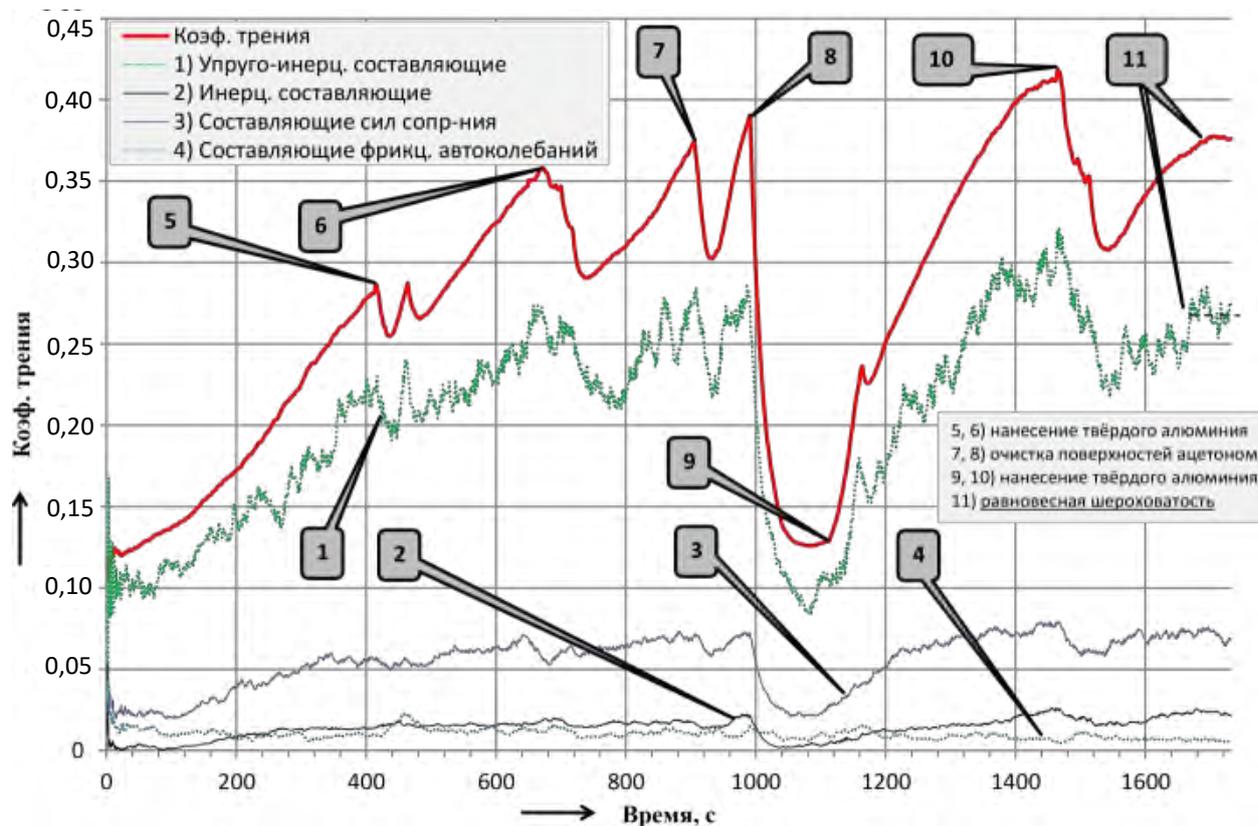


Рисунок 3.25 – Сравнительный анализ коэффициента трения в стационарном движении и при переходных колебаниях узла трения при проскальзывании 0,4 %

Исследуем, как изменяются параметры фрикционно-механической системы при введении твёрдого металлоплакирующего материала в узел трения «ролик – ролик». На рисунке 3.26 представлены тренды динамического коэффициента демпфирования в октавных диапазонах частот при проскальзывании 0,4 %.

В начальный период времени до 400-й секунды наблюдаются переходные динамические процессы 7 в диапазоне частот 177,8–500 Гц, обусловленные запуском фрикционно-механической системы, очисткой поверхностей трения от окислов железа и формированием равновесного состояния. Последовательное введение активатора сцепления и очистка поверхностей несколько снижают коэффициент демпфирования высокочастотных колебаний с 0,26 до 0,18, но способствуют их стабилизации и формированию равновесной шероховатости модифицированного слоя материала 8 одновременно в нескольких диапазонах частот 11,2–22,4 Гц; 22,4–44,7 Гц; 44,7–89,1 Гц и 177,8–500 Гц.

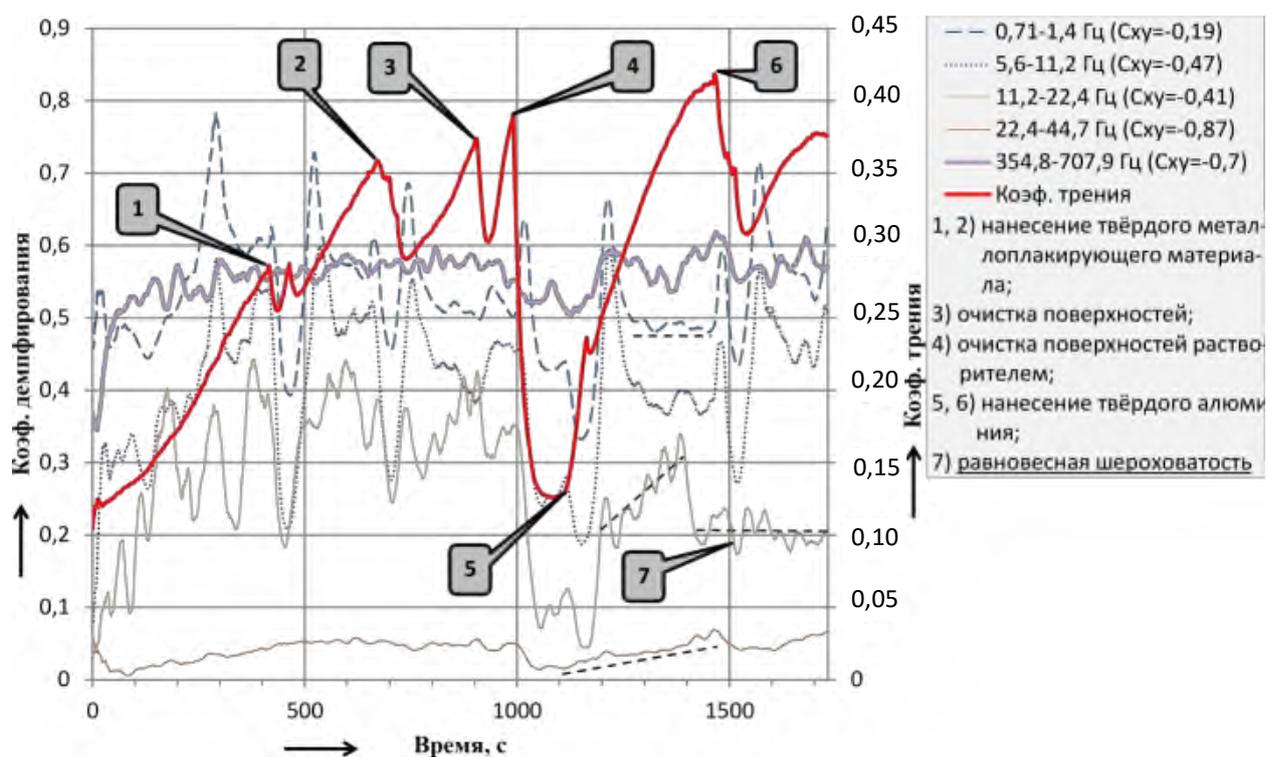
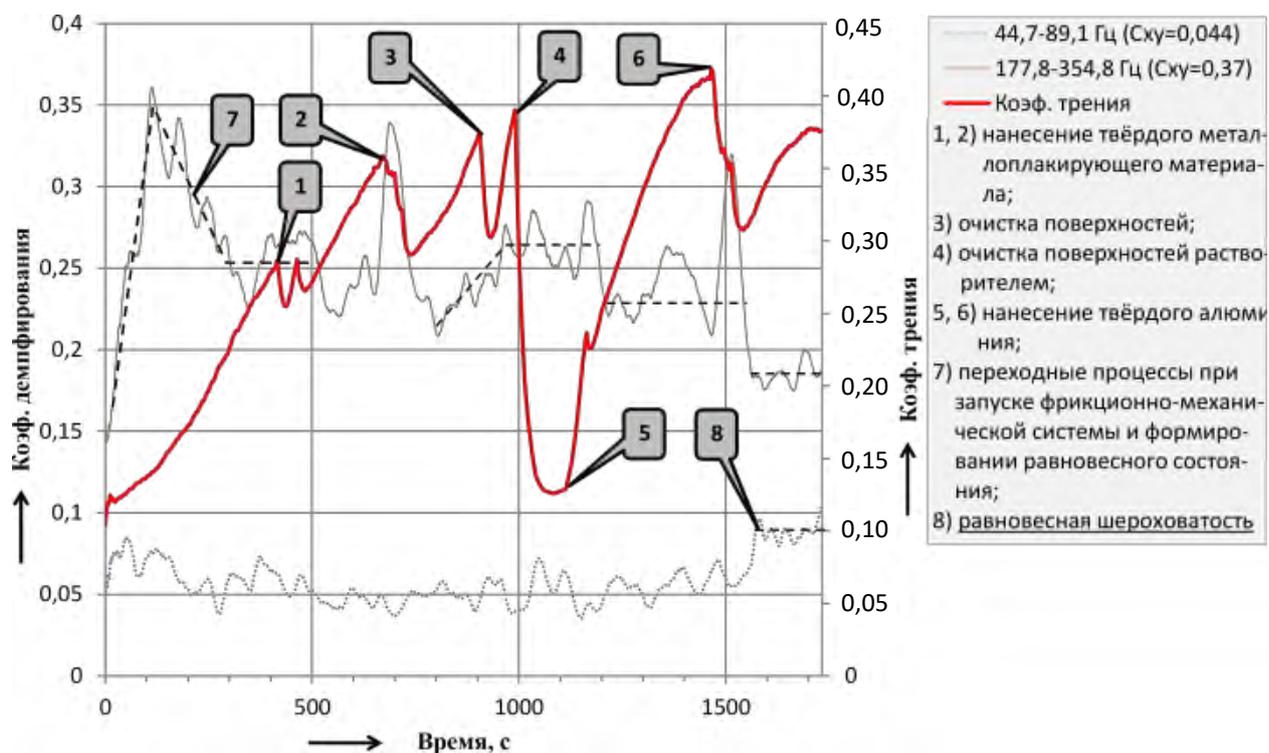


Рисунок 3.26 – Тренды динамического безразмерного коэффициента демпфирования системы при проскальзывании 0,4 % во фрикционном контакте и металлоплакировании твёрдым материалом

На рисунке 3.27 представлены результаты динамического мониторинга фрикционно-механической системы по изменениям тренда динамического критерия качества (3.20).

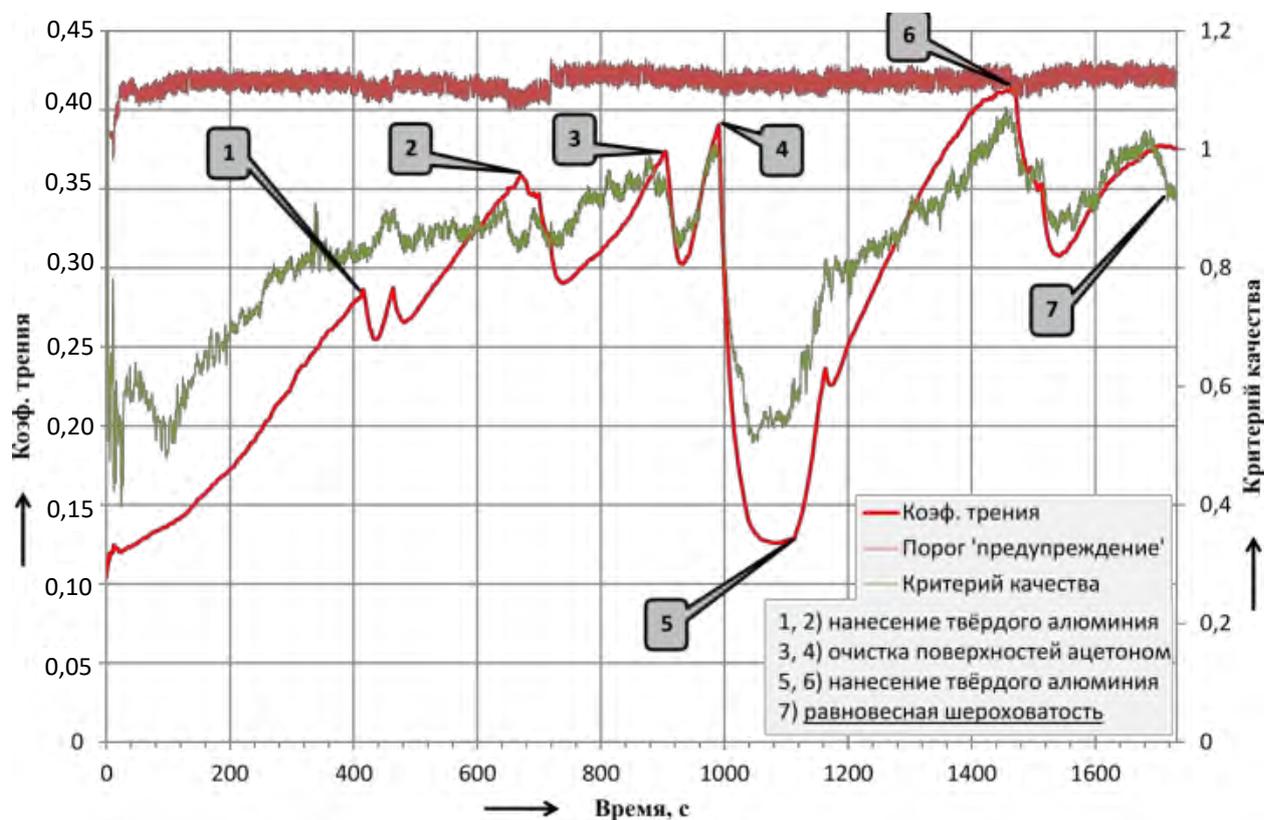


Рисунок 3.27 – Тренды коэффициента трения в стационарном движении при проскальзывании 0,4 % в контакте и динамического критерия качества при металлоплакировании твёрдым материалом

Анализ показал, что динамический критерий качества (3.20) согласуется с изменениями коэффициента трения стационарного движения и не превышает установленного для заданных нагрузочно-скоростных условий эксплуатации порога «предупреждения».

3.4.5 Металлоплакирование поверхностей трения твёрдым и мягким плакирующими материалами при проскальзывании 3,3 % и различной интенсивностью нанесения

На рисунке 3.28 представлены тренды коэффициента трения в стационарном и динамическом режимах проведения исследований фрикционно-механической системы «ролик – ролик». Видно, что упруго-инерционные составляющие динамического коэффициента трения не

превышают значений коэффициента трения стационарного движения, инерционные составляющие – не значительны, а амплитуда фрикционных автоколебаний не превосходит амплитуды сил относительного сопротивления.

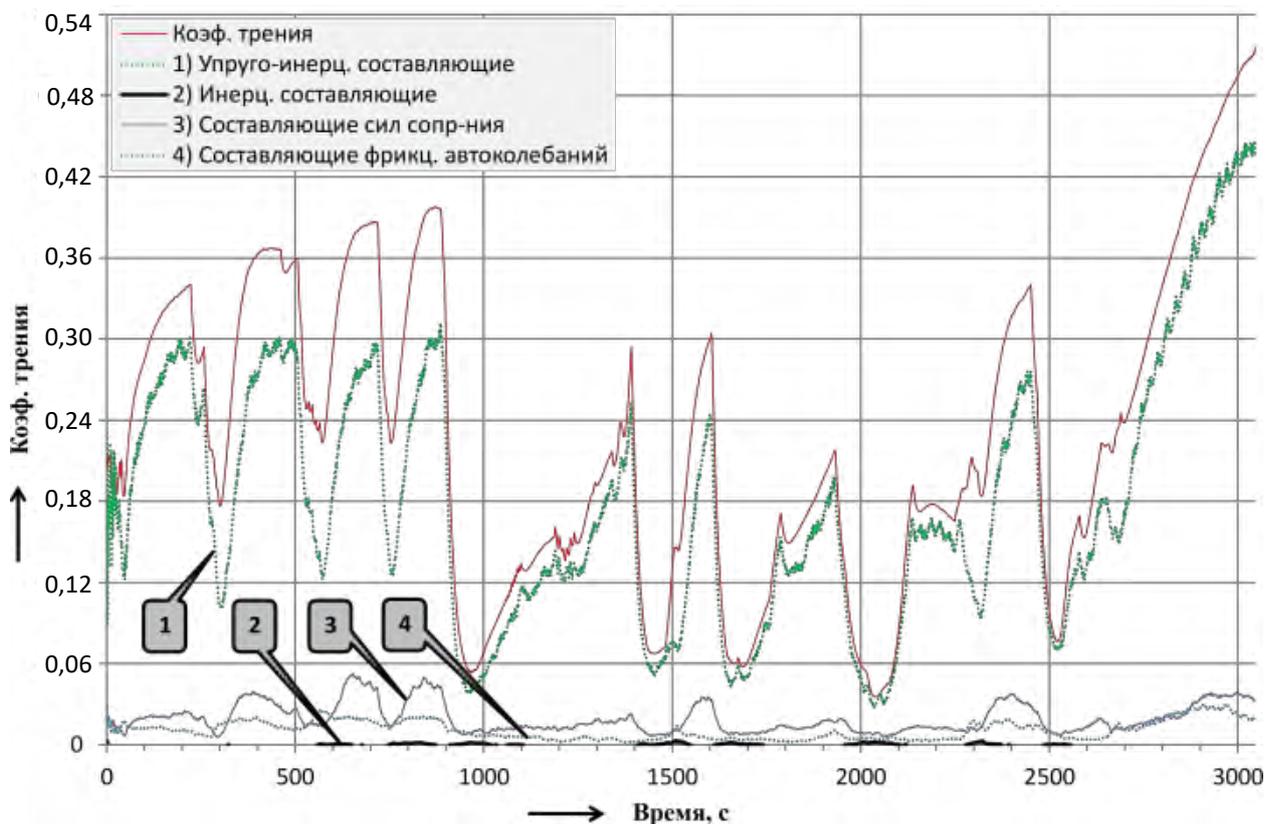


Рисунок 3.28 – Сравнительный анализ коэффициента трения в стационарном движении и при переходных колебаниях узла трения при проскальзывании 3,3 % при различной интенсивностью введения металлоплакирующего материала

На рисунке 3.29 изображены тренды диссипативной составляющей динамического коэффициента трения в октавных диапазонах частот. Наблюдаем высокий уровень коэффициентов корреляции C_{xy} диссипативной составляющей динамического коэффициента трения в октавных диапазонах частот со значениями коэффициента трения по Кулону. Видно, что наибольшие амплитуды динамического коэффициента трения (до 0,01), вызванные трением и диссипацией энергии, наблюдаются в диапазонах частот 4 (177,8–500 Гц) и 3 (44,7–89,1 Гц), что составляет 0,01 часть общего коэффициента трения.

Рисунок 3.30 характеризует изменение трендов динамического коэффициента демпфирования в октавных диапазонах частот.

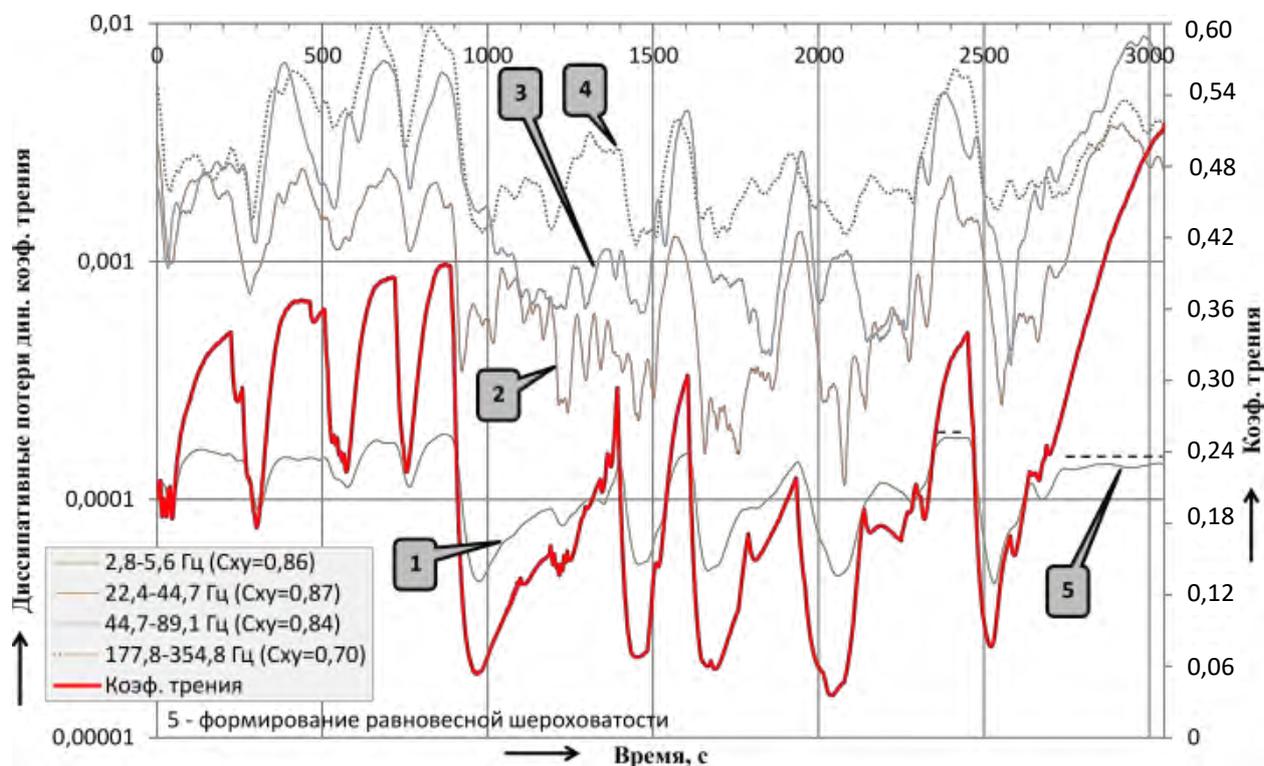


Рисунок 3.29 – Диссипативные составляющие динамического коэффициента трения при проскальзывании 3,3 % при различной интенсивности введения металлоплакирующего материала

Исследования пульсирующего нанесения металлоплакирующего материала в узел трения показали, что короткие периоды 3 и 4 контактного взаимодействия брикета активатора сцепления с поверхностью трения (1...2 с) с временным промежутком 10 и 3 с оказались малоэффективными, так как в зоне трения объёмов поверхностных слоёв отсутствовало достаточное количество плакирующего материала. Коэффициент трения при этом варьировался в диапазоне от 0,08 до 0,13. На 900-й секунде эксперимента смоделированы условия попадания в узел трения загрязнений в виде жидкого смазочного материала – коэффициент трения снизился с 0,13 до 0,02. Подача же мягкого металлоплакирующего материала б в течение 1 секунды с периодом в 5 секунд позволила повысить коэффициент трения в два раза, а безразмерный коэффициент демпфирования в диапазоне частот 44,7–89,1 Гц – в три раза (с 0,1 до 0,3), что предотвратило развитие фрикционных автоколебаний в контактной области при реализации сил сцепления (см. рисунок 3.28).

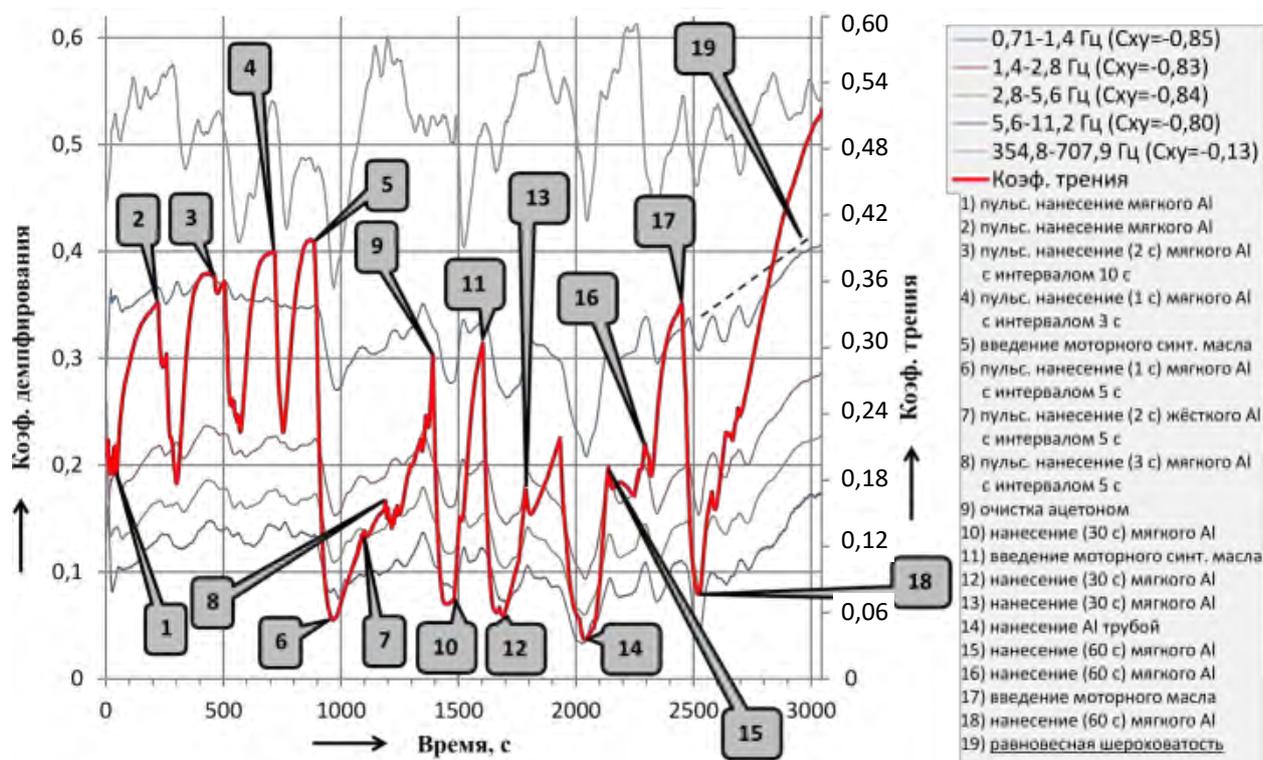
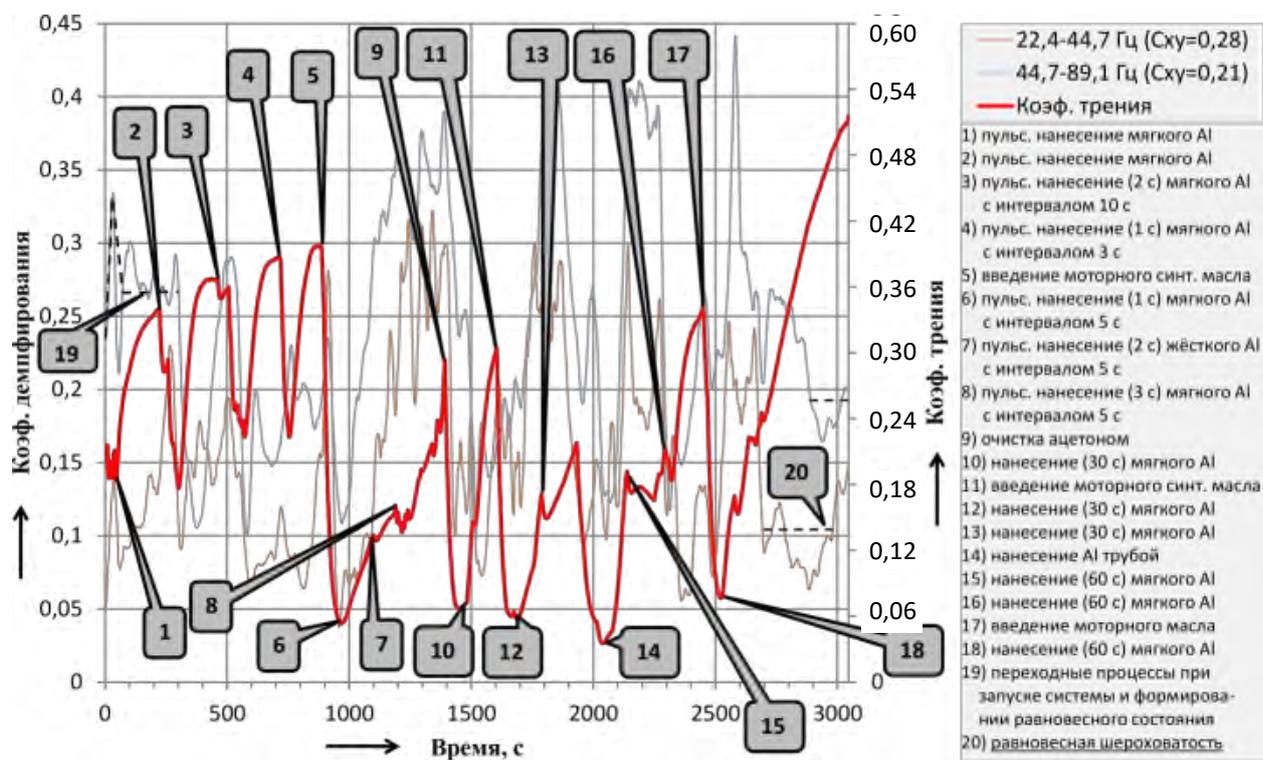


Рисунок 3.30 – Тренды динамического безразмерного коэффициента демпфирования системы при проскальзывании 3,3 % во фрикционном контакте

При насыщении фрикционного контакта плакирующим материалом на 2500-й секунде эксперимента введение во фрикционный контакт дополнительного количества загрязнений в виде моторного масла 17 не оказывает существенного

влияния на значениях динамического коэффициента демпфирования в диапазонах низких частот 0,71–11,2 Гц – его значения продолжают возрастать несмотря на снижение регистрируемого коэффициента трения 18 (см. рисунок 3.30, б). Введение в течение одной минуты мягкого плакирующего материала в момент времени 18 обуславливает возрастание демпфирования с 0,2 до 0,45 в диапазоне частот 44,7–89,1 Гц и с 0,08 до 0,25 – в диапазоне частот 22,4–44,7 Гц.

Таким образом, наличие металлоплакирующего материала во фрикционном контакте при реализации сил сцепления тягового подвижного состава полностью нивелирует негативное влияние попадания смазочных загрязнений на тяговую поверхность.

На рисунке 3.31 представлены тренды динамического критерия качества фрикционно-механической системы в опыте 7.

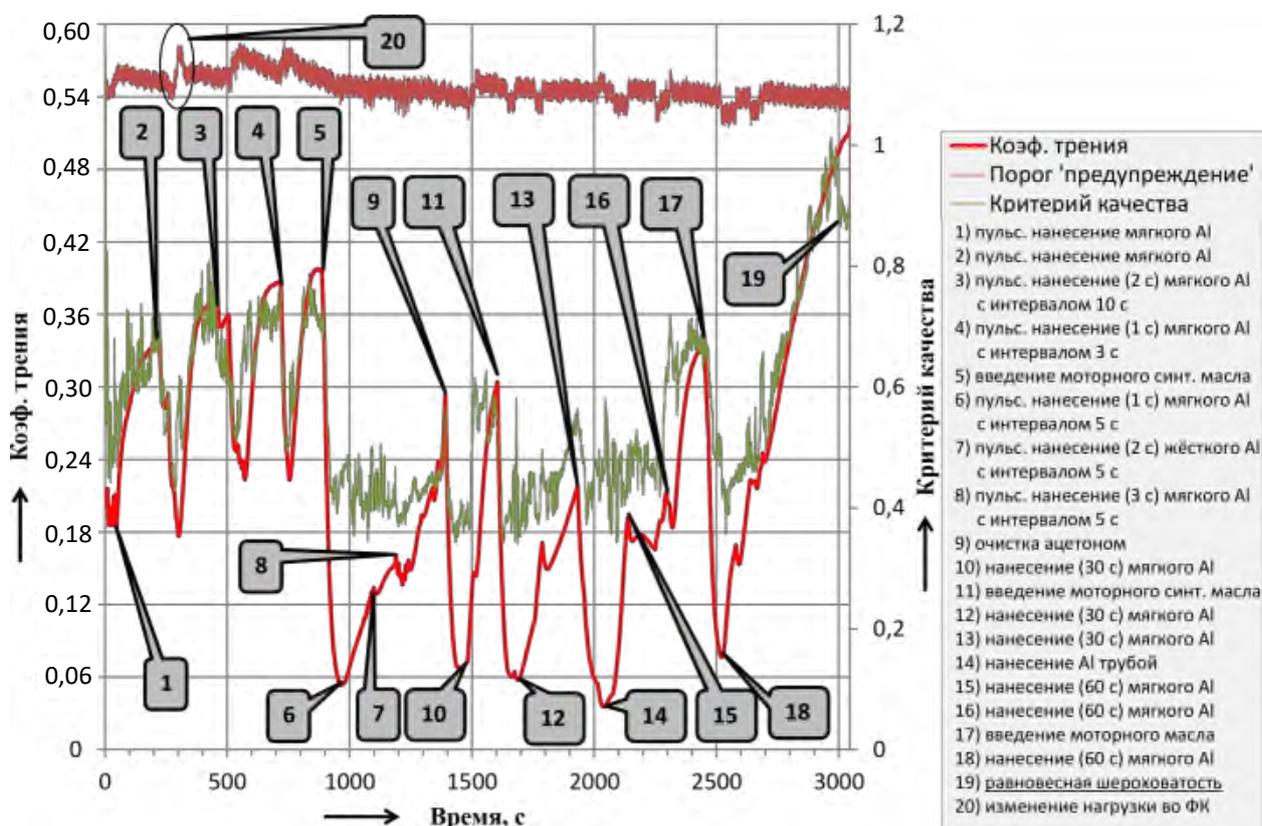


Рисунок 3.31 – Тренды динамического критерия качества фрикционной системы при проскальзывании 3,3 % в контакте

Динамический мониторинг фрикционной системы «ролик – ролик» при относительном проскальзывании 3,3 % и исследовании технологии нанесения

металлоплакирующего материала в узел трения показал, что тренды динамического критерия качества (3.20) не превышают установленного нагрузочно-скоростными условиями эксплуатации порога «предупреждения» и достаточно хорошо коррелируют с вариациями коэффициента трения.

3.5 Методика физико-математического моделирования и подобия. Результаты стендовых испытаний

Моделированием называется исследование объекта, базирующееся на его подобии модели и включает её построение, изучение и перенос полученных сведений на объект. Наиболее точным является полное подобие, при котором обеспечено подобие движения материи в основных формах её существования, то есть во времени и пространстве.

В соответствии с методикой физико-математического моделирования нами была ранее создана математическая модель фрикционно-механической системы «колесо – рельс» и определены основные факторы, влияющие на надёжность системы и безопасность эксплуатации подвижного состава.

На втором этапе моделирования определены критерии динамического подобия механической системы без трения. Физически подобная модель характеризуется эквивалентной расчётной схемой натурального объекта, число степеней свободы которой должно соответствовать выбранному количеству масс натурального объекта. При этом динамическая эквивалентность исходной и приведённой систем обеспечивается *идентичностью дифференциальных уравнений движения и равенством частот и форм колебаний*.

Структура дифференциальных уравнений механической системы натурального магистрального тепловоза 2ТЭ116 одинакова, поэтому *при создании физической модели* рассматриваются только два, соответствующих поступательному поперечному смещению набегающей колёсной пары первой тележки ($i = 1$). Дифференциальное уравнение преобразуем относительно входных и выходных координат состояния

$$m_n \ddot{\eta}_1 + B_{Y_{P1}} \dot{\eta}_1 + C_{Y_{P1}} \eta_1 = B_{Y_{P1}} (\dot{\eta}_P + a_P \dot{\psi}_P) + C_{Y_{P1}} (\eta_P + a_P \psi_P) + Y_{111} + Y_{112} - Y_{H11} + m_n a_i, \quad (3.46)$$

где m_n – масса колёсной пары;

$B_{Y_{P1}}$ – поперечное сопротивление в связи рама тележки – крайняя колёсная пара, кН·с/м;

$C_{Y_{P1}}$ – поперечная жёсткость в связи рама тележки – крайняя колёсная пара, кН/м;

Y_{111} – проекция силы Крива в поперечном направлении для наружного колеса

$$Y_{111} = \frac{P \cdot \left[1 + \frac{h_c}{g \cdot bs} \cdot a_i(s) \right]}{K_S \cdot \left[\psi_P - \frac{\dot{\eta}_1}{V} + a_P \rho(s) \right]} \times$$

$$f_m \frac{\left[\sqrt{1 + K_S^2 \left[\left(\frac{\eta_1}{r_0} \beta_1 - bs \left[\rho(s) - \frac{\dot{\psi}_P}{V} \right] \right)^2 + \left(\frac{\psi_P - \frac{\dot{\eta}_1}{V} + a_P \rho(s)}{\cos \beta_1} \right)^2 \right]}{\cos \beta_1} \right] \cdot \operatorname{tg} \beta_1 + \cos \beta_1}{\left(f_m \frac{K_S \cdot \left[\psi_P - \frac{\dot{\eta}_1}{V} + a_P \rho(s) \right]}{\sqrt{1 + K_S^2 \left[\left(\frac{\eta_1}{r_0} \beta_1 - bs \left[\rho(s) - \frac{\dot{\psi}_P}{V} \right] \right)^2 + \left(\frac{\psi_P - \frac{\dot{\eta}_1}{V} + a_P \rho(s)}{\cos \beta_1} \right)^2 \right]} - \sin \beta_1 \right)};$$

Y_{112} – проекция силы Крива в поперечном направлении для внутреннего колеса;

$$Y_{112} = \frac{P \cdot \left[1 - \frac{h_c}{g \cdot bs} \cdot a_i(s) \right]}{K_S \cdot \left[\psi_p - \frac{\dot{\eta}_1}{V} + a_p \rho(s) \right]} \times$$

$$f_m \sqrt{1 + K_S^2 \left[\left(\frac{\eta_1}{r} \beta_2 + bs \left[\rho(s) - \frac{\dot{\psi}_p}{V} \right] \right)^2 + \left(\frac{\psi_p - \frac{\dot{\eta}_1}{V} + a_p \rho(s)}{\cos \beta_2} \right)^2 \right]} \cdot \operatorname{tg} \beta_2 + \cos \beta_2$$

$$\times \left(f_m \frac{K_S \cdot \left[\psi_p - \frac{\dot{\eta}_1}{V} + a_p \rho(s) \right]}{\sqrt{1 + K_S^2 \left[\left(\frac{\eta_1}{r} \beta_2 + bs \left[\rho(s) - \frac{\dot{\psi}_p}{V} \right] \right)^2 + \left(\frac{\psi_p - \frac{\dot{\eta}_1}{V} + a_p \rho(s)}{\cos \beta_2} \right)^2 \right]}} - \sin \beta_2 \right);$$

Y_{H11} – направляющая сила поперечного перемещения 1-й колёсной пары

$$Y_{H11} = C_r \cdot (\eta_1 + 0,5(|\eta_1 - e| - |\eta_1 + e|));$$

η_1 – поперечное перемещение центра масс 1-й колёсной пары;

η_p – поперечное перемещение центра масс тележки;

ψ_p – угол поворота (виляние) рамы тележки;

a_n – непогашенное поперечное ускорение,

и угловым колебаниям тележки

$$\begin{aligned} J_p \ddot{\psi}_p + [B_{\phi B} + B_{Yp1} 2a_p^2] \dot{\psi}_p + [C_{\phi B} + C_{Yp1} 2a_p^2] \psi_p = \\ = [B_{Yp1} (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_3) + C_{Yp1} (\eta_1 - \eta_3)] a_p + F_{YB} a_c + \\ + [X_{112} - X_{111} + X_{122} - X_{121} + X_{132} - X_{131}] bs, \end{aligned} \quad (3.47)$$

где J_p – момент инерции тележки, т·м²;

ψ_p – угол поворота (виляние) рамы тележки;

C_{ϕ} – угловая жёсткость в связи кузов-тележка, кН·м/рад;

B_{ϕ} – угловое сопротивление в связи кузов-тележка, кН·с/рад;

a_p – половина базы тележки, м;

F_{YB} – характеристика поперечной связи «кузов – тележка», Н

$$F_{YB} = C_{YB0}(\eta_P - \eta_B) + (C_{YB1} - C_{YB0}) \cdot \left[\eta_P - \eta_B + \frac{|\eta_P - \eta_B - y_{B0}| - |\eta_P - \eta_B + y_{B0}|}{2} \right] +$$

$$+ 20C_{YB1} \cdot \left[\eta_P - \eta_B + \frac{|\eta_P - \eta_B - y_{B1}| - |\eta_P - \eta_B + y_{B1}|}{2} \right].$$

a_c – продольное расстояние шкворня относительно средней колёсной пары, м;

X_{1jk} – проекции силы Крива в продольном направлении для первой тележки и 1, 2 и 3-й колёсных пар соответственно для внешнего и внутреннего колеса.

$$X_{jk} = \frac{P \cdot \left[1 + \frac{h_c}{g \cdot bs} a_n(s) (-1)^{k-1} \right]}{K_S \cdot \left[\psi_P - \frac{\dot{\eta}_j}{V} + (2-j) a_p \rho(s) \right]} \times$$

$$\frac{f_m \cdot \left[1 + K_S^2 \left[\frac{\eta_j \beta_k + (-1)^k bs \left(\rho - \frac{\dot{\psi}_P}{V} \right) \right]^2 + \left(\frac{\psi_P - \frac{\dot{\eta}_j}{V} + (2-j) a_p \rho(s)}{\cos \beta_k} \right)^2 \right] \cdot \text{tg} \beta_k + \cos \beta_k}{K_S \cdot \left[\frac{\eta_j \beta_k + (-1)^k bs \left(\rho - \frac{\dot{\psi}_P}{V} \right) \right]}$$

$$\times \frac{f_m \cdot \left[1 + K_S^2 \left[\frac{\eta_j \beta_k + (-1)^k bs \left(\rho - \frac{\dot{\psi}_P}{V} \right) \right]^2 + \left(\frac{\psi_P - \frac{\dot{\eta}_j}{V} + (2-j) a_p \rho(s)}{\cos \beta_k} \right)^2 \right]}{K_S \cdot \left[\frac{\eta_j \beta_k + (-1)^k bs \left(\rho - \frac{\dot{\psi}_P}{V} \right) \right]}$$

bs – половина расстояния между кругами катания, м.

В соответствии с третьей теоремой подобия введём в рассмотрение граничные условия, характеризующие динамические свойства как модельного, так и натурального магистрального тепловоза 2ТЭ116. Такими условиями примем выборочные парциальные частоты и коэффициенты затухания:

$$\begin{aligned}\omega_{01} &= \sqrt{\frac{C_{YPI}}{m_n}}; & n_{01} &= \frac{B_{YPI}}{2m_n}; \\ \omega_{02} &= \sqrt{a_p (\eta_1 - \eta_3) \frac{C_{YPI}}{J_p}}; & n_{02} &= a_p (\eta_1 - \eta_3) \frac{B_{YPI}}{2J_p},\end{aligned}\quad (3.48)$$

где ω_i и n_i – собственные частоты и коэффициенты затухания колебаний механической системы.

Задача построения модели образца заключается в подборе её параметров m_n , J_p , B_{YPI} , C_{YPI} , η_i , ψ_p и других таким образом, чтобы обеспечить на модели подобие динамических характеристик натурального подвижного состава. Для нахождения этих условий подобия необходимо привести уравнения системы к безразмерному виду. Для упрощения анализа нелинейные силы будем считать на данном этапе исследований условно постоянными. Затем, на следующем этапе исследований, мы их будем рассматривать в критериальных соотношениях.

На основе анализа дифференциальных уравнений (3.46), (3.47) и (3.48) объекта исследования и его физической модели выразим основные соотношения физических параметров через *масштабы подобия*:

$$\begin{aligned}C_m &= \frac{m_{no}}{m_{nm}}; & C_J &= \frac{J_{po}}{J_{pm}}; & C_B &= \frac{B_{YPIo}}{B_{YPIM}}; & C_{B\psi} &= \frac{B_{\psi Bo}}{B_{\psi BM}}; & C_C &= \frac{C_{YPIo}}{C_{YPIM}}; & C_{C\psi} &= \frac{C_{\psi Bo}}{C_{\psi BM}}; \\ C_l &= \frac{\eta_{lo}}{\eta_{lm}} = \frac{\eta_{po}}{\eta_{pm}} = \frac{\eta_{3o}}{\eta_{3m}} = \frac{a_{po}}{a_{pm}} = \frac{a_{co}}{a_{cm}} = \frac{bs_o}{bs_m}; & C_\psi &= \frac{\psi_{po}}{\psi_{pm}}; & C_a &= \frac{a_{no}}{a_{nm}}; \\ C_F &= \frac{F_{YBo}}{F_{YBM}} = \frac{Y_{111o}}{Y_{111M}} = \frac{Y_{112o}}{Y_{112M}} = \frac{Y_{H11o}}{Y_{H11M}} = \frac{X_{1jko}}{X_{1jkm}}; & C_\omega &= \frac{\omega_{01o}}{\omega_{01M}} = \frac{\omega_{02o}}{\omega_{02M}}; \\ C_n &= \frac{n_{01o}}{n_{01M}} = \frac{n_{02o}}{n_{02M}},\end{aligned}$$

где *масштабы подобия*: C_m – массы колёсной пары; C_J – момента инерции тележки относительно бокового отнosa; C_C – линейных коэффициентов упругости пружинных комплектов; $C_{C\psi}$ – угловых коэффициентов упругости; C_B – линейных коэффициентов сопротивления амортизаторов; $C_{B\psi}$ – угловых коэффициентов сопротивления; C_l – геометрических размеров; C_ψ – угловых колебаний тележки; C_a – поперечного непогашенного ускорения; C_F –

нелинейных сил; C_ω – собственных частот колебаний; C_n – показателя затухания колебаний.

Масштабы подобия введём в дифференциальные уравнения, характеризующие модельный объект

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{C_m C_i}{C_t^2} \right) m_{\text{м}} \ddot{\eta}_{\text{м}} + \left(\frac{C_B C_i}{C_t} \right) B_{\text{IPII}} \dot{\eta}_{\text{м}} + (C_C C_i) C_{\text{IPII}} \eta_{\text{м}} = \\
 & = \left(\frac{C_B C_i}{C_t} \right) B_{\text{IPII}} \dot{\eta}_{\text{П}} + \left(\frac{C_B C_i C_\Psi}{C_t} \right) B_{\text{IPII}} a_{\text{П}} \dot{\psi}_{\text{П}} + (C_C C_i) C_{\text{IPII}} \eta_{\text{П}} + \\
 & + (C_C C_i C_\Psi) C_{\text{IPII}} a_{\text{П}} \dot{\psi}_{\text{П}} + (C_F) Y_{112\text{м}} - (C_F) Y_{112\text{п}} - (C_F) Y_{H1\text{м}} + \\
 & + (C_m C_\alpha) m_{\text{м}} a_{\text{м}}; \\
 & \left(\frac{C_J C_\Psi}{C_t^2} \right) J_{\text{П}} \ddot{\psi}_{\text{П}} + \left(\frac{C_B C_\Psi}{C_t} \right) B_{\Psi\text{П}} \dot{\psi}_{\text{П}} + \left(\frac{C_B C_i^2 C_\Psi}{C_t} \right) B_{\text{IPII}} 2a_{\text{П}}^2 \dot{\psi}_{\text{П}} + \\
 & + (C_C C_\Psi) C_{\Psi\text{П}} \psi_{\text{П}} + (C_C C_i^2 C_\Psi) C_{\text{IPII}} 2a_{\text{П}}^2 \psi_{\text{П}} = \\
 & = \left(\frac{C_B C_i^2}{C_t} \right) B_{\text{IPII}} a_{\text{П}} (\dot{\eta}_{\text{м}} - \dot{\eta}_{\text{П}}) + (C_C C_i^2) C_{\text{IPII}} a_{\text{П}} (\eta_{\text{м}} - \eta_{\text{П}}) + \\
 & + (C_F C_i) F_{\text{IPII}} a_{\text{П}} + (C_F C_i) \left[X_{112\text{м}} - X_{112\text{п}} + X_{122\text{м}} - X_{122\text{п}} + \right. \\
 & \quad \left. + X_{132\text{м}} - X_{132\text{п}} \right] b_{5\text{м}}; \\
 & (C_\alpha) \omega_{01\text{м}} = \sqrt{\left(\frac{C_C}{C_m} \right) \frac{C_{\text{IPII}}}{m_{\text{м}}}}; \quad (C_n) n_{01\text{м}} = \left(\frac{C_B}{C_m} \right) \frac{B_{\text{IPII}}}{2m_{\text{м}}}; \\
 & (C_\alpha) \omega_{02\text{м}} = \sqrt{\left(\frac{C_C C_i^2}{C_J} \right) a_{\text{П}} (\eta_{\text{м}} - \eta_{\text{П}}) \frac{C_{\text{IPII}}}{J_{\text{П}}}}; \\
 & (C_n) n_{02\text{м}} = \left(\frac{C_B C_i^2}{C_J} \right) a_{\text{П}} (\eta_{\text{м}} - \eta_{\text{П}}) \frac{B_{\text{IPII}}}{2J_{\text{П}}}.
 \end{aligned} \tag{3.49}$$

Уравнение (3.49) отличается от уравнений (3.46), (3.47) и (3.48) тем, что перед каждой переменной величиной имеются комплексы, составленные из масштабов подобия. Каждый из критериев подобия, входящих в критериальное уравнение, равен единице. Например, из первого уравнения имеем

$$\frac{C_m C_i}{C_t^2} \cdot \frac{C_t}{C_B C_i} = \frac{C_m}{C_B C_t} = 1; \quad \frac{C_m C_i}{C_t^2} \cdot \frac{C_t}{C_B C_i C_\Psi} = \frac{C_m}{C_B C_t C_\Psi} = 1.$$

Остальные критерии получены аналогичным образом. На основании подобия дифференциальных уравнений объекта и модели определены основные соотношения масштабов подобия, которые сведены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Масштабы подобия модели и природы тепловоза 2ТЭ116

Наименование физических величин	Масштаб подобия
1	2
1) Геометрические размеры, м	C_l
2) Угловые координаты, рад	$C_\psi = 1$
3) Частоты собственных колебаний, с ⁻¹	$C_\omega = \sqrt{\frac{C_c}{C_m}} = \sqrt{\frac{C_c C_l^2}{C_J}} = 1$
4) Коэффициент затухания амплитуд, с ⁻¹	$C_n = \frac{C_B}{C_m} = \frac{C_B C_l^2}{C_J} = 1$
5) Сила инерции, Н	$C_F = \frac{C_m C_l}{C_t^2} = C_m C_a$
6) Сила сопротивления, Н	$C_F = \frac{C_B C_l}{C_t} = C_B C_v$
7) Сила упругости, Н	$C_F = C_c C_l$
8) Момент сил инерции, Н·м	$C_M = \frac{C_J C_\psi}{C_t^2} = C_F C_l$
9) Момент сил сопротивления, Н·м	$C_M = \frac{C_{B\varphi} C_\psi}{C_t} = \frac{C_B C_l^2}{C_t} = C_l C_l;$ $C_M = \frac{C_{B\varphi} C_\psi}{C_t} = \frac{C_B C_l^2 C_\psi}{C_t} = C_F C_l$

Продолжение таблицы 3.5

1	2
10) Момент сил упругости, Н·м	$C_M = C_{C\phi} C_\psi = \frac{C_B C_l^2}{C_\psi C_l} C_\psi = C_F C_l;$ $C_M = C_{C\phi} C_\psi = \frac{C_C C_l^2}{C_\psi} C_\psi = C_F C_l;$ $C_M = C_{C\phi} C_\psi = \frac{C_F C_l}{C_\psi} C_\psi = C_F C_l;$ $C_M = C_C C_l^2 C_\psi = C_F C_l,$
11) Мощность трения, Вт	$\tilde{N}_{N_0} = \tilde{N}_N C_{vc} = \frac{\tilde{N}_N}{\tilde{N}_m C_g}$
12) Скорость качения, м/с	$C_v = \frac{C_B C_l}{C_m} = C_l$
13) Скорость скольжения, м/с	$C_{vc} = C_g C_l = 1$
14) Период колебаний; время трения, с	$C_t = \frac{C_m}{C_B} = 1$ $C_t = \sqrt{\frac{C_m}{C_C}} = 1$
15) Масса, кг	$C_m = C_B = C_C$ $C_m = \frac{C_F C_l}{C_{vc}}, C_m = C_F$
16) Момент инерции, кг·м ² /рад	$C_J = C_{B\phi}$ $C_J = C_{C\phi}$ $C_J = C_B C_l^2 = C_C C_l^2$ $C_J = \frac{C_C C_l^2 C_l^2}{C_\psi} = \frac{C_B C_l^2 C_l}{C_\psi}$ $C_J = \frac{C_F C_l C_l^2}{C_\psi} = \frac{C_m C_l^2}{C_\psi}$

Окончание таблицы 3.5

1	2
17) Коэффициент сопротивления, Н·с/м	линейного $C_B = \frac{C_F C_l}{C_l}$ $C_B = \frac{C_F}{C_{yc}} = \frac{C_F}{C_g C_l}$ $C_B = C_F$
18) Коэффициент сопротивления, Н·м·с/рад	углового $C_{B\varphi} = \frac{C_B C_l^2}{C_\psi} = \frac{C_C C_l^2 C_l}{C_\psi} = \frac{C_F C_l C_l}{C_\psi}$
19) Линейная жёсткость, Н/м	$C_C = \frac{C_m}{C_l^2} = \frac{C_B}{C_l} = \frac{C_F}{C_l}$
20) Угловая жёсткость вала, Н·м/рад	$C_{C\varphi} = \frac{C_B C_l^2}{C_\psi C_l} = \frac{C_C C_l^2}{C_\psi} = \frac{C_F C_l}{C_\psi}$

В данном примере мы рассмотрели только два дифференциальных уравнения: поступательных поперечных и угловых колебаний тележки. При этом мы не рассматривали зависимости нелинейных функций сил от перемещений. Несмотря на это обстоятельство, результаты последующего усложнения задачи дадут незначительные изменения в результатах анализа или будут совпадать с вышеизложенными.

Определение нагрузочно-скоростных условий проведения стендовых испытаний:

1) Исходя из соотношений радиусов колеса натурального локомотива R и модельного ролика r находим симплекс геометрического масштаба

$$C_l = \frac{R}{r} = \frac{0,525}{0,02} = 26,25, \quad (3.50)$$

где R – радиус колеса натурального тепловоза 2ТЭ116, м;

r – радиус ролика, м.

2) Определим путь трения качения, пройденный колесом натурального локомотива при преодолении круговой кривой на угол $\pi/2$ радиан

$$L = \frac{\pi}{2} R = \frac{\pi}{2} \cdot 250 = 392,7 \text{ м}, \quad (3.51)$$

где R – радиус преодолеваемой кривой, м.

3) Определим продолжительность трения

$$t_{\text{т}} = \frac{L}{V_p} = \frac{392,7 \cdot 3,6}{70} = 20,2 \text{ с}, \quad (3.52)$$

где L – путь трения качения, м;

V_p – заданная скорость движения локомотива, км/ч.

4) Определим путь трения скольжения натурального внешнего колеса локомотива относительно внутреннего

$$\begin{aligned} L_{c_{\text{м}}} = L_{c_{\text{н}}} = L_2 - L_1 &= \pi \left(R + \frac{B}{2} \right) \alpha - \pi \left(R - \frac{B}{2} \right) \alpha = \pi B \cdot \alpha = \\ &= \pi B \cdot \frac{L}{\pi R} = \frac{B}{R} L = \frac{1,53}{250} \cdot 392,7 = 2,403 \text{ м}, \end{aligned} \quad (3.53)$$

где R – радиус криволинейного участка пути, м;

B – ширина колеи, м;

α – величина дуги окружности, проходимой локомотивом за время трения $t_{\text{т}}$;

L – путь трения качения колёс натурального локомотива, м (3.50).

5) Скорости скольжения как внешнего колеса локомотива относительно внутреннего, так и ролика относительно неподвижной колодки при испытаниях на машине трения типа ИИ-5018 по схеме «ролик-колодка» должны быть равны, так как в соответствии с третьей теоремой подобия масштаб скорости скольжения $C_{vc} = 1$

$$v_{c_{\text{м}}} = v_{c_{\text{н}}} = \left[\frac{L_c}{t_{\text{т}}} \right]_{\text{н}} = \frac{2,403}{20,2} = 0,119 \text{ м/с}, \quad (3.54)$$

где L_c – путь трения скольжения натурального внешнего колеса локомотива относительно внутреннего, м (3.51);

t_T – продолжительность трения, с (3.52).

6) Угловую скорость вращения испытываемого модельного ролика определим через известную скорость скольжения v_c

$$\Omega_M = \frac{60 v_c}{2\pi r_1} = \frac{60 \cdot 0,119}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,025} = 45,4 \text{ об/мин}, \quad (3.55)$$

где v_c – скорость скольжения, м/с (3.54);

r_1 – радиус ролика, м.

7) Нормальную нагрузку ролика на колодку (модельного фрикционного контакта «рельс – колесо») определим как

$$[N]_M = \frac{[N]_H}{C_{Aa}} = \frac{[N]_H}{C_l^2} = \frac{112700}{26,25^2} \approx 163,6 \text{ Н}, \quad (3.56)$$

где P_H – статическая нагрузка колеса на рельс натурального подвижного состава, Н;

C_{Aa} – масштаб подобия номинальной площади касания A_a .

При решении поставленной задачи по определению оптимальной ширины рельсовой колеи S_k и определении экспериментальной зависимости силы тяги F_m как функций бокового усилия Y_R , ширины колеи S_k и частоты внешних воздействий ω на фрикционную систему «колесо набегающей на рельс колёсной пары – рельс» определён критерий подобия тяговой мощности F_m

$$\pi_{F_T} = \frac{\left(\frac{F_T}{N}\right) \left(\frac{S_k}{l}\right) \left(\frac{\omega l}{v}\right)}{\left(\frac{Y_R}{N}\right)} = \frac{F_T S_k \omega}{v Y_R} = idem, \quad (3.57)$$

$$\pi_{F_T} = \frac{C_{F_T} C_{S_k} C_\omega}{C_v C_{Y_R}} = \frac{C_l^2 \cdot C_l \cdot 1}{C_l \cdot C_l^2} = 1$$

Зная полученные нами критерий подобия (3.57), с помощью методов математического планирования физического эксперимента были получены уравнения регрессии

– в кодовых значениях факторов (для модели)

$$\bar{y} = 4,725 + 0,409x_1 - 1,111x_2 - 0,501x_3 + 0,221x_1^2 + 0,983x_2^2 - 0,252x_3^2,$$

где x_1, x_2, x_3 – кодовое представление факторов бокового усилия Y_R , скорости качения колёсных пар v_k и ширины колеи S_k ;

– в натуральных значениях факторов (для модели)

$$F_T = -10346 - 0,00247Y_R - 3,38v_k + 68,2S_k + 4,5 \cdot 10^{-7}Y_R^2 + 0,409v_k^2 - 0,112S_k^2;$$

– в натуральных значениях факторов (для натурального подвижного состава)

$$F_T = -10346 - \frac{0,00247}{C_l^2}Y_R - \frac{3,38}{C_l}v_k + \frac{68,2}{C_l}S_k + \frac{4,5 \cdot 10^{-7}}{C_l^4}Y_R^2 + \\ + \frac{0,409}{C_l^2}v_k^2 - \frac{0,112}{C_l^2}S_k^2,$$

где C_l – принятый нами геометрический масштаб моделирования;

C_l^2 – геометрический масштаб сил (табл. 3.5);

C_l – геометрический масштаб скорости качения колёсных пар и ширины колеи (табл. 3.5).

В нашем случае геометрический масштаб подобия $C_l = 5$. Подставив в вышеприведённое уравнение значения боковой силы Y_R [Н], скорости качения колёсных пар v_k [м/с] и ширины колеи S_k [мм] для натурной системы «подвижной состав – путь», получим экспериментальные значения силы тяги F_T для натурального локомотива:

$$F_T = -10346 - 9,88 \cdot 10^{-5}Y_R - 0,676v_k + 13,64S_k + \\ + 7,2 \cdot 10^{-10}Y_R^2 + 0,016v_k^2 - 0,00448S_k^2,$$

а оптимальные значения варьируемых величин для натурального подвижного состава имеют значения:

- боковых усилий на рельсы $Y_R^{(опт)} = 68,7$ кН;

- скорости движения локомотива $v_k^{(опт)} = 19,4$ м/с (70 км/ч);

- ширины рельсовой колеи $S_k^{(опт)} = 1520,05$ мм.

Поставленная задача определения оптимальной ширины рельсовой колеи решена не в эксплуатационных условиях, а на модели, что позволяет экономить материально-технические средства.

При решении задач по оптимизации ширины рельсовой колеи S_k и определении экспериментальной фактической площади касания колёсных пар с рельсами методом Боудена и Тейбора при различных значениях нагрузки N , скорости движения V (скорости скольжения V_c), непогашенного ускорения a_{nn} и ширины колеи S_k впервые определён критерий подобия контактного давления Q :

$$\pi_Q = \left(\frac{Ql^2}{N} \right) \cdot \frac{\left(\frac{a_{nn}l}{V^2} \right) \left(\frac{S_k}{l} \right)}{\left(\frac{V_c}{V} \right) \left(\frac{h_R}{l} \right) \left(\frac{\omega_0 l}{V} \right) \left(\frac{HB_3 l^2}{N} \right)} = Q \cdot \frac{a_{nn} S_k}{V_c h_R \omega_0 HB_3} = idem \quad (3.58)$$

где ω_0 – частота собственных колебаний системы «колесо – рельс»; h_R – возвышение наружного рельса в кривой; HB_3 – твёрдость третьего тела в контакте колёс с рельсами (загрязнений, модификаторов трения и т.п.).

Зная полученные нами критерии подобия (3.57) и (3.58), с помощью методов математического планирования физического эксперимента в последующем будут получены уравнения регрессии. Численное значение полиномов, связывающих выходной параметр оптимизации с варьируемыми факторами, позволит нам с помощью методов градиента функции или координатного спуска определить оптимальные значения ширины рельсовой колеи, непогашенного ускорения, возвышения наружного рельса и других параметров.

3.6 Выводы

Выполненные исследования технического состояния узла трения модели взаимодействия колеса тягового подвижного состава с рельсами показали, что использование теоретических основ трибоспектральной идентификации процессов трения и динамического мониторинга изменений упруго-диссипативных и динамических характеристик позволяет выявить наиболее коррелируемые диапазоны частот колебаний фрикционно-механической системы. В выбранных интервалах частот отображается изменение физико-механических, трибологических, температурных характеристик контактирующих поверхностей трения и используемых смазочных материалов или активаторов сцепления.

Использование динамического критерия качества (3.20) удобно для последующего использования в САР приводами подачи смазочных материалов и автоматизированного управления фрикционными свойствами натуральных трибосистем тягового подвижного состава.

Внедрение способа мониторинга узлов трения на основе метода трибоспектральной идентификации позволяет идентифицировать изменение градиента физико-механических свойств фрикционного взаимодействия и установить как ресурс разового нанесения смазочного материала, так и с той или иной степенью точности прогнозировать остаточный ресурс их работы до наступления сухого контакта.

Было практически доказано, что ресурс разового нанесения смазочного материала РАПС-2 с микрокапсульной структурой технологии их производства на 24 % меньше ресурса смазочных стержней РАПС-1 с твёрдой пластиковой оболочкой, однако эффективный коэффициент трения снижается в два раза, что обуславливает снижение износа и возрастание суммарного ресурса колёсных пар и рельсов.

При активации фрикционных связей металлоплакирующим материалом в течение не менее 60 с динамический безразмерный коэффициент демпфирования возрастает в два-три раза, что снижает амплитуды фрикционных автоколебаний

объёмов масс поверхностных слоёв контактирующих тел и среднеквадратичных отклонений коэффициента трения как в переходных, так и стационарных режимах движения, изменяет микрогеометрию контактирующих поверхностей трения и формирует новую равновесную шероховатость.

Окончательное решение по эффективности технологии по металлоплакированию фрикционных связей можно получить на базе системы анализа поверхности (интерференционного микроскопа – оптического профилометра «NewView-600» фирмы ZYGO), позволяющего выполнить трёхмерный анализ геометрической структуры поверхности трения.

Наличие металлоплакирующего материала во фрикционном контакте при реализации сил сцепления тягового подвижного состава полностью нивелирует негативное влияние попадания смазочных загрязнений на тяговую поверхность.

Выполненные исследования технического состояния модели узла трения «колесо – рельс» показали, что использование теоретических основ трибоспектральной идентификации процессов трения и динамического мониторинга изменений упруго-диссипативных и динамических характеристик позволяет выявить наиболее коррелируемые диапазоны частот колебаний фрикционно-механической системы, на которых отображается изменение физико-механических, трибологических, температурных характеристик контактирующих поверхностей трения и используемых смазочных материалов. Это направление мониторинга можно также использовать для идентификации качества наносимых на пару трения антифрикционных материалов, поверхностно-активных веществ, способствующих увеличению ресурса работы трибосопряжения, снижению сил сопротивления и температуры.

Внедрение способа мониторинга узлов трения на основе метода трибоспектральной идентификации позволяет с той или иной степенью точности прогнозировать остаточный ресурс разового нанесения твёрдых смазочных покрытий и своевременно управлять приводами подачи смазки.

Выполненные исследования показали возможность идентифицировать техническое состояние фрикционной подсистемы «колесо – рельс» в реальном

времени её функционирования, определить наличие или отсутствие смазочного материала в зоне фрикционного контакта. Кроме того, возможно оценивать наступление граничного трения и трения без смазочного материала. Это позволяет выполнять с некоторой степенью достоверности прогноз остаточного ресурса твёрдосмазочного материала и тем самым управлять механическим приводом подачи смазки на гребень колеса.

4 ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПЕРЕНОСА МЕТАЛЛОПЛАКИРУЮЩЕГО МОДИФИКАТОРА ТРЕНИЯ И АНАЛИЗ ЕГО ВЛИЯНИЯ НА МИКРОРЕЛЬЕФ ФРИКЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

4.1 Исследование морфологии поверхности лабораторных образцов

С целью установления механизма переноса металлоплакирующего модификатора трения, а также анализа его влияния на микрорельеф поверхности трения проводилось изучение состояния поверхности металлических контр тел (роликов) после трения на машине трения типа Амслер (ИИ-5018). Морфология поверхности исследовалась с помощью системы анализа поверхности (интерференционного микроскопа – оптического профилометра «NewView-600» фирмы ZYGO).

Сканирующий интерференционный микроскоп «NewView-600» – это универсальный (многоцелевой) прибор для трёхмерного анализа геометрической структуры поверхности различных объектов, изготовленных из разного материала: металла, керамики, стекла и т.д. Он создаёт графические изображения и проводит их цифровой анализ с целью получения высокоточных данных о структуре поверхности исследуемого объекта [211].

Анализ морфологии поверхности осуществлялся по параметрам: высота между самой низкой и самой высокой точками рельефа поверхности, среднеквадратическое отклонение всех точек от виртуальной плоскости, подогнанной к рельефу поверхности, средняя шероховатость.

На основе данных об относительной высоте микроскоп позволяет определять:

- параметры шероховатости поверхности, нормируемые в отечественных и международных стандартах;
- радиус кривизны поверхности, в том числе радиус сферы;
- относительную высоту.

Система анализа поверхности оборудована объективом с 10-кратным увеличением. Площадь сканирования данного объектива составляет 0,371 мм².

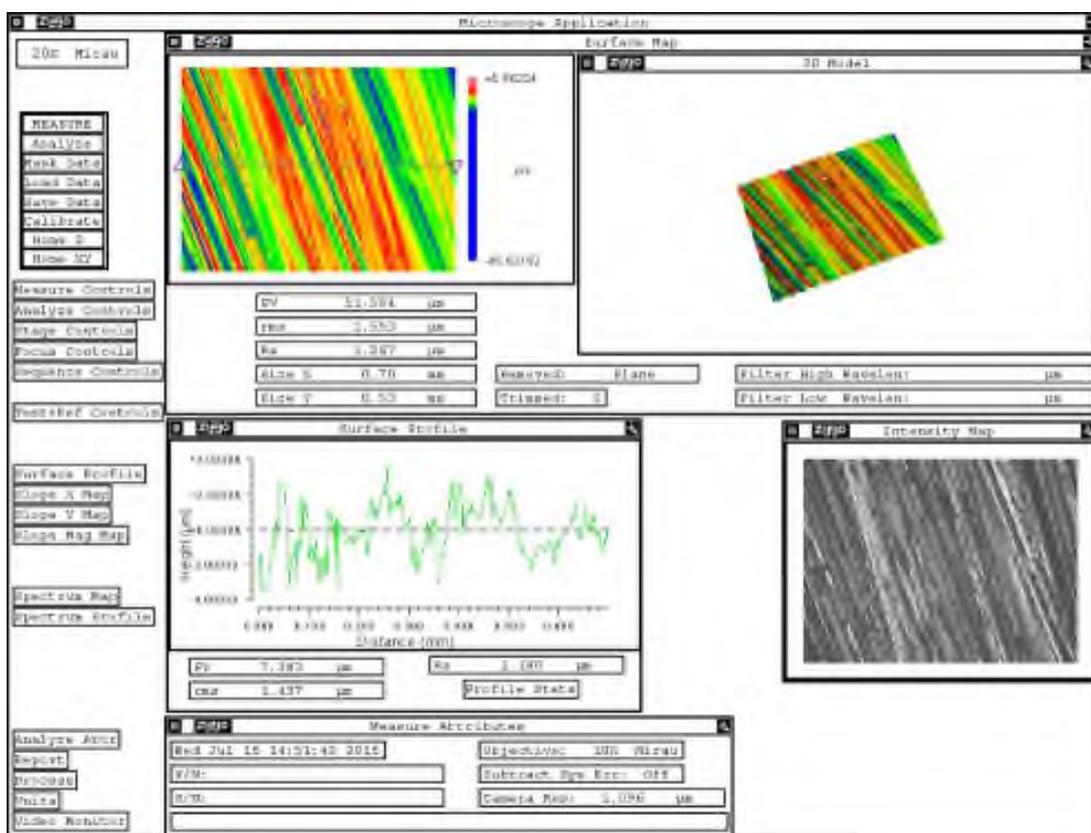


Рисунок 4.1 – Представление результатов исследования поверхности контрол (роликов) на экране монитора

Для трансформации данных полученных на «NewView-600» использовано программное обеспечение MetroPro 9. Данные преобразуются в графические схемы и цифровые результаты и отображаются на экране монитора.

В соответствии с методикой [212] испытания проводились при нормальных климатических условиях: $25 \pm 5^\circ\text{C}$, относительная влажность не более 80 %, атмосферное давление от 630 до 800 мм.рт.ст. Перед проведением испытаний был выполнен требуемый [211,212] ряд настроек профилометра (рисунок 4.2).

В качестве основного критерия при оценке микрорельефа поверхности использован параметр Ra – изменение средней шероховатости, который,

определяется как среднее арифметическое отклонение профиля от средней наклонной прямой или плоскости (средней линии профиля, средней плоскости), проведенной методом наименьших квадратов.

При исследовании образцов с помощью системы анализа поверхности «NewView-600» параметры выводились на монитор и сохранялись в виде файла данных и 3D-изображения (рисунок 4.1). После построения 3D-скана возможно продолжение трибологических испытаний или могут быть проведены другие исследования без потери информации предыдущего этапа, к которым можно вернуться через 3D-скан в любой момент исследований, даже при отсутствии оригинала (образца).

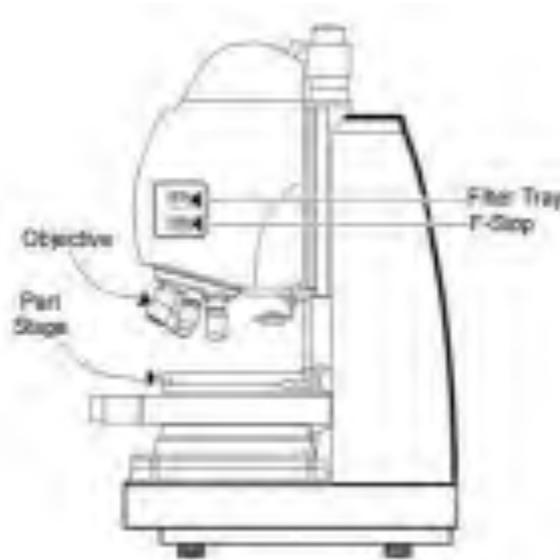


Рисунок 4.2 – Профилометр NewView 600s

Исследуемый образец закрепляют на специальной платформе. Запускают программу MetroPro. В появившемся окне выбирается подпрограмма Micro.app. Выбирается установленный объектив путем нажатия на кнопку смены объектива. В окне «Measure controls» – параметры измерения (рисунок 4.3) устанавливаются режим измерения (Acquisition Mode), режим камеры (Camera Mode), глубина сканирования (Scan Length), минимальный размер участка (Min Area Size), количество усреднений (Number of Averages).

В окне Analyze controls – параметры анализа (рисунок 4.4)

устанавливаются параметры фильтрации, которые определяют настройки, действующие при проведении анализа.

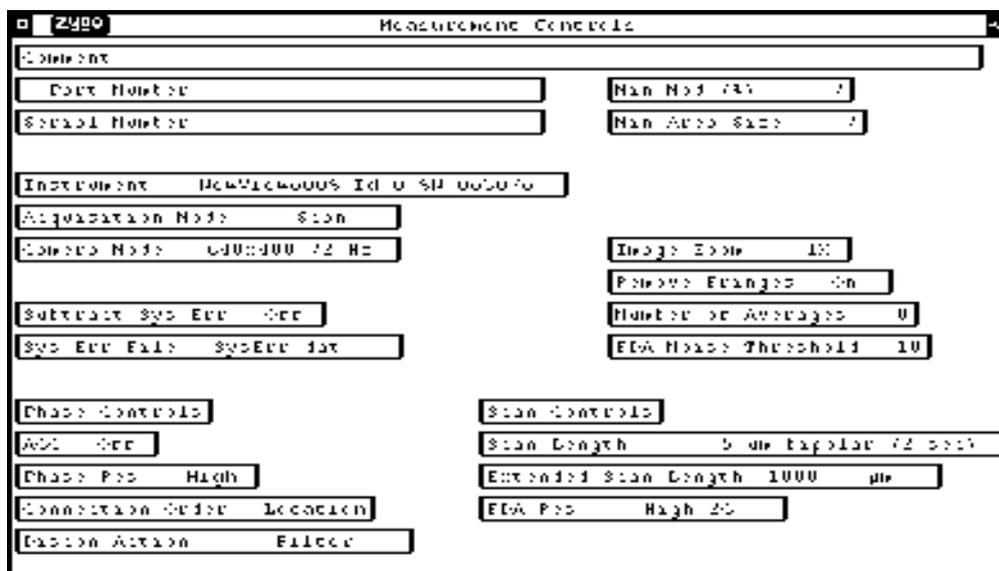


Рисунок 4.3 – Окно Measure controls

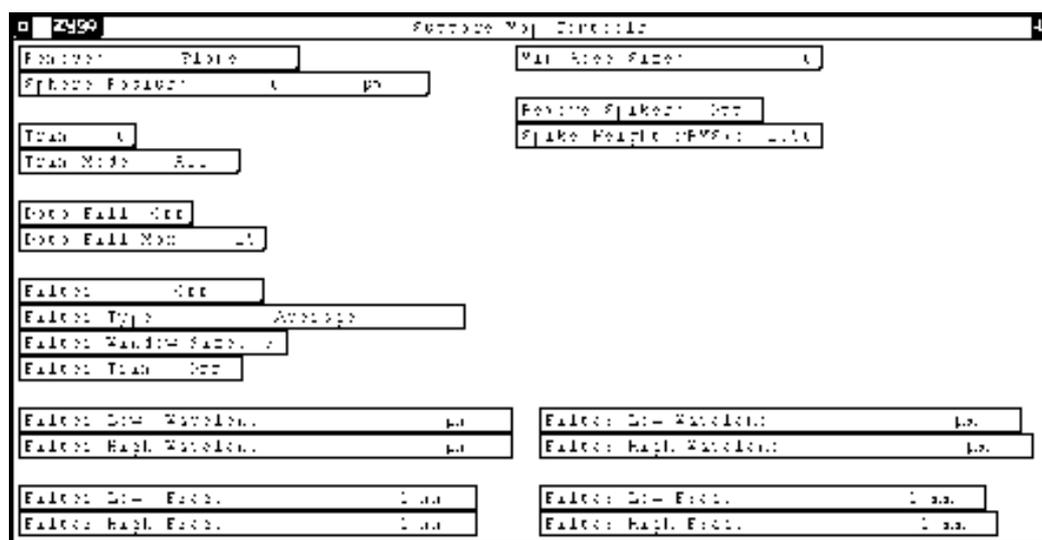


Рисунок 4.4 – Окно Analyze controls

После установке образца на измерительной платформе нажимаем клавишу F1 для проведения измерения.

После проведения измерений отображается окно с результатами, в котором отображаются различные трехмерные графики и карты топографии измеренной поверхности, а также основные числовые результаты (рисунок 4.1). Помимо этого выводится оптическое отображение измеряемого участка поверхности, на котором возможно дополнительно нанести картину

интерференционных полос (рисунок 4.1).

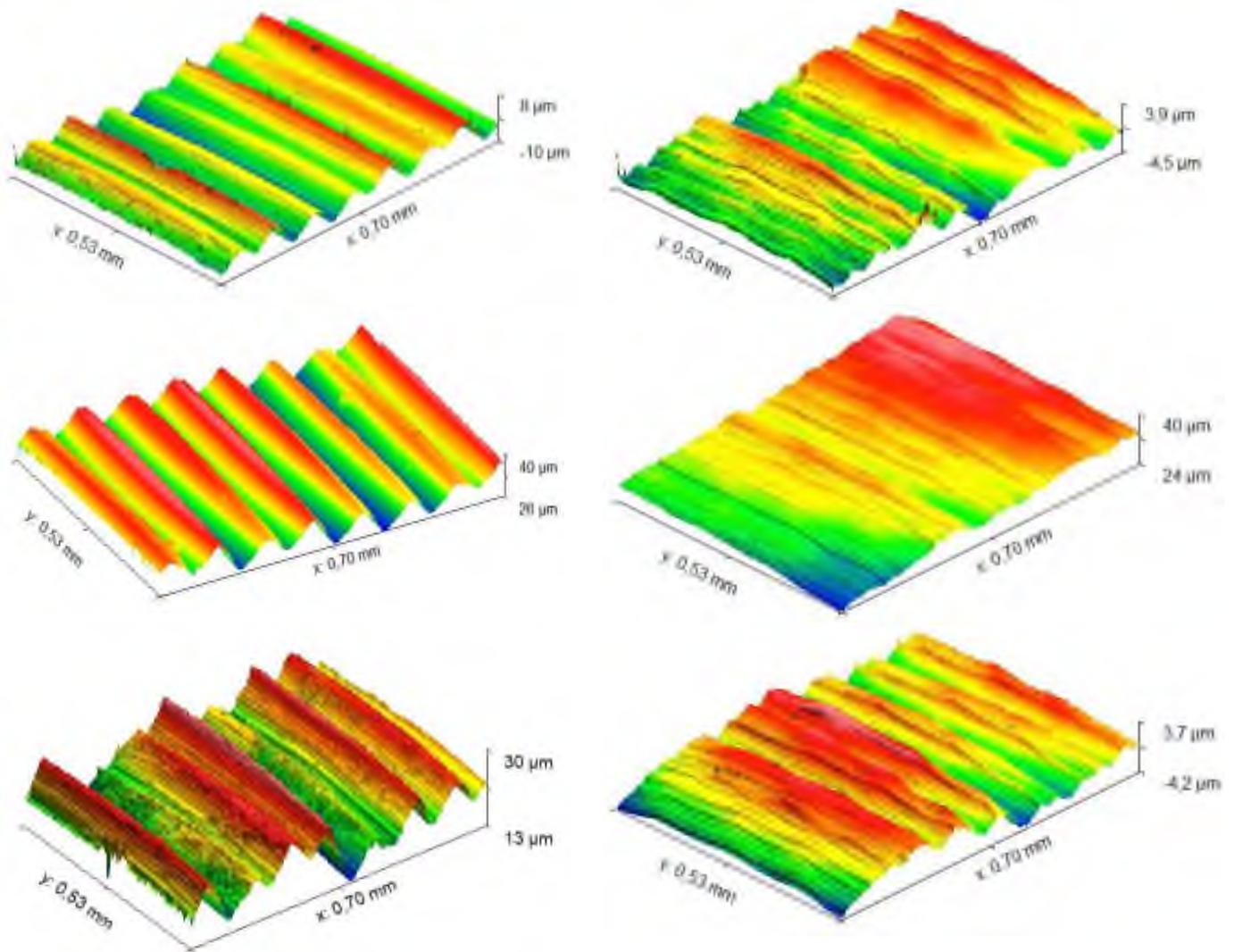
Каждый образец исследовался в трех точках, расположенных под 120° и вычислялось среднее значение шероховатости R_a . Исходные ролики имели среднюю шероховатость $R_a \text{ ср} = 3,325 \text{ мкм}$.

Поверхность роликов исследовалась после трибологических испытаний на машине трения типа Амслер ИИ-5018 по схеме «ролик – ролик» при установке в приводе зубчатых шестерен, обеспечивающих проскальзывания 0 % образцов. Диаметр контактирующих поверхностей подбирался таким образом, чтобы обеспечить величину проскальзывания в контакте от 2 до 3 %. Ролики приводятся во вращение с заранее установленной частотой вращения 130 об/мин. Нормальная нагрузка на образцы составляла 192–195 Н. Модификатор трения подавался контактно-ротапринтным способом в горизонтальной плоскости, исключая вертикальное давление на образцы, с обеспечением подачи перпендикулярно оси вращения ролика.

Морфология базовой поверхности контр тел образцов представлена на рисунке 4.5.

Как видно из рисунка, поверхность тел представлена чередующимися выступами и впадинами, распределенными по поверхности равномерно, что соответствует профилю резца токарного станка, используемого при изготовлении образцов.

На образцах были проведены серии экспериментов по нанесению модификатора трения с анизотропными свойствами. Каждый раз материал подавался на новую дорожку трения. В качестве материала модификатора трения был выбран алюминий различной твердости. Эксперимент состоял из трех нанесений мягкого (марки АД0) и твердого алюминия (марки АД50) в виде сплошных полос, а также в виде трубы. Результат трибологических испытаний по нанесению мягкого и твердого алюминия представлены соответственно на рисунках 4.6 и 4.7.



Поверхности трения верхнего образца до нанесения материала модификатора

Поверхности трения нижнего образца до нанесения материала модификатора

Рисунок 4.5 – Базовые поверхности трения образцов

Как видно из анализа микрорельефа поверхностей исследуемых образцов, при подаче мягкого алюминия (рисунок 4.6) происходит заполнение им глубоких борозд, сопровождающееся уменьшением уровня шероховатости, что свидетельствует о увеличении фактической площади касания. Поверхности при этом представлены относительно ровными участками с образованием вторичных структур, закрепленных на поверхности базового образца. Образованные вторичные структуры наблюдаются на поверхности обоих контр тел, что свидетельствует о

надежном закреплении материала модификатора на верхнем образце при обеспечении контактно-ротационного способа подачи и переносе материала модификатора в контакт трения с нижним образцом. Кроме того, можно сделать промежуточный вывод о наличии достаточного объема материала модификатора в контакте трения и защите поверхностей образцов от износа за счет формирования на поверхностях контртел вторичных структур. Средняя шероховатость участков $Ra_{cp} = 2,84$ мкм.

Поверхности верхнего образца после нанесения материала модификатора (мягкий Ал) образец 5008

Поверхности нижнего образца после нанесения материала модификатора (мягкий Ал) 4942

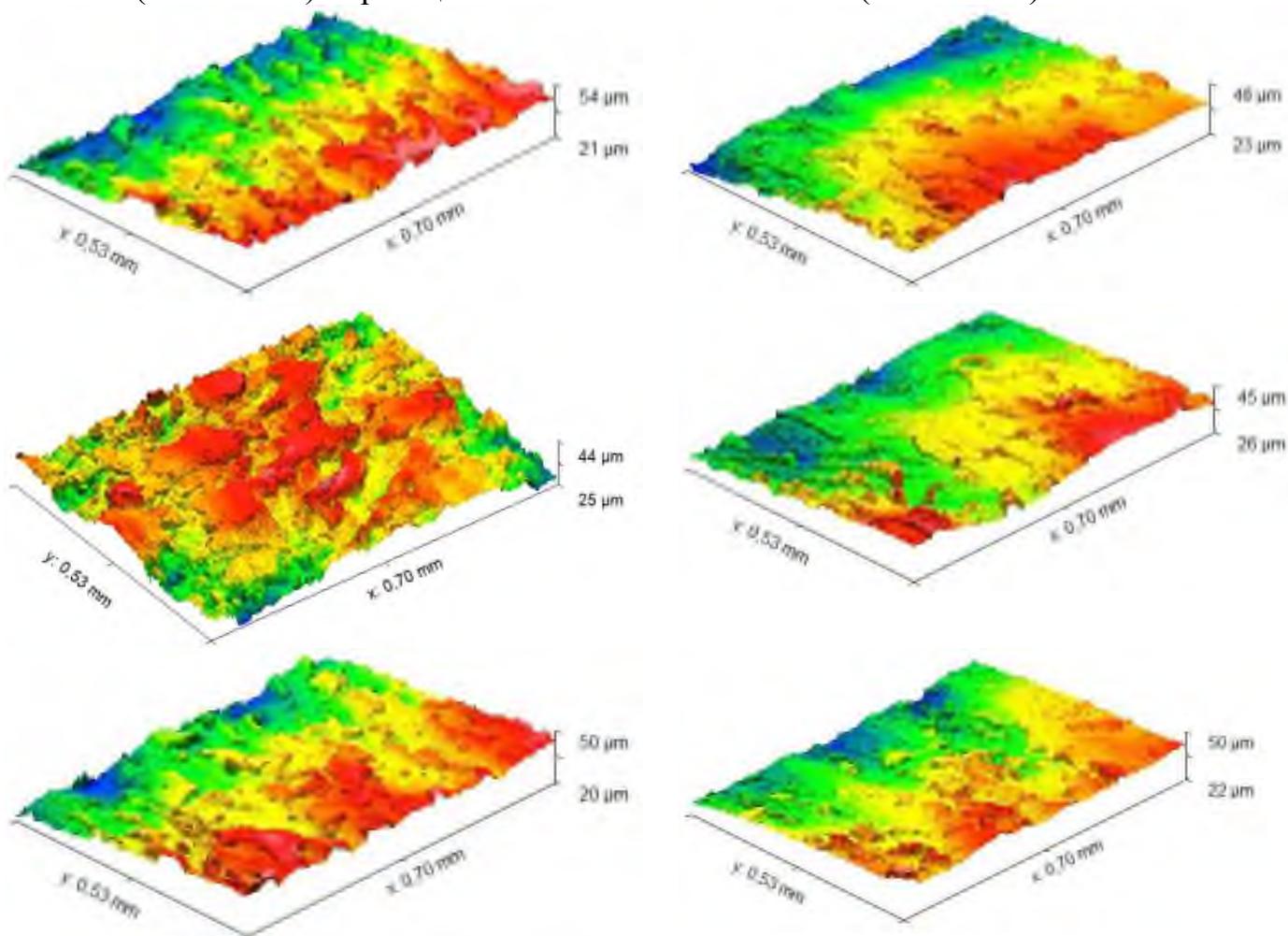


Рисунок 4.6 – Поверхности трения образцов при нанесении мягкого алюминия

При подаче твердого алюминия (рисунок 4.7) наблюдается схожая картина, однако, на поверхностях трения контр тел наблюдается неравномерное распределение вторичных структур с ярко выраженными пиками. Средняя величина шероховатости поверхности ниже уровня базовых поверхностей образцов, но выше, чем при подаче мягкого алюминия. Средняя шероховатость участков $Ra_{cp} = 3,12$ мкм, что свидетельствует о худшей защите базовой поверхности от износа.

Поверхности верхнего образца после нанесения материала модификатора (твердый Ал) 5134

Поверхности нижнего образца после нанесения материала модификатора (твердый Ал) 5049

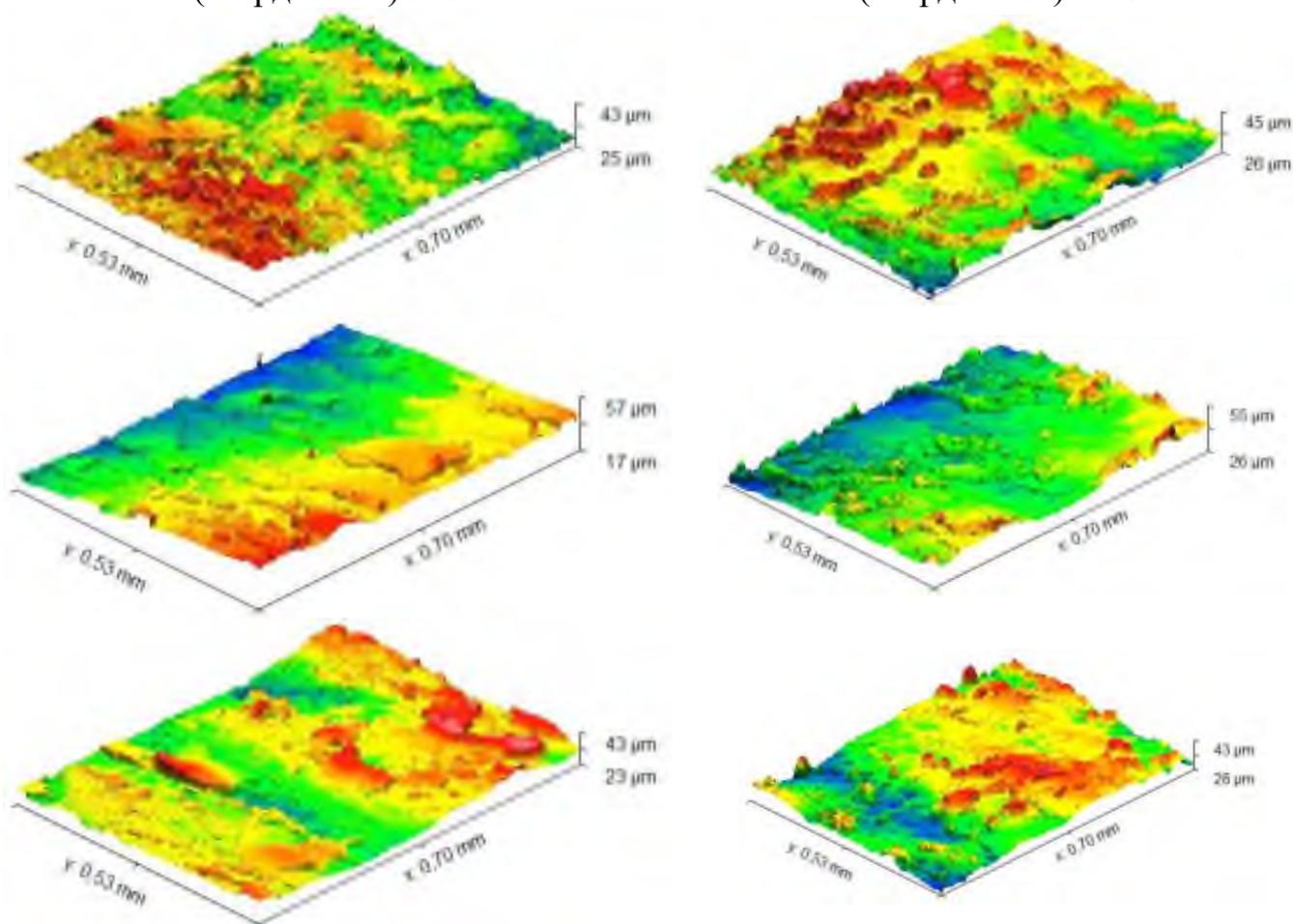


Рисунок 4.6 – Поверхности трения образцов при нанесении твердого алюминия

Для анализа работы модификатора трения в экстремальных условиях во фрикционный контакт базовых поверхностей была осуществлена подача загрязнителя (рисунок 4.8), в качестве которого использовалось

трансмиссионное масло. После снижения коэффициента трения в контакте с базового 0,13 для сухого состояния контакта до 0,07 при нанесении загрязнителя была осуществлена подача материала модификатора трения в виде мягкого алюминия, что привело к росту коэффициента трения до 0,17 и стабилизации этого значения на всем протяжении подачи модификатора. Средняя шероховатость участков составила $Ra_{cp} = 2,96$ мкм.

Поверхности верхнего ролика после нанесения масляного загрязнителя и материала модификатора 136.65

Поверхности нижнего образца после нанесения масляного загрязнителя и материала модификатора 191.460

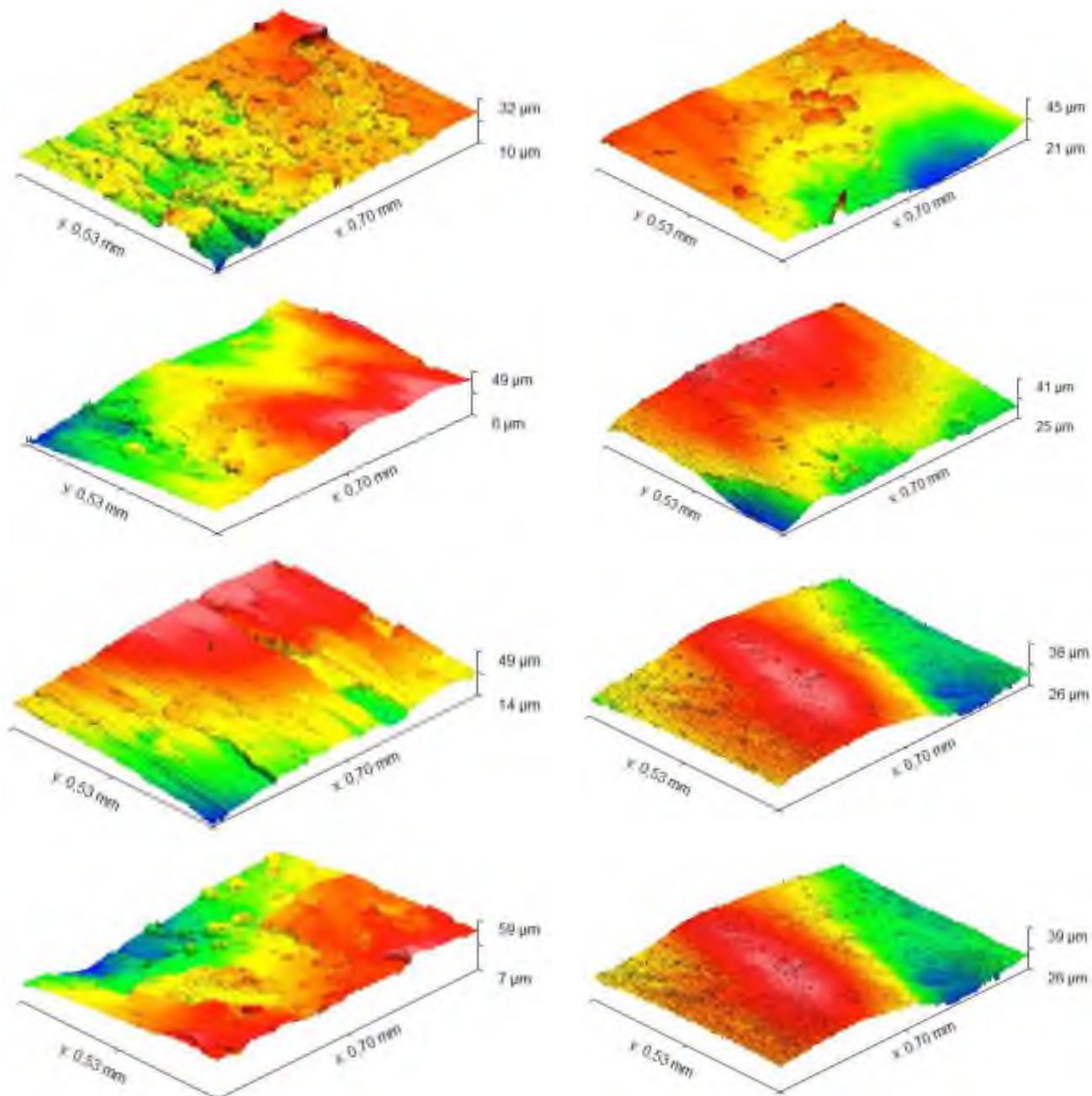


Рисунок 4.8 – Поверхности трения образцов при нанесении мягкого алюминия на загрязнитель, нанесенный на поверхность

Подача твердого алюминия при аналогичных условиях незначительно повлияла на изменение коэффициента трения после нанесения загрязнителя. Можно предположить, что эффективная работа модификатора трения в виде мягкого алюминия обусловлена лучшим нанесением на поверхность за счет своих физико-механических свойств, уменьшением шероховатости поверхности, что способствует вытеснению загрязнителя с поверхности образцов за счет уменьшения невыдавливаемых объемов и увеличению коэффициента трения за счет увеличения фактической площади касания в трибоконтакте.

Наличие достаточного объема материала модификатора на поверхности верхнего образца объясняется наличием прочной химической связи между компонентами поверхности образца и материала модификатора трения, что подтверждает теоретическое моделирование при выполнении квантово-химических расчетов адгезии и когезии в различных металлических системах.

4.2 Исследования свойств модифицированного покрытия поверхностей трибоконтакта

Исследования микроструктуры, топографии, качественного и количественного состава модифицированных покрытий будут проводиться с использованием сканирующего (растрового) электронного микроскопа (SEM) Zeiss EVO MA 18 с приставкой энергодисперсионного (ЭДС) анализатора X-Max 50N и программного обеспечения AZtec.

В микроскопе SEM для формирования изображения или исследования образца используется пучок электронов. Пучок электронов сканирует поверхность образца. Сканирующий (растровый) электронный микроскоп (SEM) Zeiss EVO MA 18 имеет следующие характеристики:

- максимальное разрешение микроскопа – 3 нм (30 кВ, SE, W),
- ускоряющее напряжение – 0,2–30кВ,

- увеличение – 5–1 000 000х,
- детекторы SE – вторичных электронов,
- HDBSD – детектор обратнорассеянных электронов;
- активная площадь кристалла детектора 50 мм²;
- спектральное разрешение детектора 127 эВ по линии Mn Ka1;
- разрешение детектора должна быть 56 эВ по линии C Ka1.

Общий вид микроскопа представлен на рисунке 4.9. Для работы микроскопа SEM головка пушки *1*, колонна и камера образца должны находиться под вакуумом. Наличие вакуума крайне важно для управления пушкой и предотвращения столкновения электронов с молекулами газа. Центробежный насос *7* и турбонасос *8* откачивают воздух из камеры образца. Давление в система вакуумирования контролируется по вакуумметру Пеннинга *2*. До тех пор пока контролируемое давление в камере образца не достигнет рабочего уровня, клапан выключения камеры *5* остается закрытым.

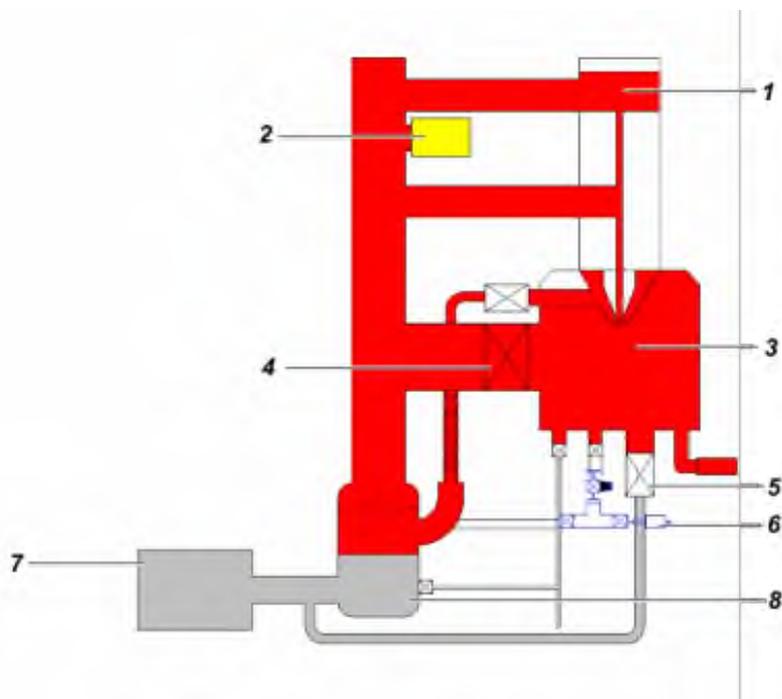


Рисунок 4.9 – Схемы системы вакуумирования:

1 – головка электронной пушки; *2* – вакуумметр Пеннинга; *3* – камера;
4 – TIV (вентиль изоляции турбонасоса); *5* – CSOV (вентиль выключения камеры); *6* – клапан вентиляции; *7* – центробежный насос; *8* – турбонасос

Геттерно-ионный насос используется для поддержания области пушки на уровне высокого вакуума 2. Вакуум в головке пушки должен быть меньше 5×10^{-7} мбар. Держатель образца располагается в камере на детали стола «ласточкин хвост», когда камера заполнена воздухом 3.

Продуктами взаимодействия, наиболее часто используемыми для формирования изображений в растровой электронной микроскопии, являются вторичные электроны (SE) и обратно рассеянные электроны (BSE). Параметры SEM, важнейшие для создания изображения и качества содержащейся в изображении информации, – это ускоряющее напряжение (EHT), рабочее расстояние (WD) зондовый ток (I Probe).

Для обнаружения SE и BSE доступны специальные типы детекторов – детектор SE и детектор HDBSD соответственно. Сигналы детектора можно использовать для формирования изображений и получения информации о свойствах образца. Вторичная электронная эмиссия – это испускание электронов поверхностью твёрдого тела. Изменение уровня сигнала от эмиссии вторичных электронов связано как с изменениями в топографии поверхности образца, так и с вариациями состава материала образца. Вторичные электроны излучаются из внешних оболочек атомов материала образца вследствие воздействия пучка первичных электронов. Вторичные электроны обладают низкой энергией (менее 50 эВ). Глубина слоя, дающего вторичные электроны, составляет 5–50 нм.

Все электроны с энергией выше 50 эВ известны под названием «обратно рассеянные электроны» (BSE). В отличие от вторичных электронов, они не образуются в образце, а представляют собой электроны первичного пучка, рассеянные на большие ($>90^\circ$) углы в результате однократного упругого отражения или в результате многократного отражения на малые углы. Электроны BSE формируются при упругом рассеянии в более глубоком диапазоне объемов взаимодействия и несут информацию о глубине. Коэффициент обратного рассеяния повышается с ростом атомного номера элементов, содержащихся в образце. Это позволяет детектору BSE

сформировать контраст изображения по атомному номеру (Z-контраст) или композиционный контраст.

В EDS качественный анализ – это процесс определения элементов, которые присутствуют в образце. Он включает в себя получение спектра от образца и выявление пиков в спектре. Чтобы подтвердить элементы, пики могут быть определены вручную, с использованием сложных инструментов, доступных в программном обеспечении AZtec.

Согласно «аппроксимации Кастена» интенсивность характеристической рентгеновской линии пропорциональна концентрации. Нескорректированная, или «кажущаяся», концентрация каждого определенного элемента $C_{обр}^{каж}$ определяется по следующей формуле:

$$C_{обр}^{каж} = C_{std} \left(I_{обр}^x / I_{std}^x \right),$$

где C_{std} – весовой процент концентрации элемента в стандарте, $I_{обр}^x$ и I_{std}^x – интенсивности на образце и стандарте соответственно.

Отношение $I_{обр}^x / I_{std}^x$ носит название k-отношение (k-ratio). Здесь предполагается, то измерения на стандарте и образце были выполнены при идентичных условиях – одинаковом токе зонда, геометрии, ускоряющем напряжении и др. Аналогичным образом это предполагает идентичные углы отбора, телесные углы детектора и т.д. Если какие-либо из этих условий не совпадают, то в случае с энергодисперсионным спектрометром обычно возможно применение дополнительных поправочных коррекций k.

Для получения изображения необходимо запустить программу SmartSEM. Затем установить образец на стойку, используя токопроводящий углерод, клейкую металлическую или углеродную ленту. Поместить стойку с образцом в камеру микроскопа. Запустить откачку камеры. После достижения значения давления в камере ниже 10^{-5} МБар включить ток накала катода и ускоряющее напряжение.

Установить рабочее расстояние равное 10 мм, ток зонда – 150 пА, ускоряющее напряжение – 10 кэВ. Для определения микроструктуры и

топологии поверхности образцов выбрать SE детектор. Установить скорость сканирования 3–4. Отрегулировать фокус так, чтобы были отчетливо видны границы образца. Настроить уровень яркости и контраста. Уменьшить рабочее расстояние до 6 мм и опять откорректировать фокус. Вызвать окно Reduce. Медленно повысить значение увеличения на 50 % больше требуемого (например, 3000х). Откорректировать фокус. Отключить Reduce. Уменьшить значение увеличения до необходимого. Если изображение зашумлено, установить скорость сканирования до 5–6. Если изображение недостаточно резкое, необходимо уменьшить ток зонда в два раза (75 пА) и снова откорректировать фокус, уровень яркости и контраста. Для сохранения полученного изображения использовать линейное шумоподавление по 40–50 линиям (при этом будет автоматически «заморожено» последнее накопление).

Для определения качественного и количественного состава исследуемых лабораторных образцов дорожек трения в программе SmartSEM выбрать детектор HDBSD. Ускоряющее напряжение для получения изображения образца подбирается таким образом, чтобы получить достаточную интенсивность рентгеновского спектра (3–5 тысяч импульсов за 50 с). Интенсивность рентгеновского спектра прямо пропорциональна току зонда, поэтому значение последнего определяется по величине так называемого «мертвого» времени, которое должно составлять 30–50 %. Поэтому в качестве отправной точки для образцов покрытий на стальной подложке устанавливаются следующие настройки параметров микроскопа: рабочее расстояние 8,5 мм, ускоряющее напряжение 20 кэВ, ток зонда 2800 пА. Для анализа покрытий, в большом количестве содержащих легкие элементы, выбрать ускоряющее напряжение 10 кэВ. Для анализа состава образца необходимо получить изображение образца при увеличении 2500–3500х:

Запустить программу AZtec. Перейти в режим «Анализатор». В окне «Захват изображения» накопить изображение, получаемое в программе

SmartSEM. Далее перейти в окно «Накопление спектра» и установить следующие параметры: Режим накопления – по «живому времени» накопления – 40–60 секунд; время обработки – 5; диапазон энергий – авто; число каналов – авто; коррекция пиков наложения – включено; нормализация – включена. Для начала накопления спектра необходимо выделить область на изображении. Можно указать сразу несколько областей.

После накопления спектра перейти в окно «Проверка элементов» для подтверждения правильности результатов автоматической идентификации элементов в спектре. После подтверждения эти элементы используются для составления списка подтверждённых элементов для выполнения качественного и количественного анализа. Можно добавлять или удалять элементы из списка вручную.

Для количественного определения содержания элементов в образце перейти в окно «Расчет состава». Чтобы отобразить исчерпывающий отчёт о результатах анализа отдельного спектра, выберите шаблон «Таблица сводных результатов (настраиваемая) – Один Спектр» и данные выделенного на схеме «Данных спектра» будут показаны в виде этого шаблона.

Для анализа выбраны 8 образцов: поверхности верхнего № 1 и нижнего № 2 роликов без обработки модификатором; поверхности верхнего № 3 и нижнего № 4 ролика при металлоплакировании верхнего образца мягким алюминием; поверхности верхнего № 5 и нижнего № 6 ролика при металлоплакировании верхнего образца твердым алюминием и поверхности верхнего № 7 и нижнего № 8 ролика при нанесении масляного загрязнителя на образцы и металлоплакировании поверхности верхнего образца мягким алюминием. Результаты анализа поверхности указанных лабораторных образцов представлены далее.

Образец № 1 – поверхность верхнего ролика без обработки модификатором трения.

Вид поверхности фрикционной дорожки образца представлен на рисунке 4.10.

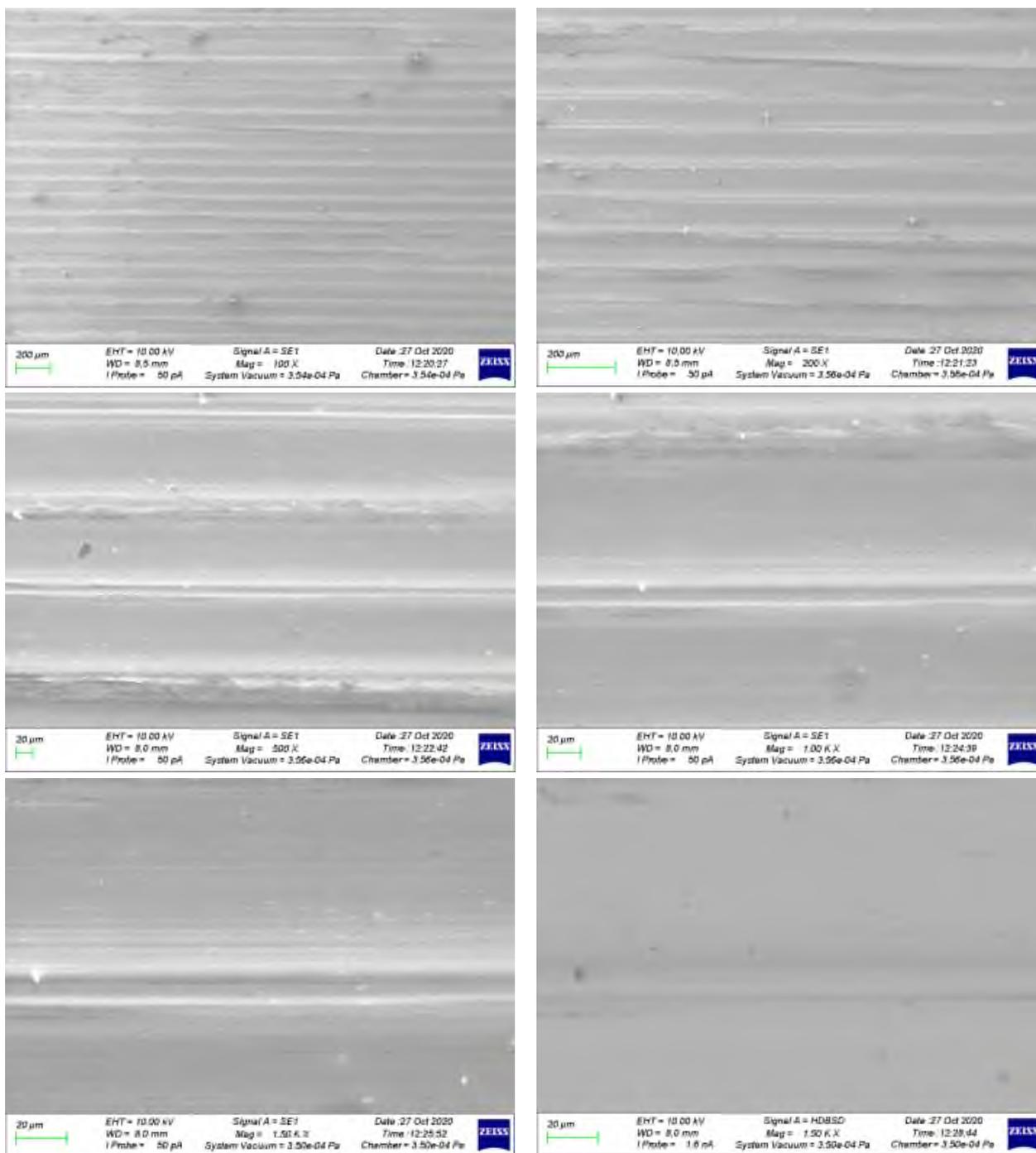


Рисунок 4.10 – Электронные изображения поверхности образца № 1 при различных увеличениях

Изучение этих микрофотографий показывает, что поверхность образца № 1 имеет однородную структуру с чередующимися неглубокими впадинами и микровыступами, представляющими собой след резца после механической обработки ролика.

Более детальное исследование поверхности будет проведено ниже с применением методов рентгеноспектрального микроанализа и получением

изображений отдельных участков исследуемого образца. Электронное изображение поверхности образца и наиболее характерных для анализа точек поверхности представлено на рисунке 4.11.

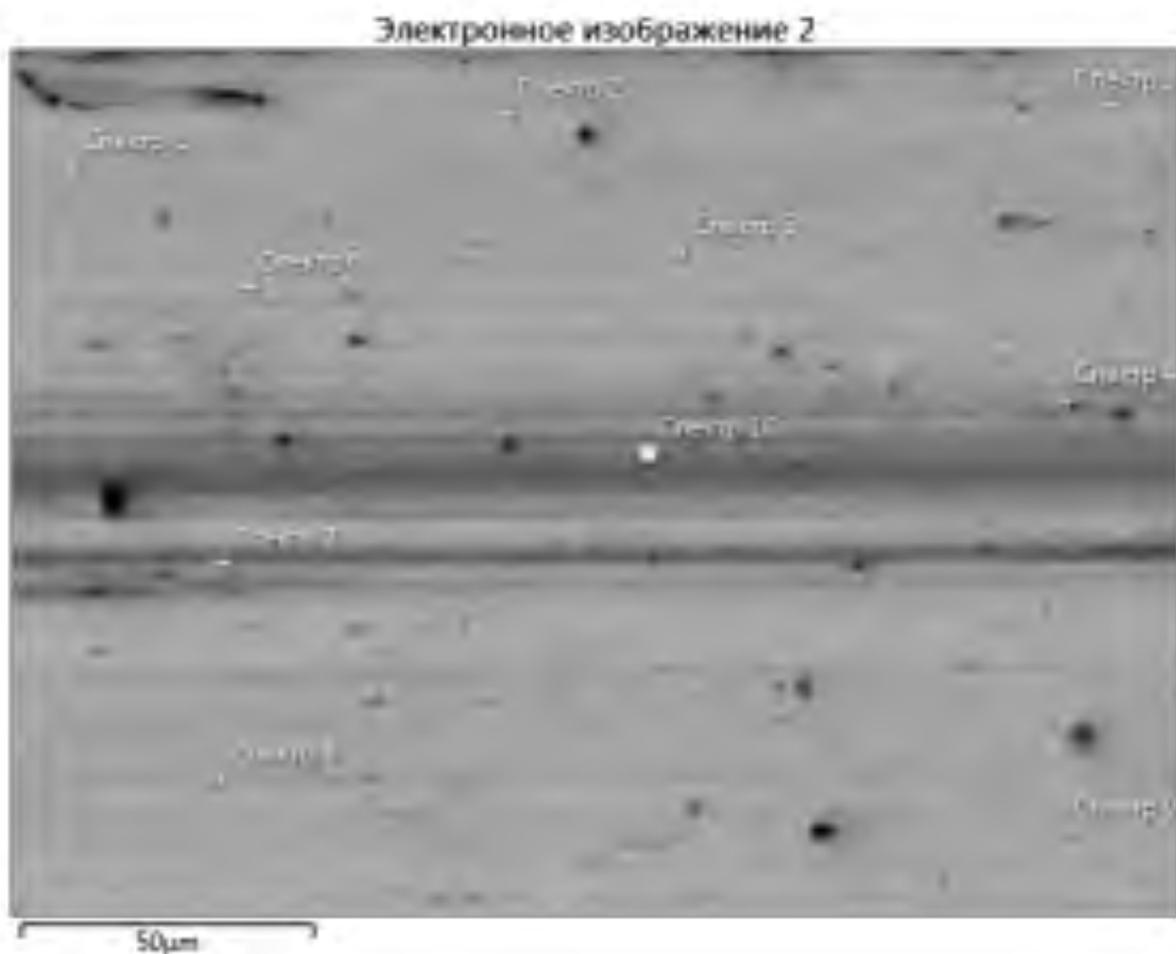


Рисунок 4.11 – Анализируемый участок поверхности образца № 1 с контрольными точками получения спектров

Поскольку идентификации подвергается базовый образец спектры точек указанных на рисунке 4.11 имеют схожую картину. В связи с этим ниже представлены только несколько иллюстраций элементного состава спектра анализа поверхности образца. Идентификация элементного состава поверхности трения образца № 1 представлена на рисунках 4.12–4.15.

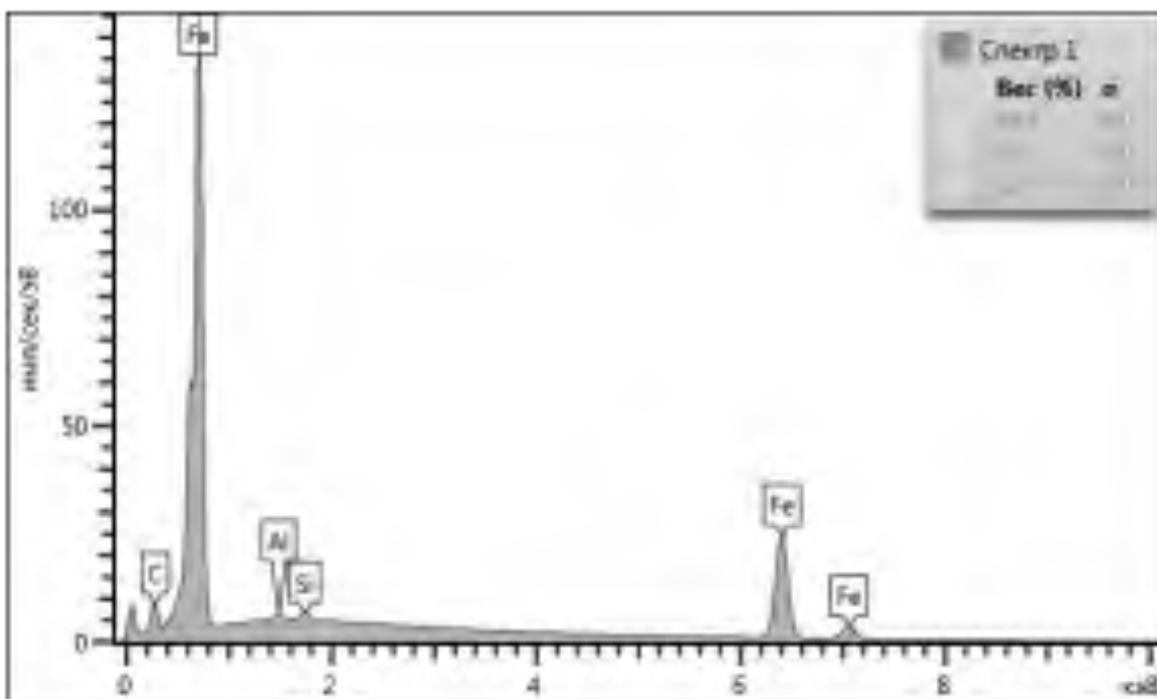


Рисунок 4.12 – Элементный состав спектра анализа поверхности образца в точке 1

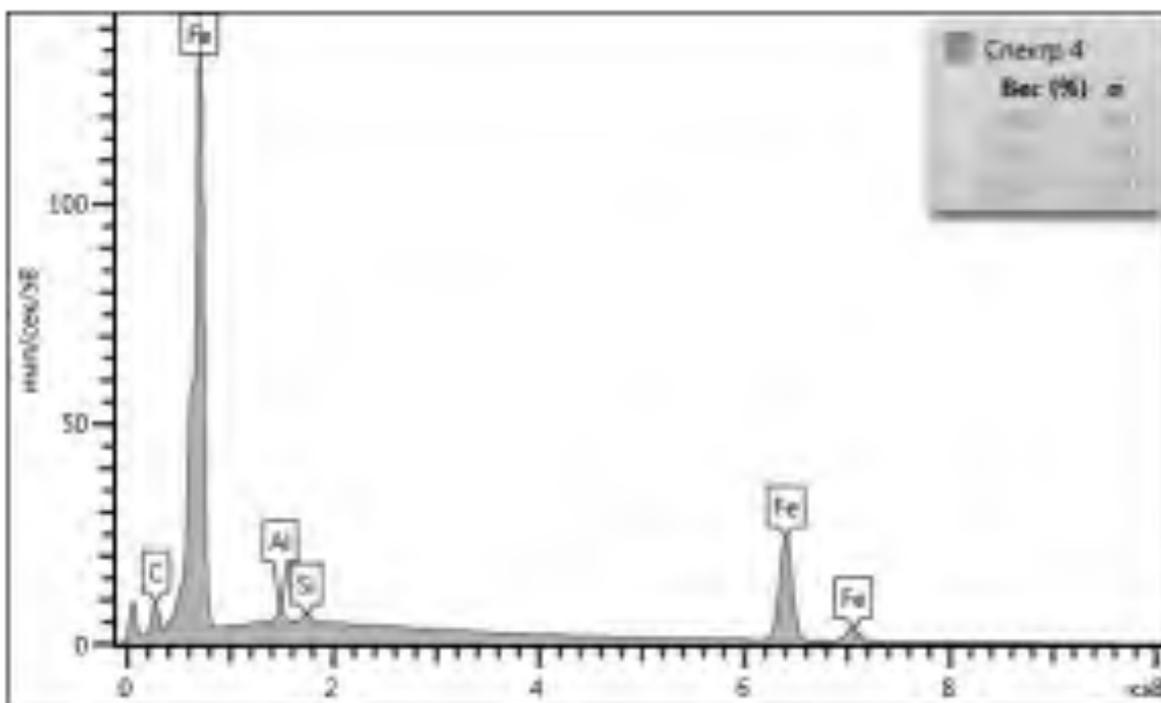


Рисунок 4.13 – Элементный состав спектра анализа поверхности образца в точке 4

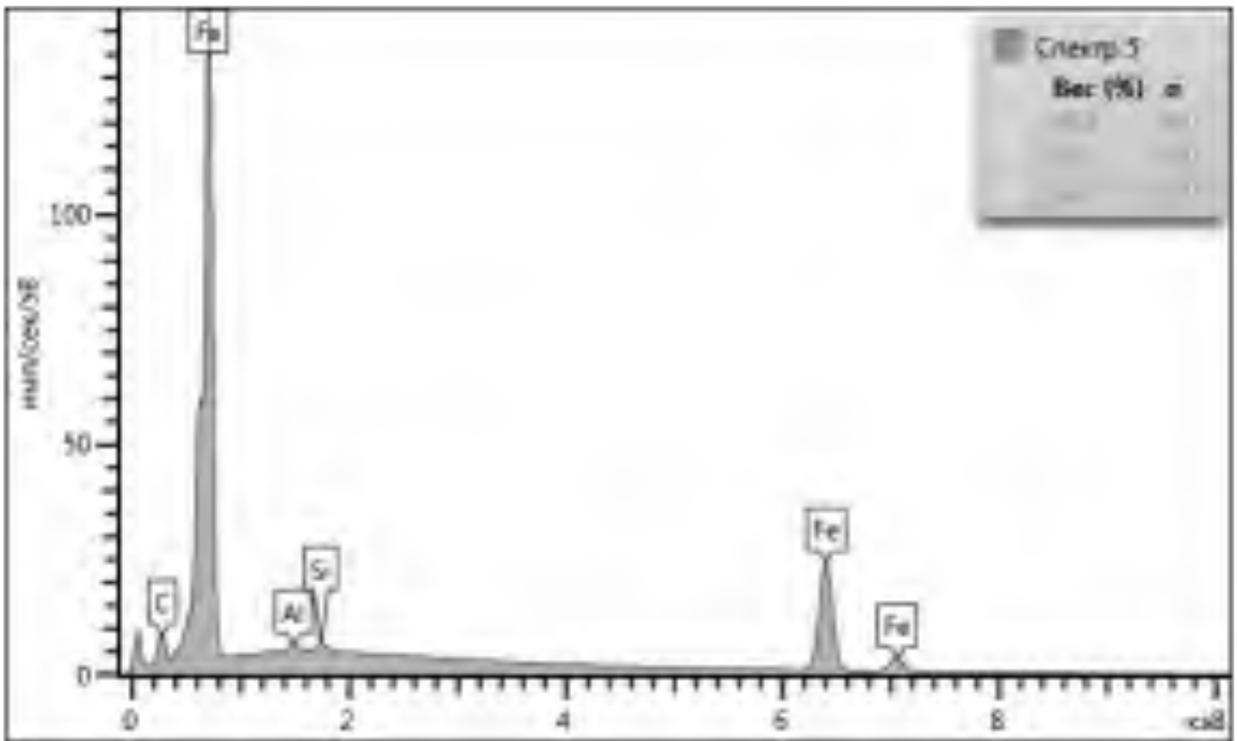


Рисунок 4.14 – Элементный состав спектра анализа поверхности образца в точке 5

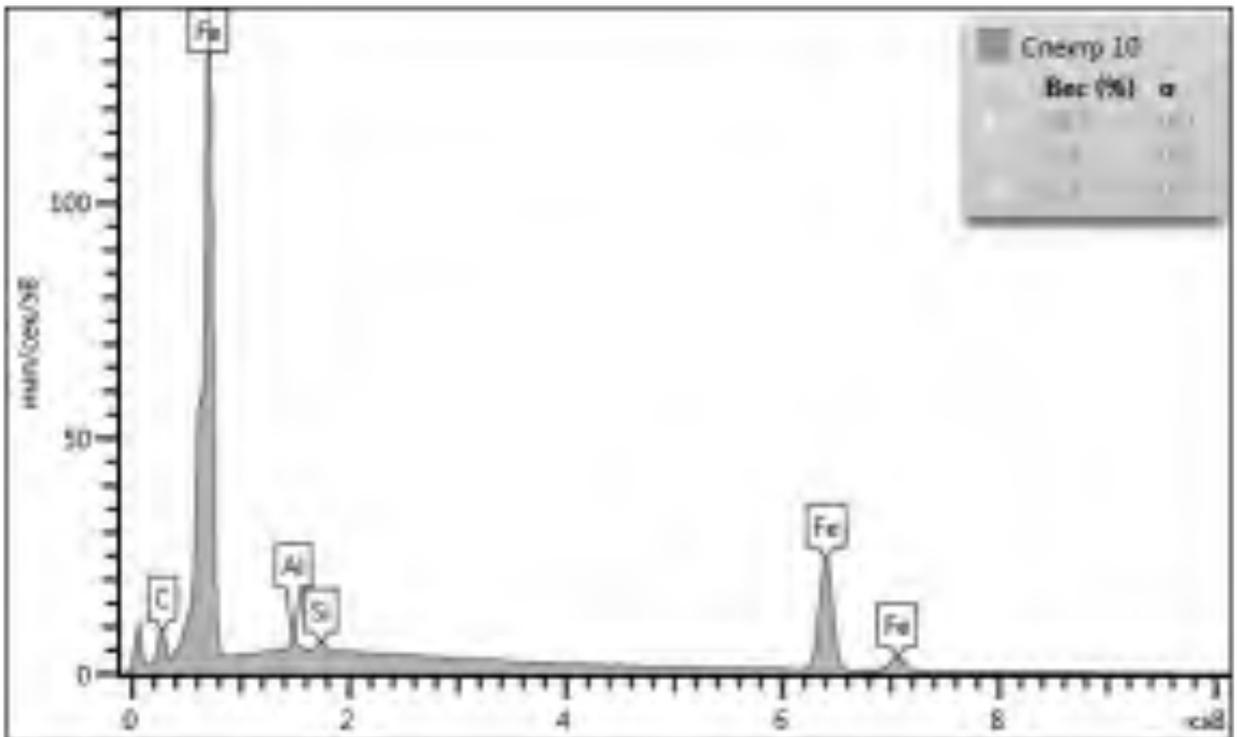


Рисунок 4.15 – Элементный состав спектра анализа поверхности образца в точке 10

Спектры демонстрируют состав полученной поверхности с точностью

определения 0,1 % масс. На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образца № 1 подтвердил наличие элементов из состава материала образца № 1.

Суммарные спектры элементного состава поверхности образца № 1 представлены на рисунке 4.16.

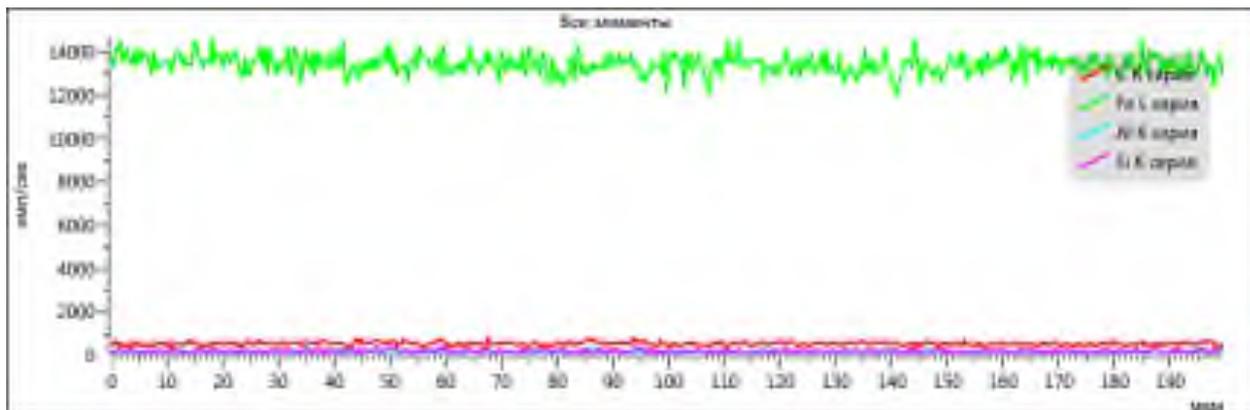


Рисунок 4.16 – Суммарные спектры элементного состава поверхности образца №1

Анализ представленных данных позволяет сделать заключение о том, что на поверхности образца содержатся преимущественно железо, углерод и кремний, что характерно для стали.

Образец № 2 – поверхность нижнего ролика без обработки модификатором трения

Вид поверхности фрикционной дорожки образца представлен на рисунке 4.17. Изучение этих микрофотографий показывает, что поверхность образца № 2, как и образца № 1, имеет однородную структуру, с чередующимися неглубокими впадин и микровыступами, представляющими собой след резца после механической обработки ролика.

Электронное изображение поверхности образца и наиболее характерных для анализа точек поверхности представлено на рисунке 4.18.

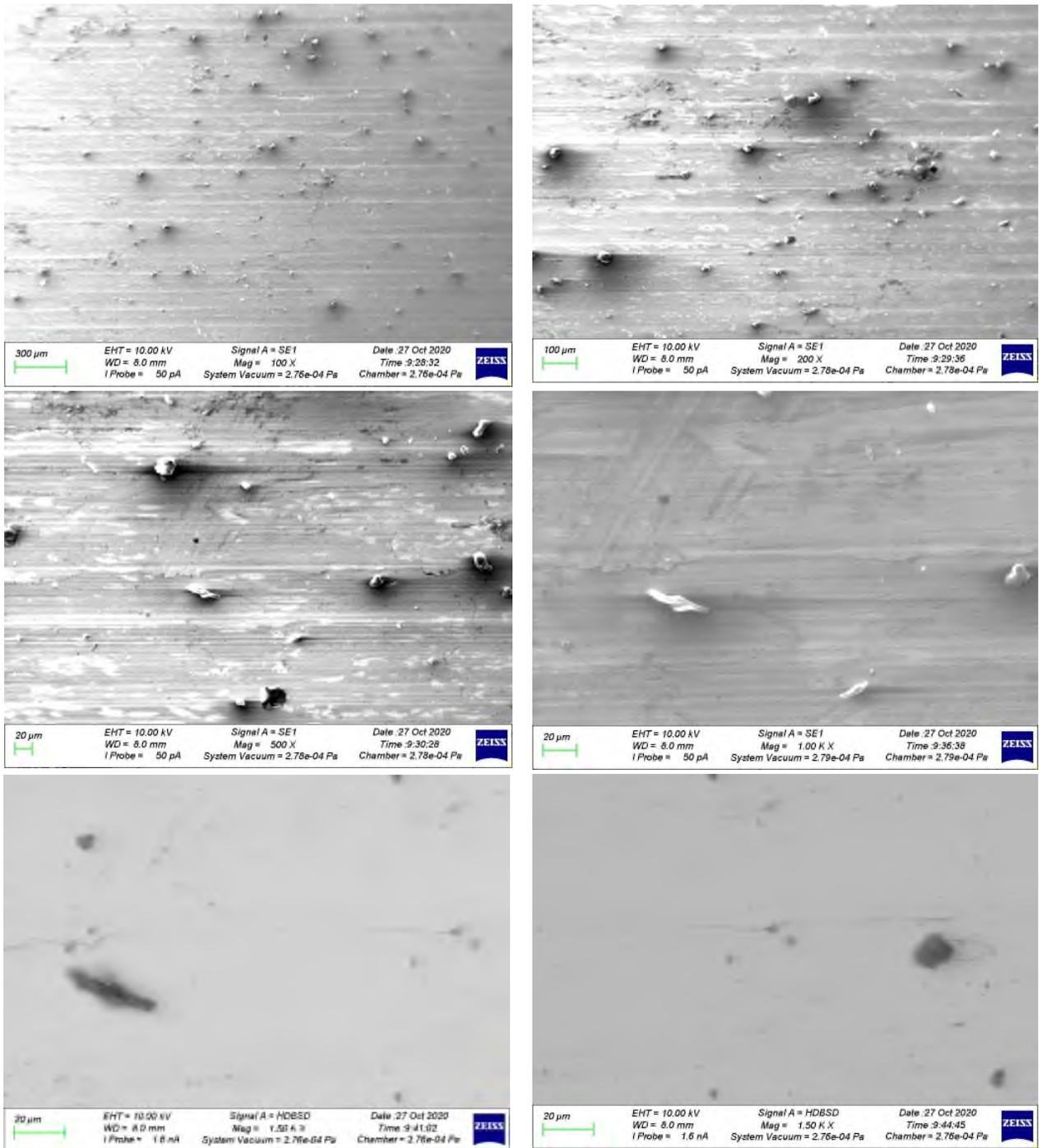


Рисунок 4.17 – Электронные изображения поверхности образца № 2 при различных увеличениях

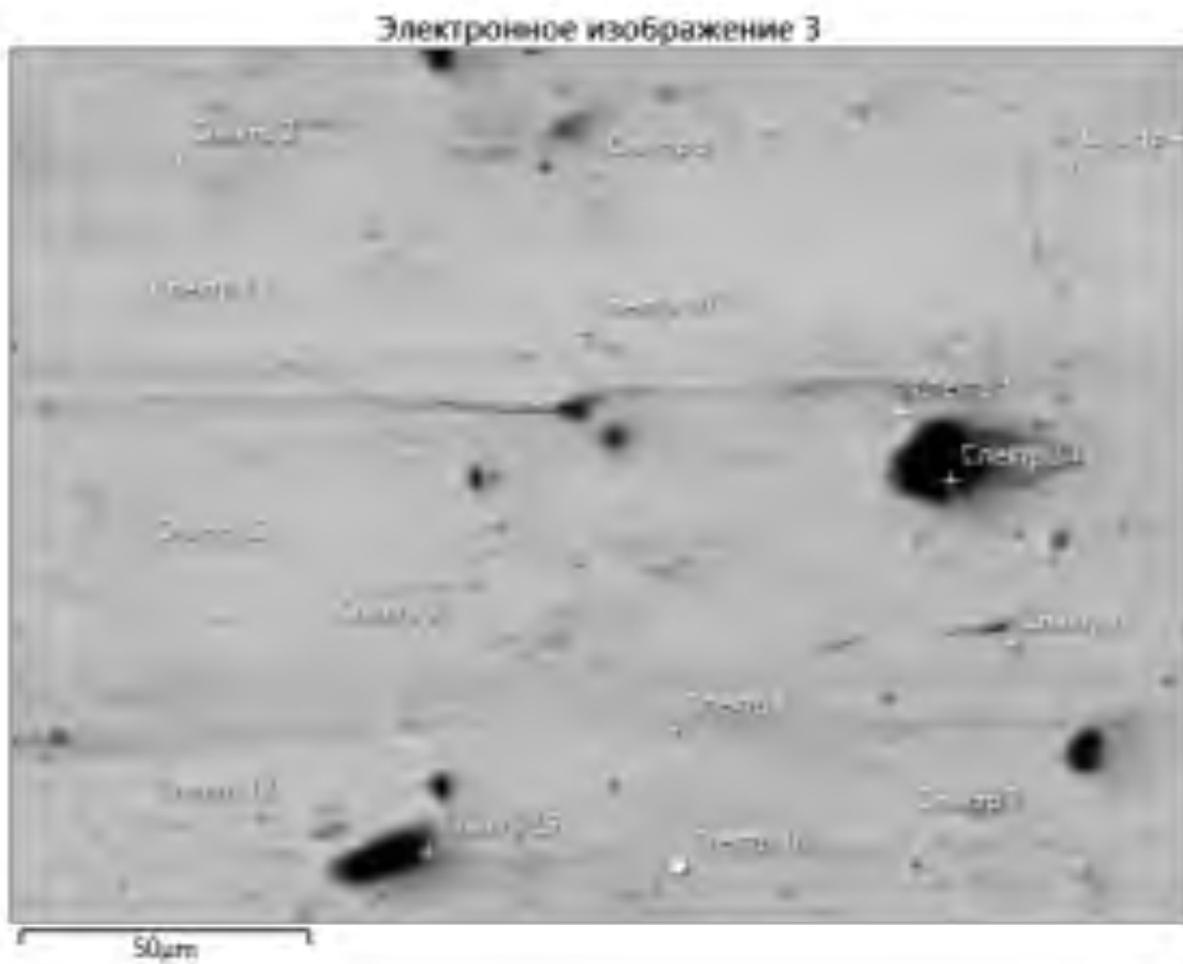


Рисунок 4.18 – Анализируемый участок поверхности образца № 2
с контрольными точками получения спектров

Поскольку идентификации подвергается базовый образец, спектры точек, указанных на рисунке 4.18, имеют схожую картину. В связи с этим ниже представлены только несколько иллюстраций элементного состава спектра анализа поверхности образца. Идентификация элементного состава поверхности трения образца № 2 представлена на рисунках 4.19–4.22.

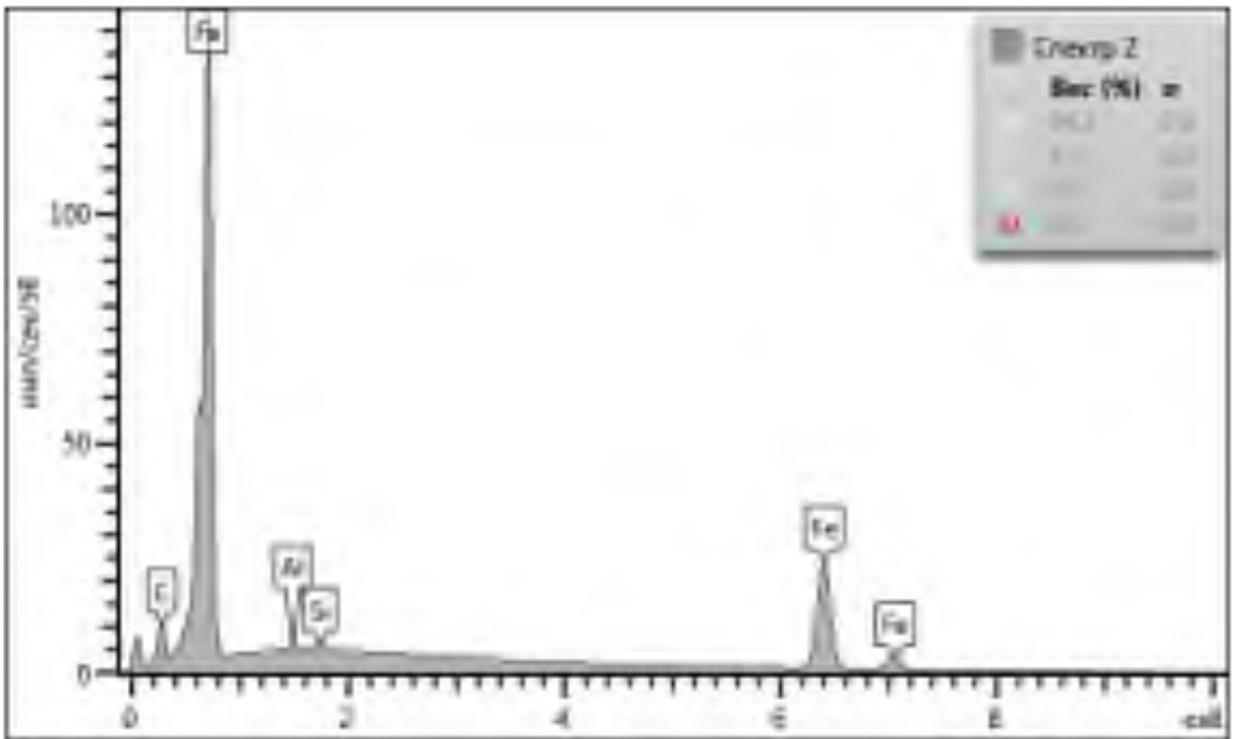


Рисунок 4.19 – Элементный состав спектра анализа поверхности образца в точке 2

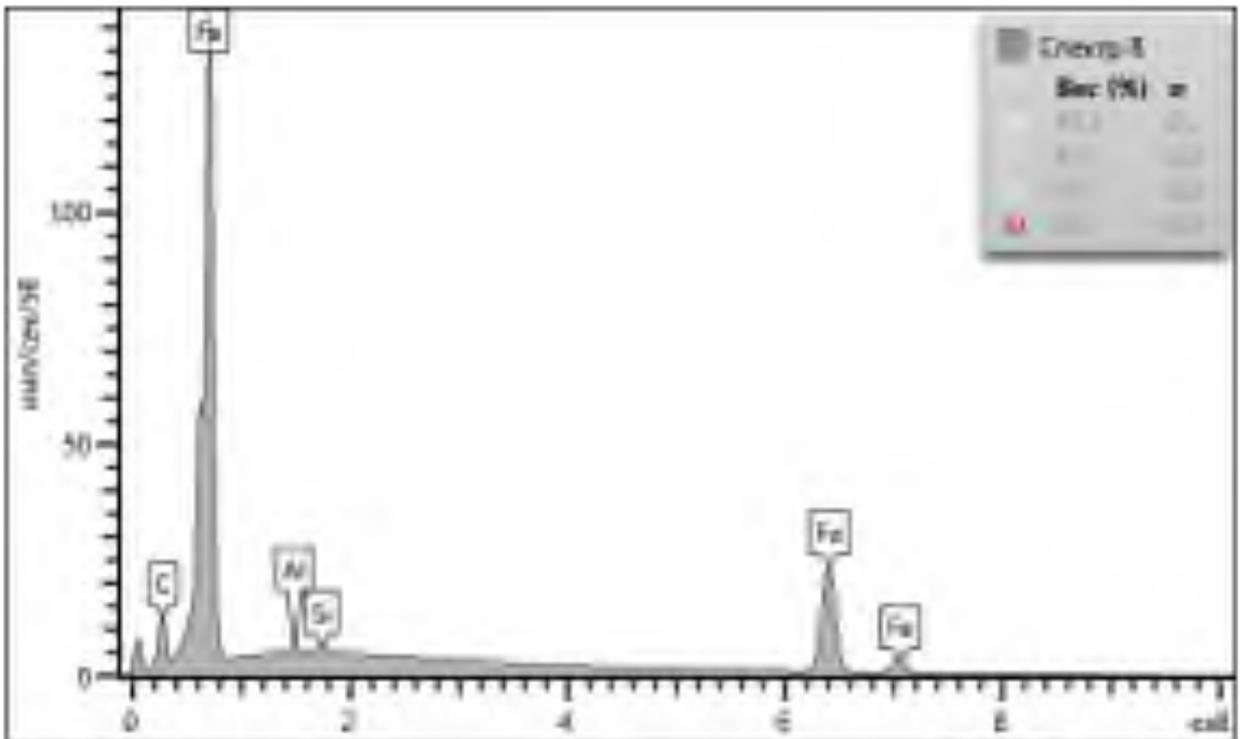


Рисунок 4.20 – Элементный состав спектра анализа поверхности образца в точке 8

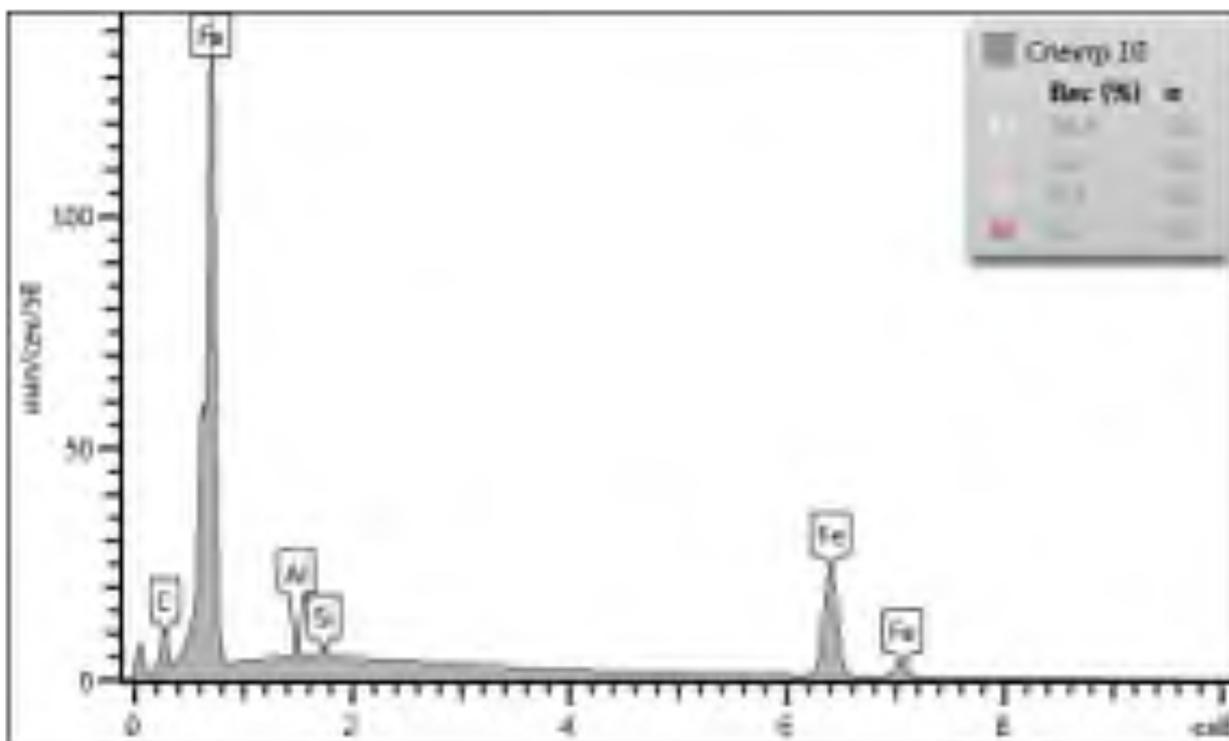


Рисунок 4.21 – Элементный состав спектра анализа поверхности образца в точке 10

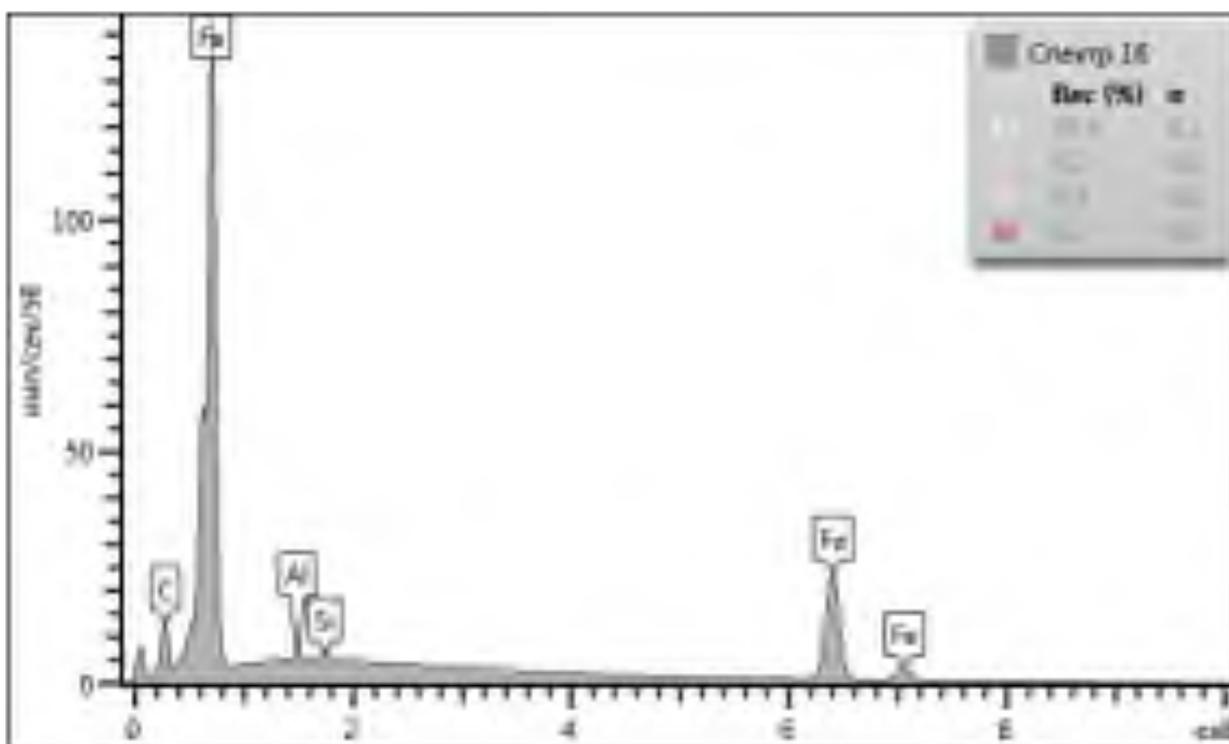


Рисунок 4.22 – Элементный состав спектра анализа поверхности образца в точке 16

Спектры демонстрируют состав полученной поверхности с точностью

определения 0,1 % масс. На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образца № 2 подтвердил наличие элементов из состава материала образца № 2.

Суммарные спектры элементного состава поверхности образца № 2 представлены на рисунке 4.23.

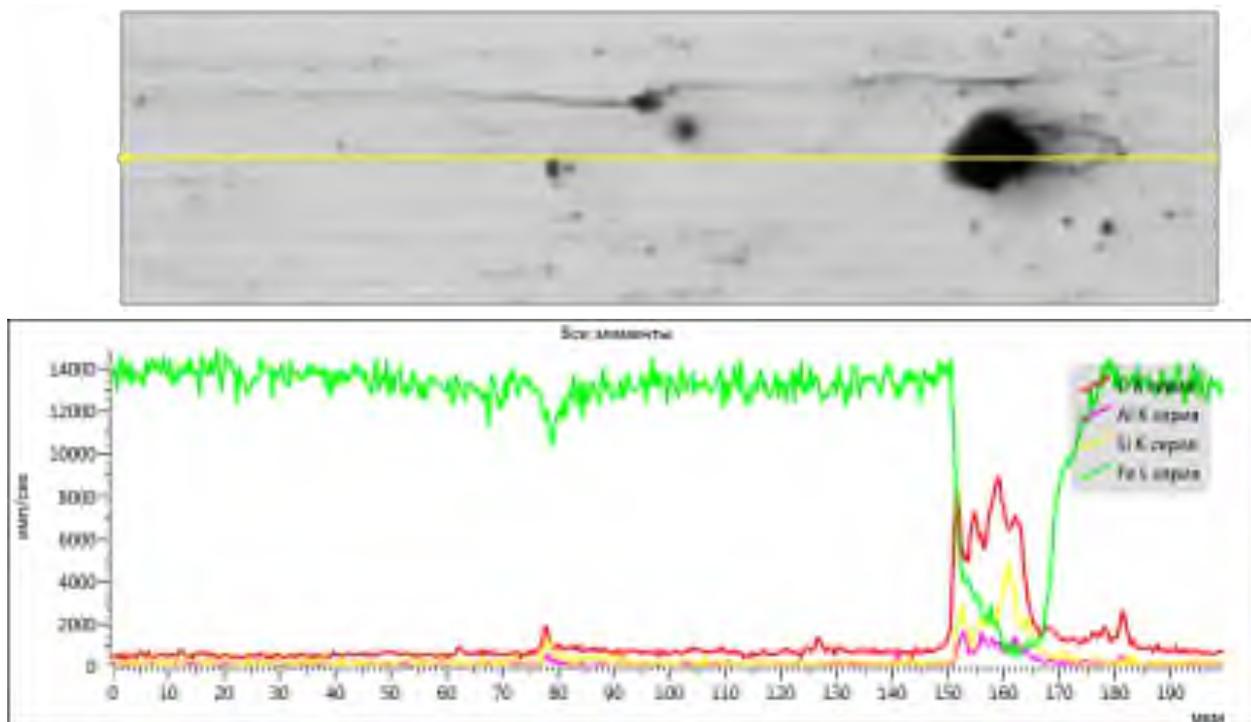


Рисунок 4.23 – Суммарные спектры элементного состава поверхности образца № 2

Анализ представленных данных позволяет сделать заключение о том, что на поверхности образца содержатся преимущественно железо, углерод и кремний, что характерно для стали. Темное пятно в правой части рисунка 4.23 представляет собой загрязнение на поверхности, что и привело к скачкам спектров элементов.

Образец № 3 – верхний образец, поверхность образца металлоплакирована алюминием (АД0).

Вид поверхности фрикционной дорожки образца при различных увеличениях представлен на рисунке 4.24.

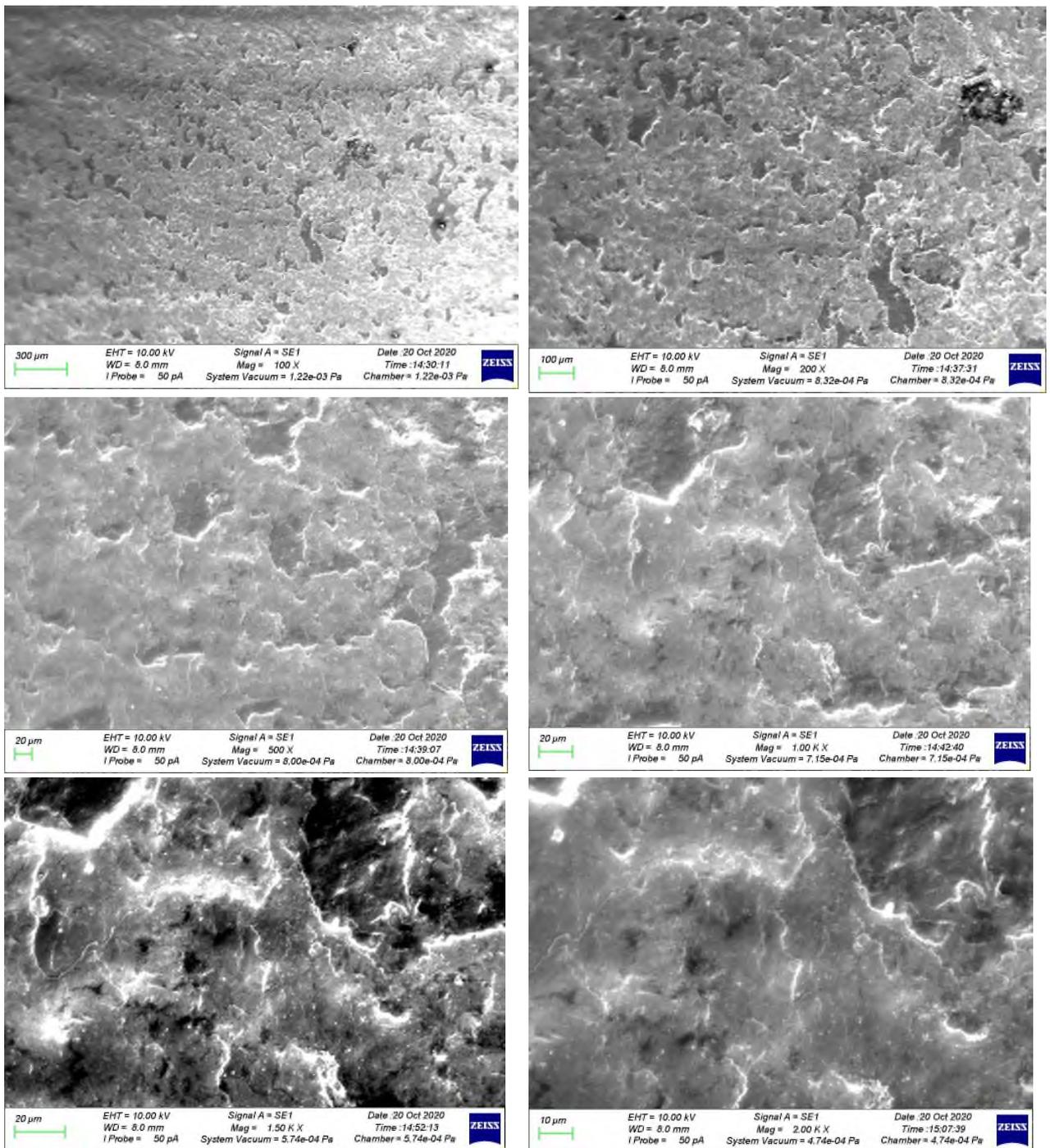


Рисунок 4.24 – Электронные изображения поверхности образца при различных увеличениях

Изучение этих микрофотографий показывает, что на поверхности образца имеются образованные вторичные структуры, представляющие собой относительно однородное покрытие без глубоких впадин и выступов.

Более детальное исследование слоев будет проведено ниже с применением методов рентгеноспектрального микроанализа и получением

изображений отдельных участков исследуемого образца в лучах рентгеновских линий элементов, представляющих интерес. Электронное изображение поверхности образца и наиболее характерных для анализа точек поверхности представлено на рисунке 4.25.

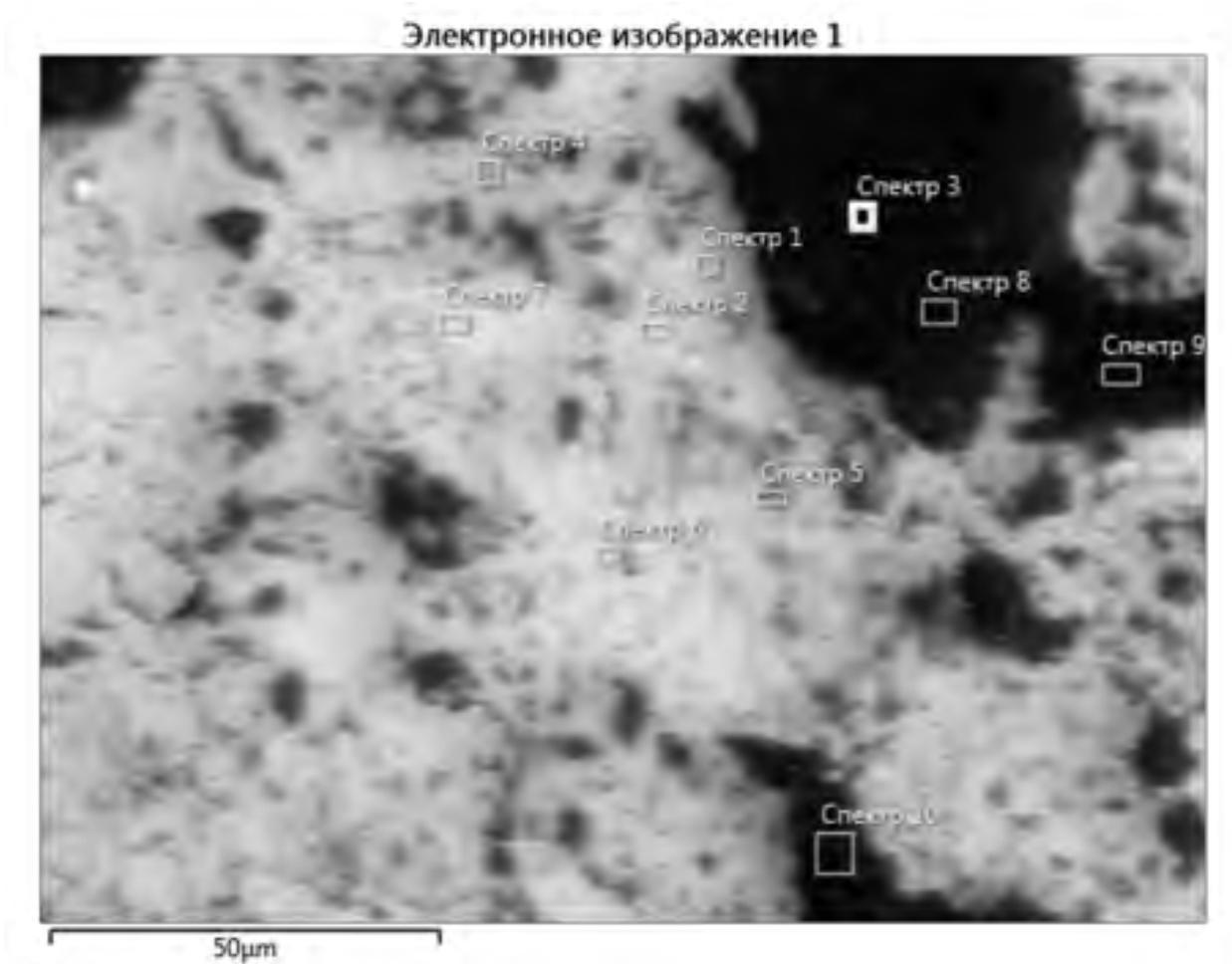


Рисунок 4.25 – Анализируемый участок поверхности с контрольными точками получения спектров

Имеющиеся на изображении микродефекты: поры и микровыступы объясняются в научной литературе неравновесной кристаллизацией слоев материала модификатора трения и границы раздела со стальной основой образца № 3 и существованием областей термомеханических напряжений в верхнем слое.

Идентификация элементного состава вторичных структур, образованных на поверхности трения образца № 3, представлена на рисунках 4.26–4.35.

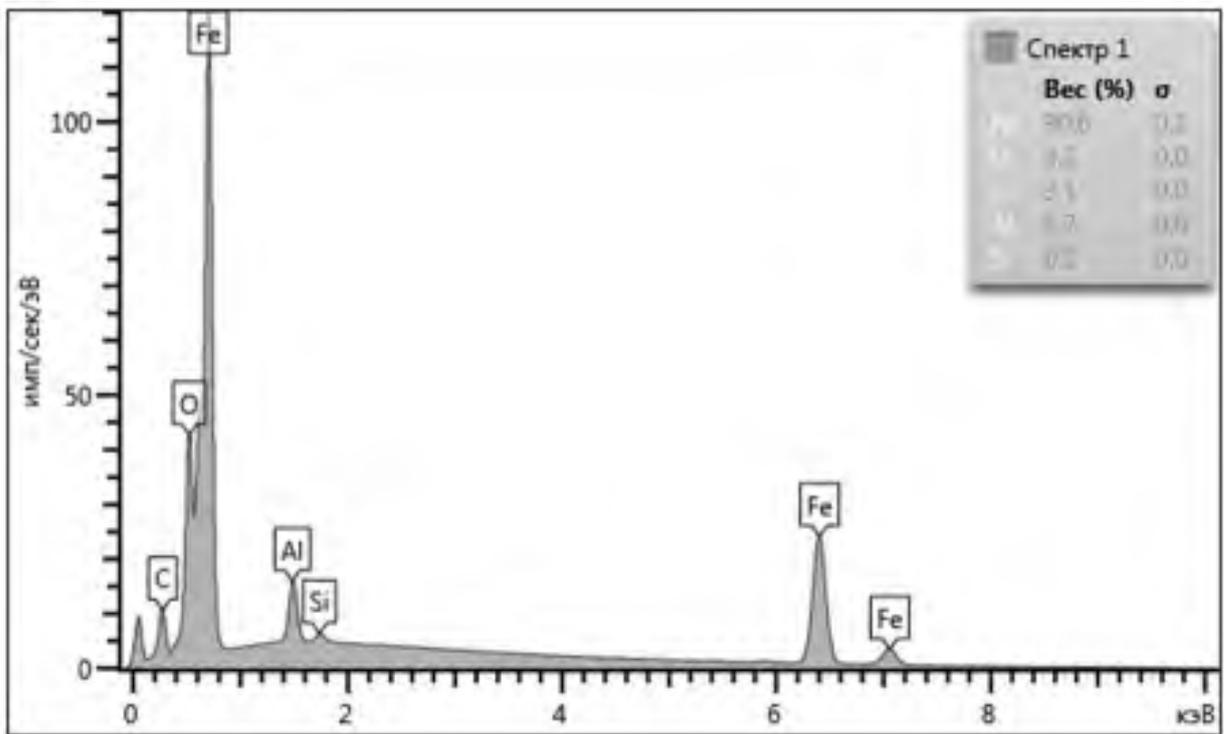


Рисунок 4.26 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 1

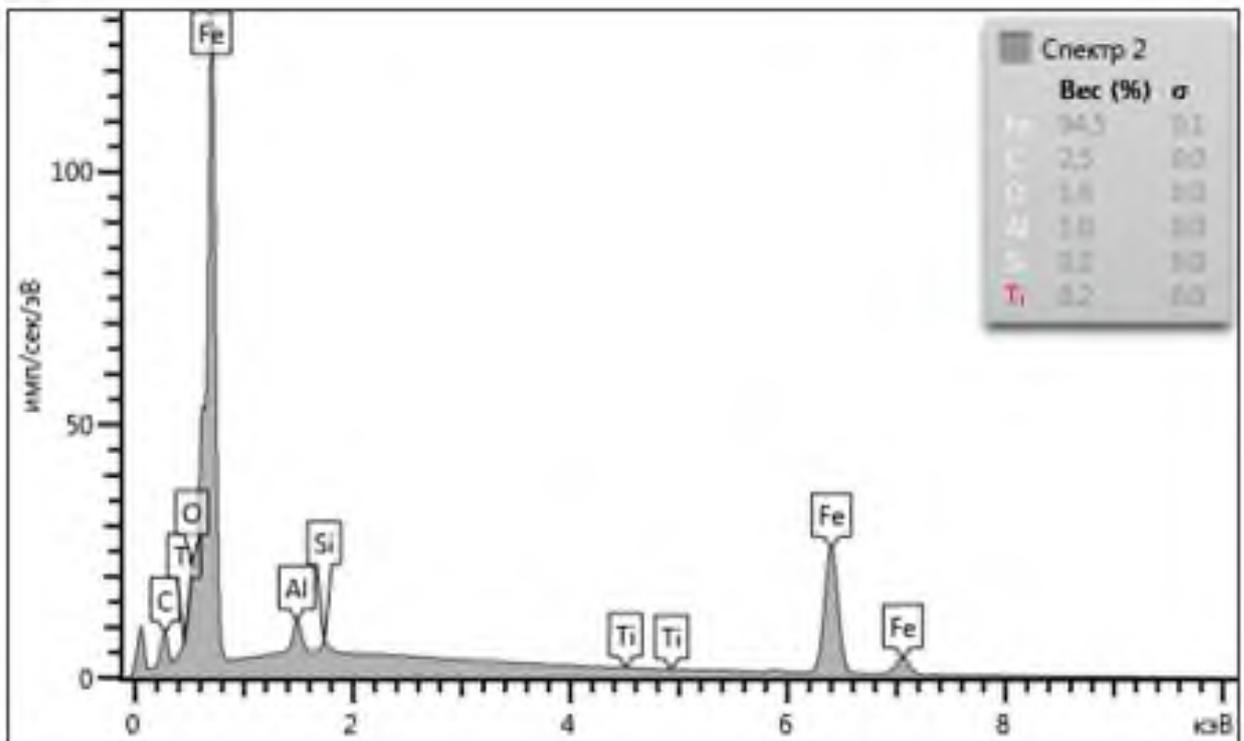


Рисунок 4.27 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 2

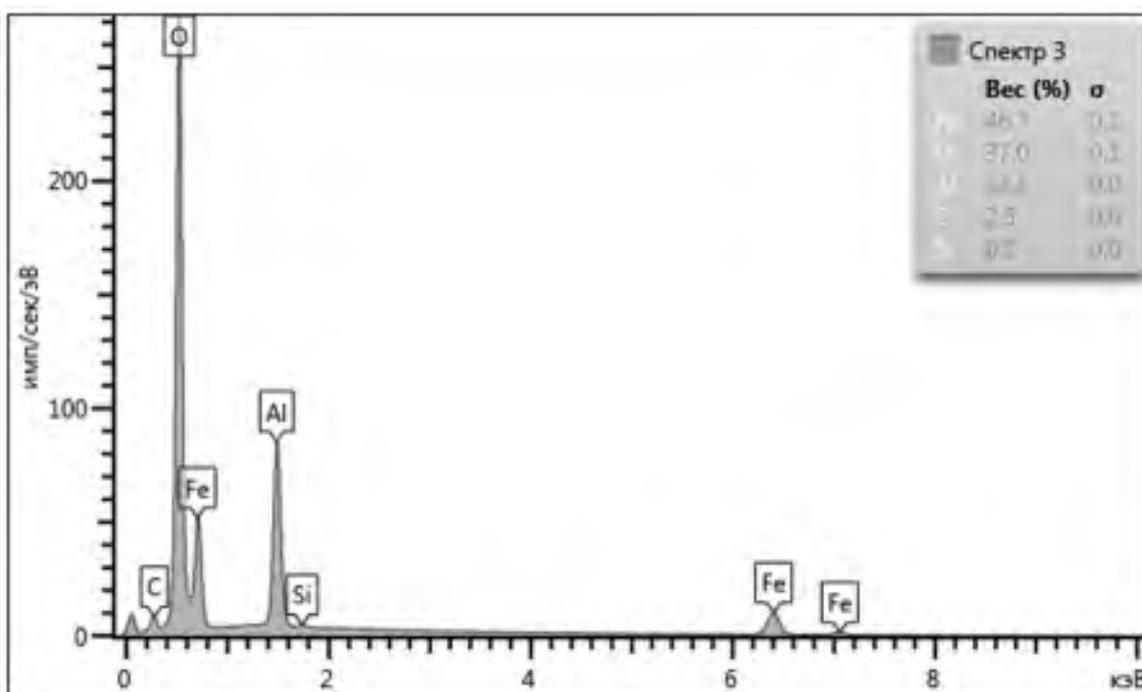


Рисунок 4.28 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 3

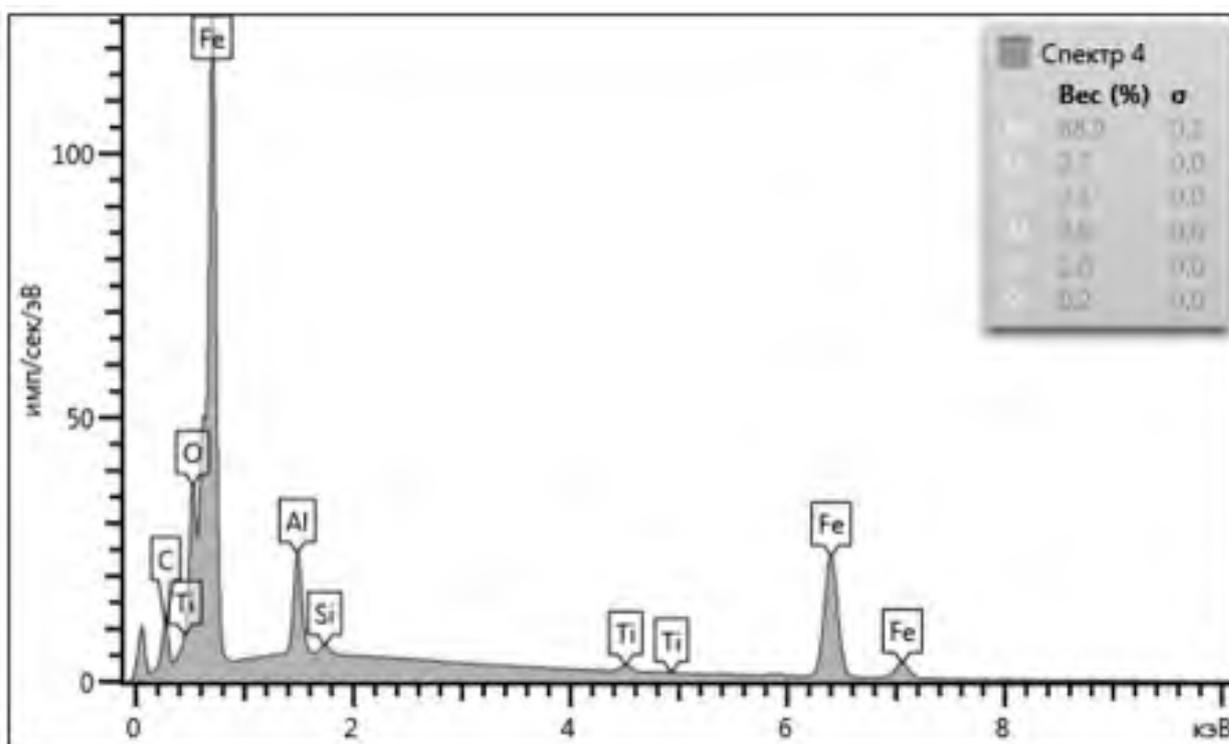


Рисунок 4.29 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 4

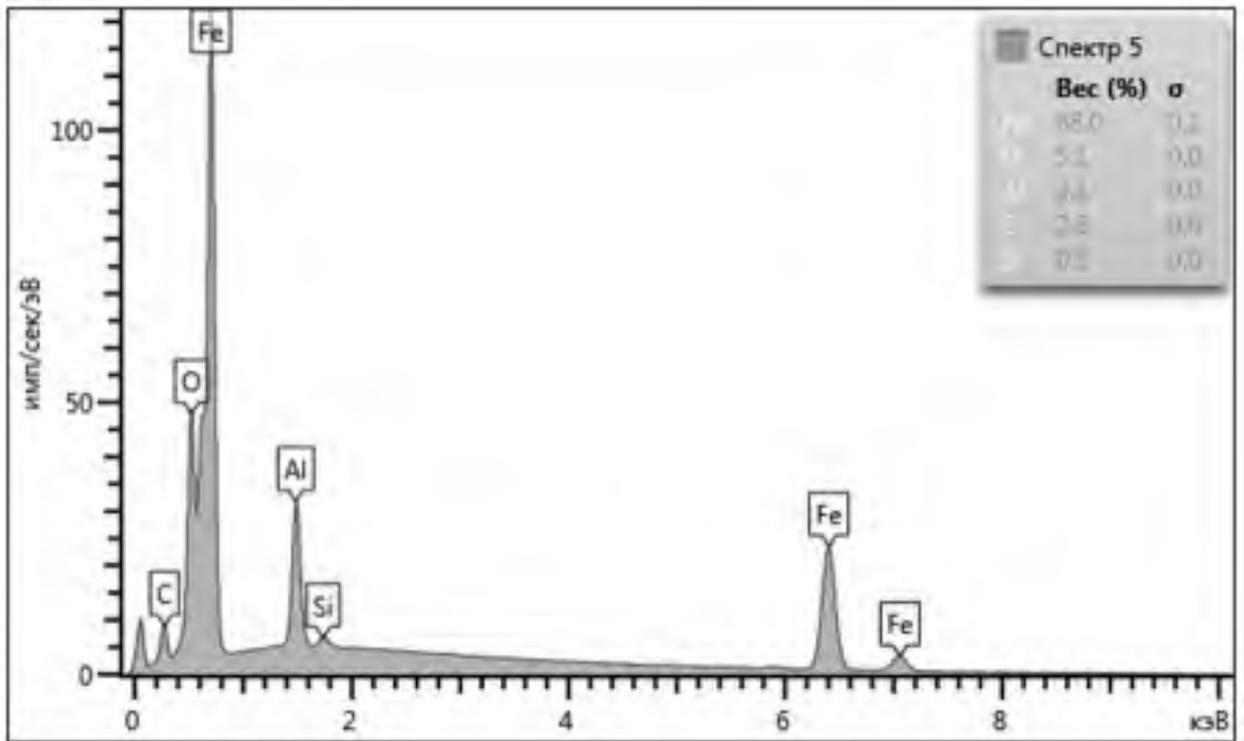


Рисунок 4.30 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 5

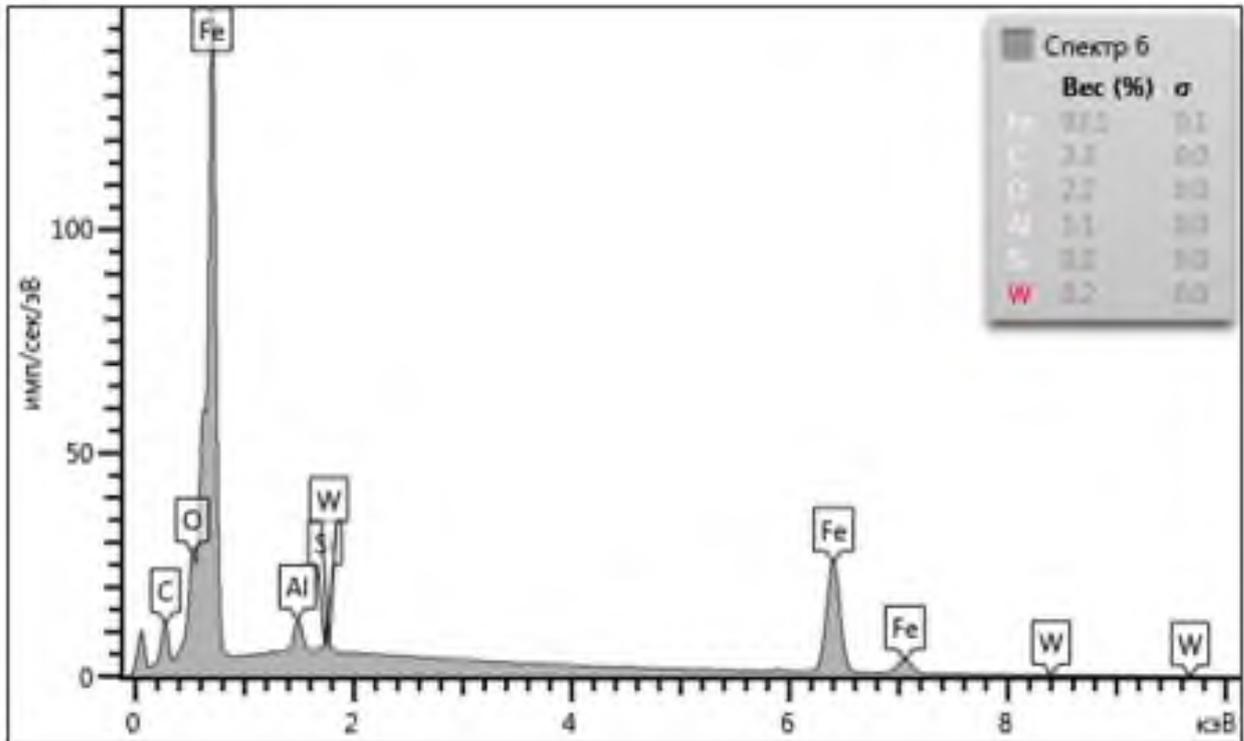


Рисунок 4.31 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 6

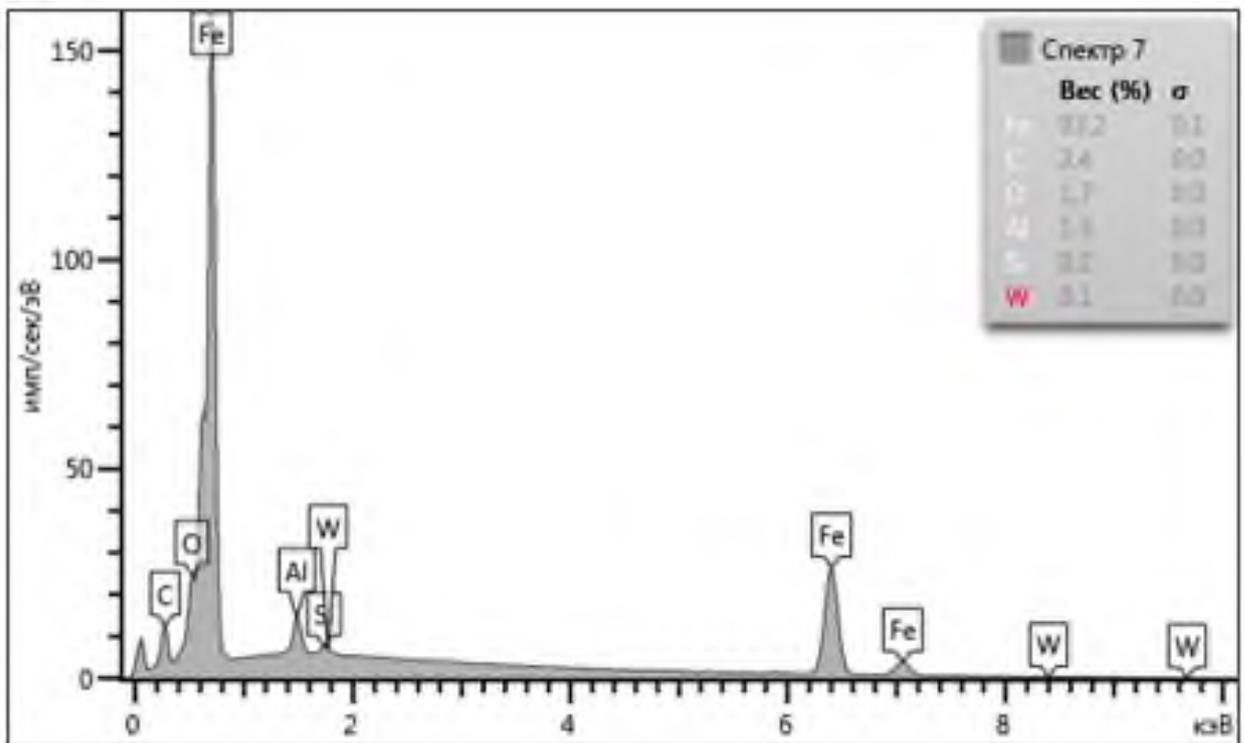


Рисунок 4.32 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 7

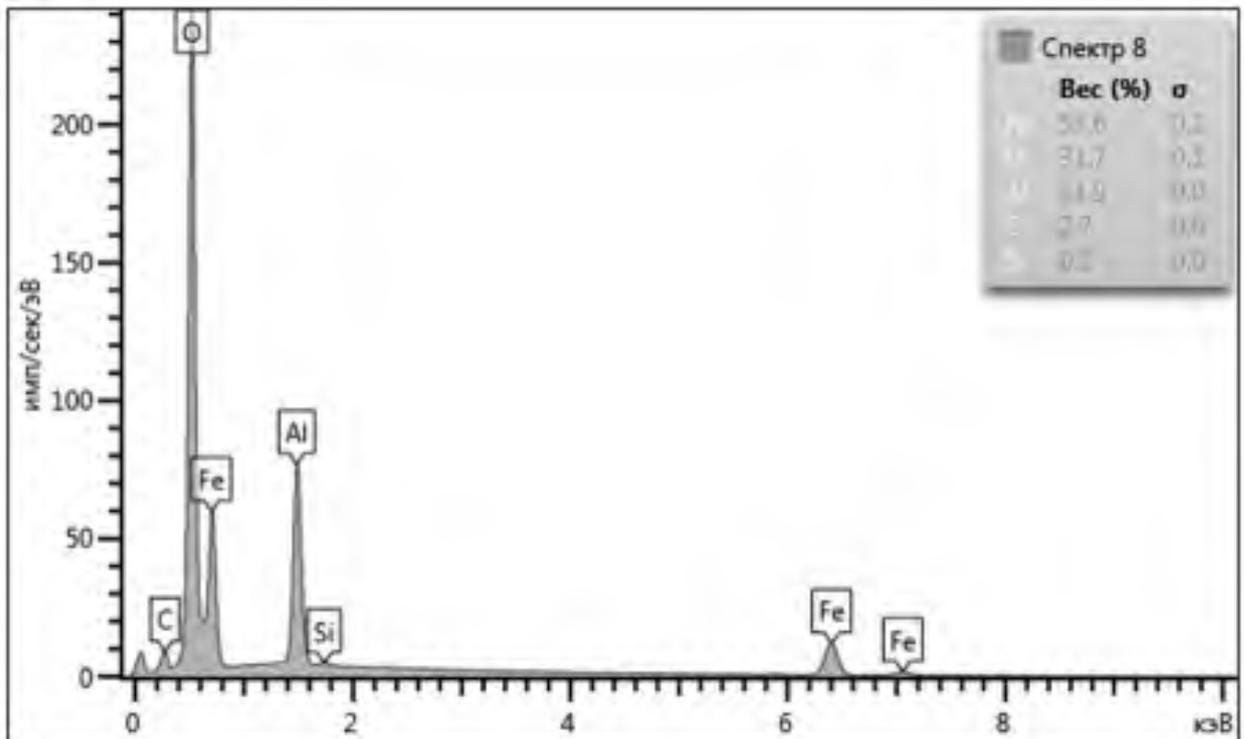


Рисунок 4.33 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 8

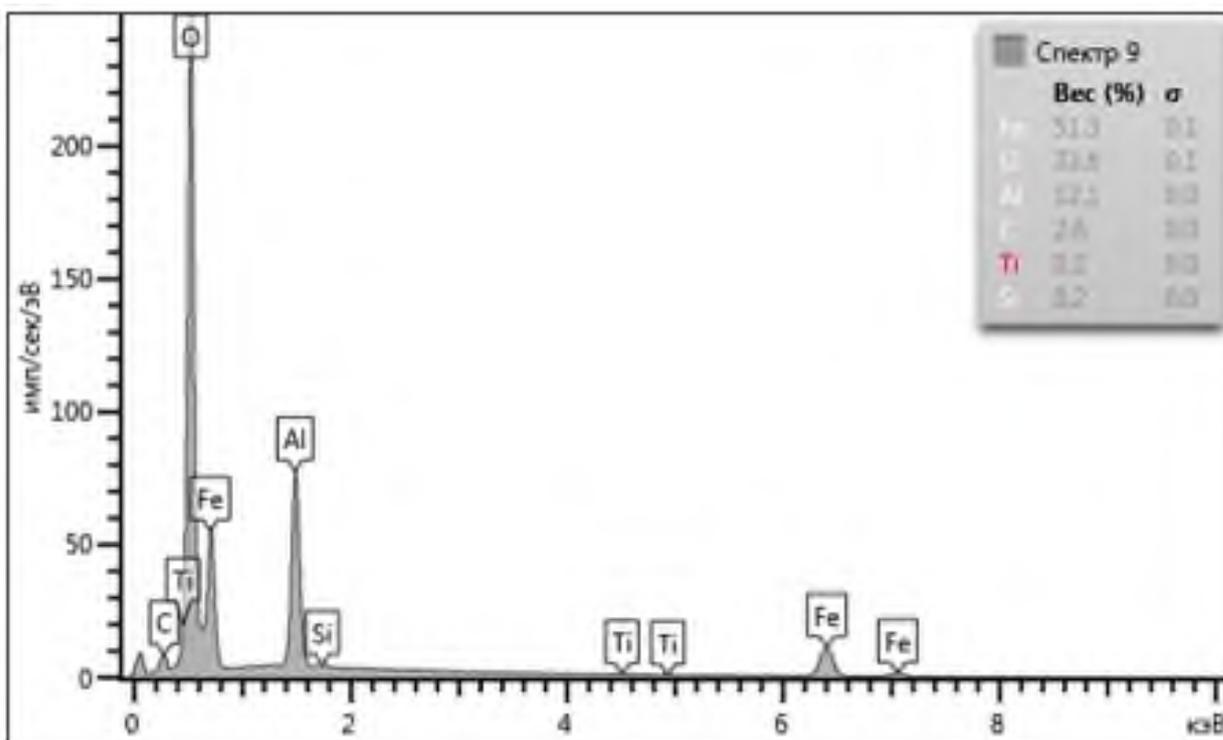


Рисунок 4.34 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 9

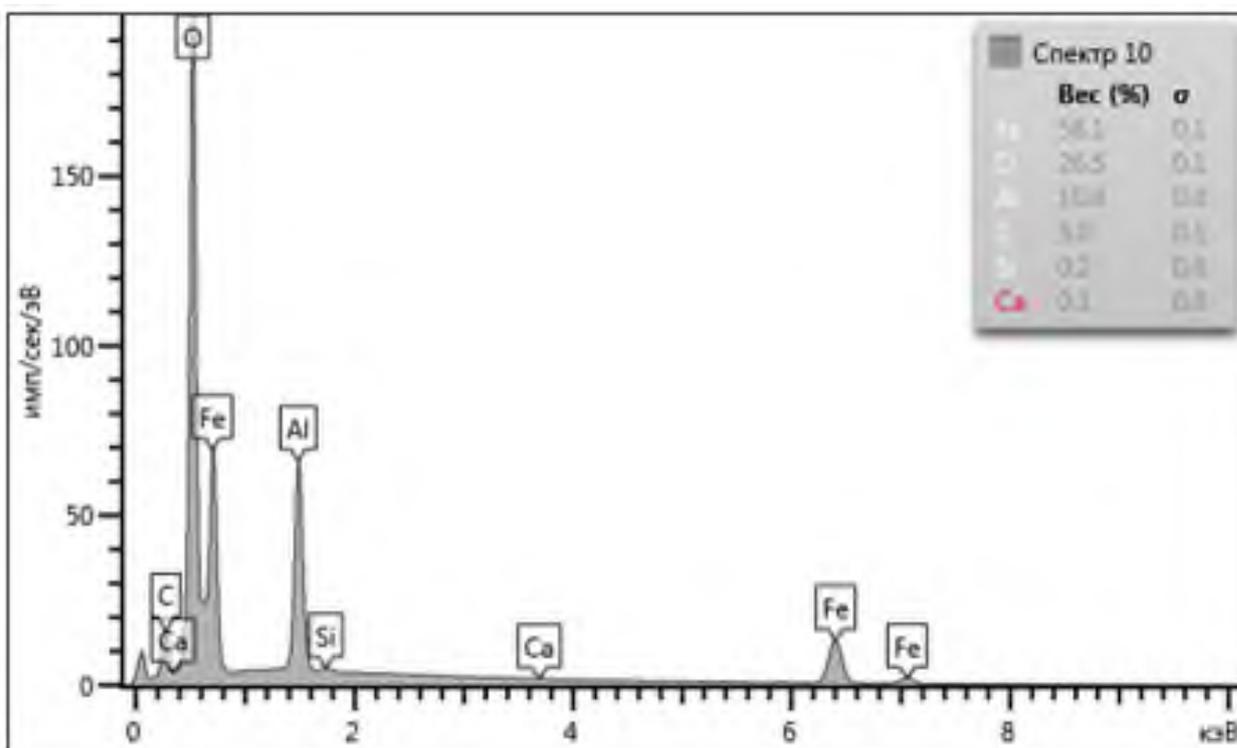


Рисунок 4.35 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 3 в точке 10

Спектры демонстрируют состав полученной поверхности с точностью определения 0,1 % масс. На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образца № 3 подтвердил наличие в составе образующихся покрытий элементов из состава материала базового образца № 1 и материала модификатора трения, а именно Al. Наличие линии кислорода говорит о присутствии окислов указанных металлов на поверхности образца.

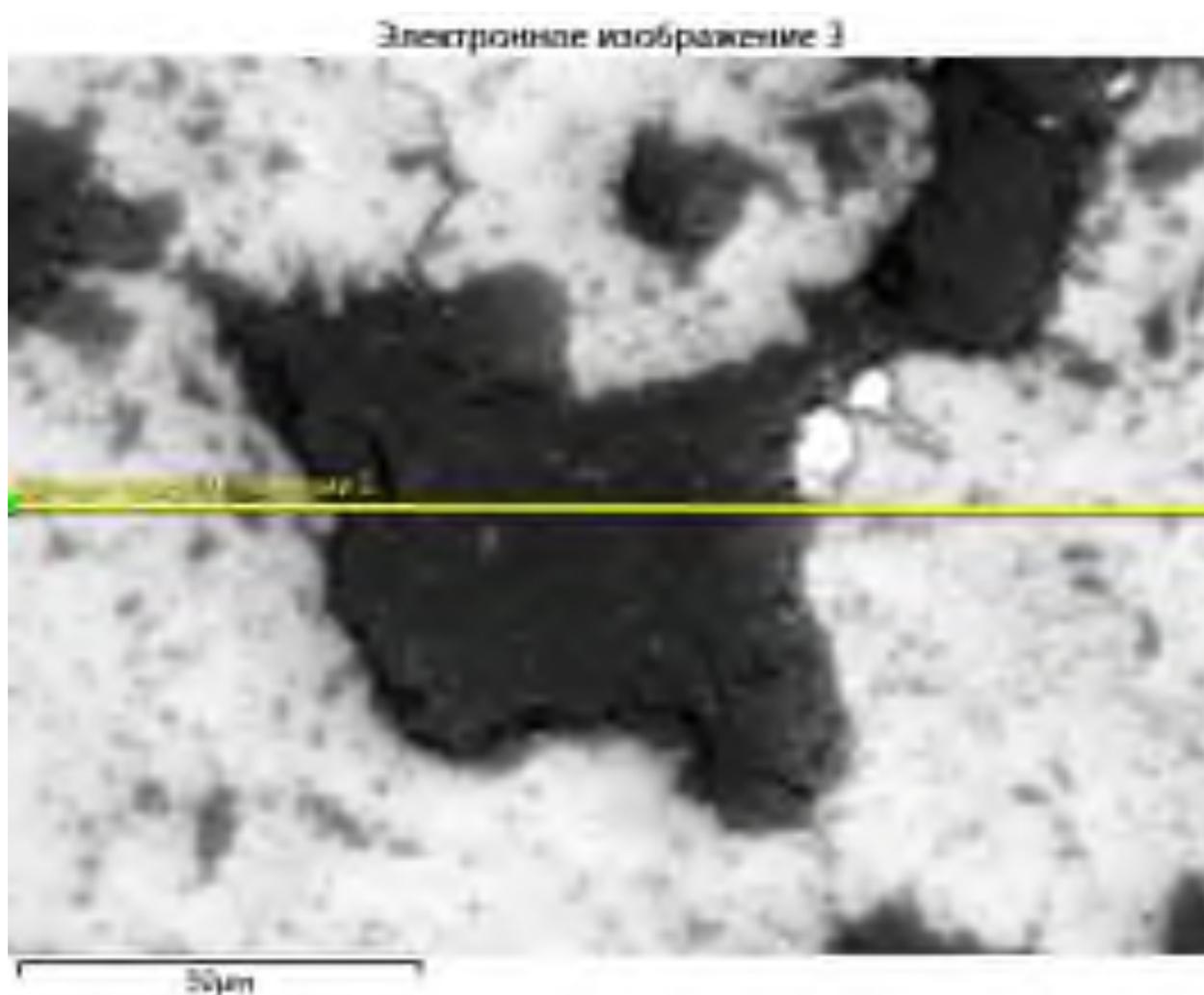


Рисунок 4.36 – Электронное изображение поверхности для анализа элементного состава вторичных структур поверхности образца № 3

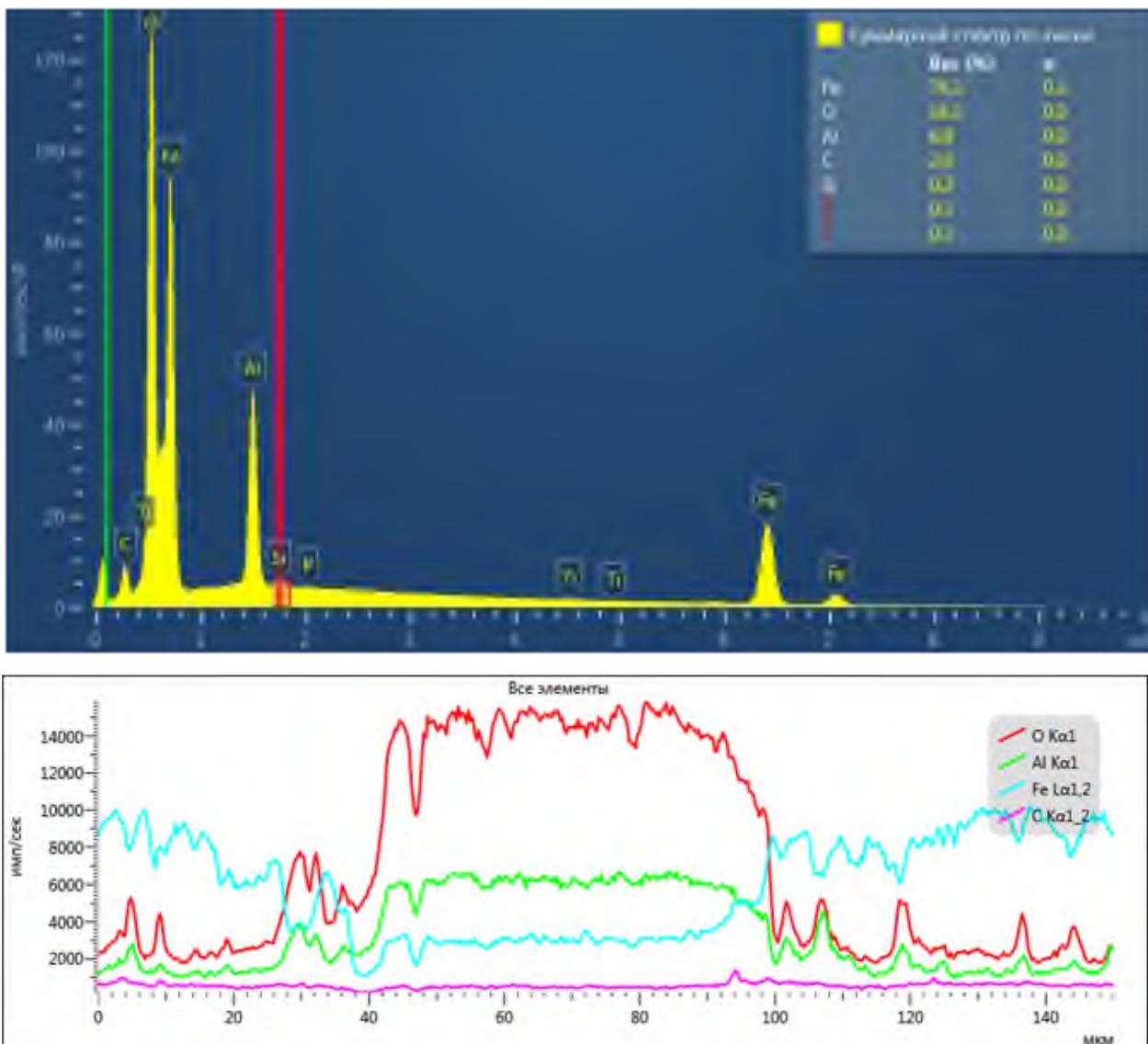


Рисунок 4.37 – Суммарные спектры элементного состава вторичных структур поверхности образца № 3

Анализ представленных данных позволяет сделать заключение, о том что вторичные структуры, образовавшиеся на поверхности образца, содержат преимущественно оксиды железа и алюминия. Анализ спектров различных участков образца подтверждает, что наибольший удельный вес, в %, имеют элементы Fe (74,1 %), O (16,1 %) и Al (6,8 %). Что подтверждает промежуточные выводы, полученные при анализе морфологии поверхности образцов.

Образец № 4 – верхний образец, поверхность образца металлоплакирована алюминием (АД50).

Вид поверхности фрикционной дорожки образца при различных увеличениях представлен на рисунке 4.38.

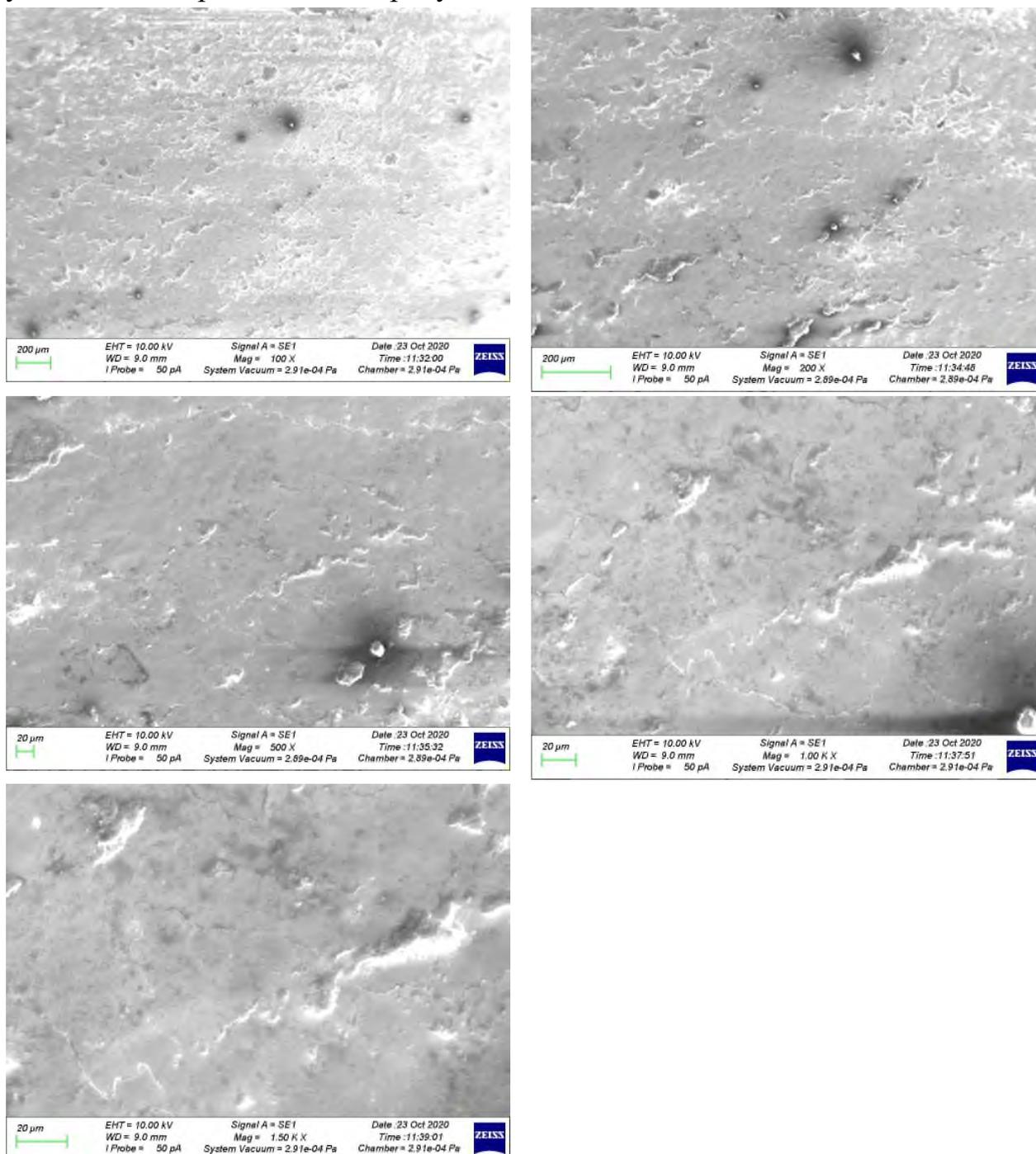


Рисунок 4.38 – Электронные изображения поверхности образца при различных увеличениях

Изучение этих микрофотографий показывает, что на поверхности образца имеются образованные вторичные структуры, представляющие

собой относительно однородное покрытие с присутствием неглубоких впадин и микровыступов.

Более детальное исследование слоев будет проведено ниже с применением методов рентгеноспектрального микроанализа и получением изображений отдельных участков исследуемого образца в лучах рентгеновских линий элементов, представляющих интерес. Электронное изображение поверхности образца и наиболее характерных для анализа точек поверхности представлено на рисунке 4.39.

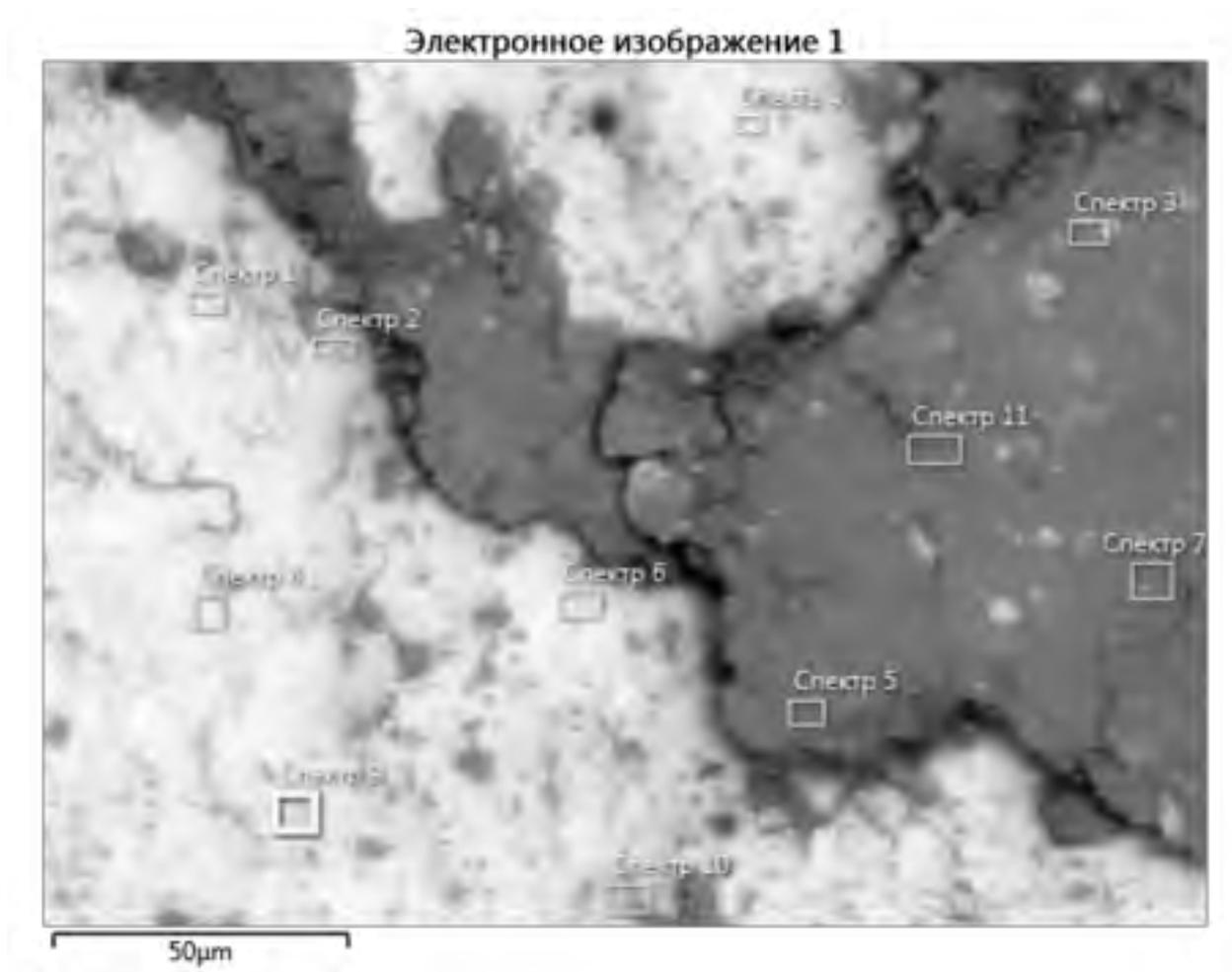


Рисунок 4.39 – Анализируемый участок поверхности с контрольными точками получения спектров

Имеющиеся на изображении микродефекты: поры и микровыступы могут объясняться неравновесной кристаллизацией слоев материала модификатора трения и границы раздела со стальной основой образца № 4 и

существованием областей термомеханических напряжений в верхнем слое.

Идентификация элементного состава вторичных структур, образованных на поверхности трения образца № 4, представлена на рисунках 4.40–4.50.

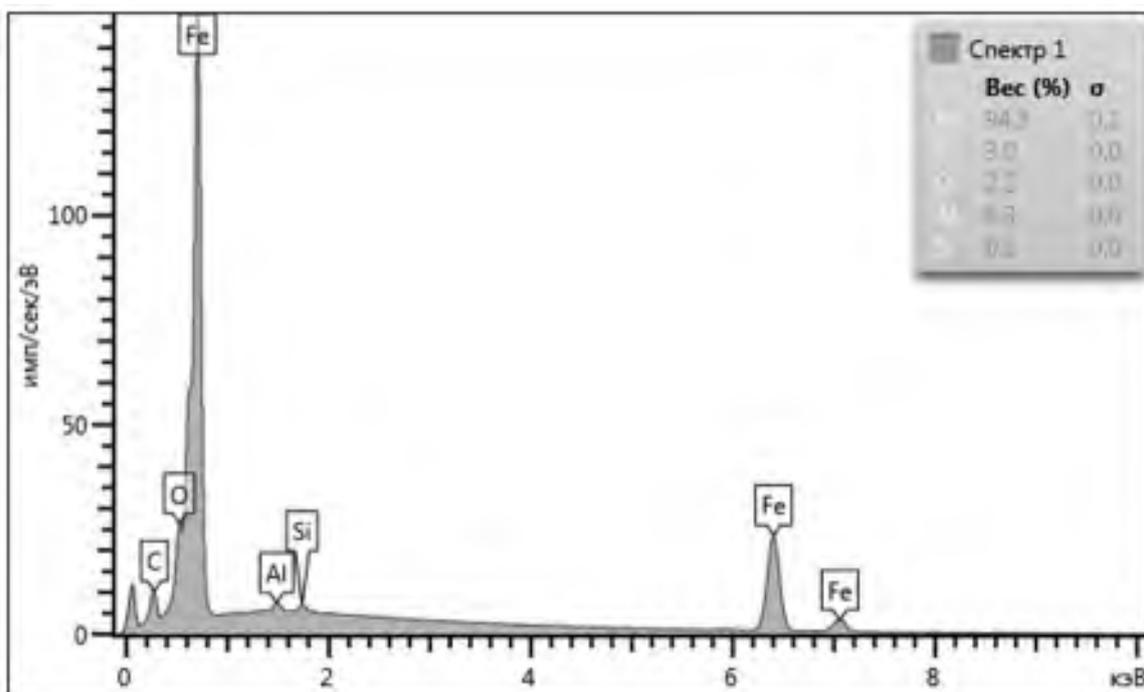


Рисунок 4.40 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 1

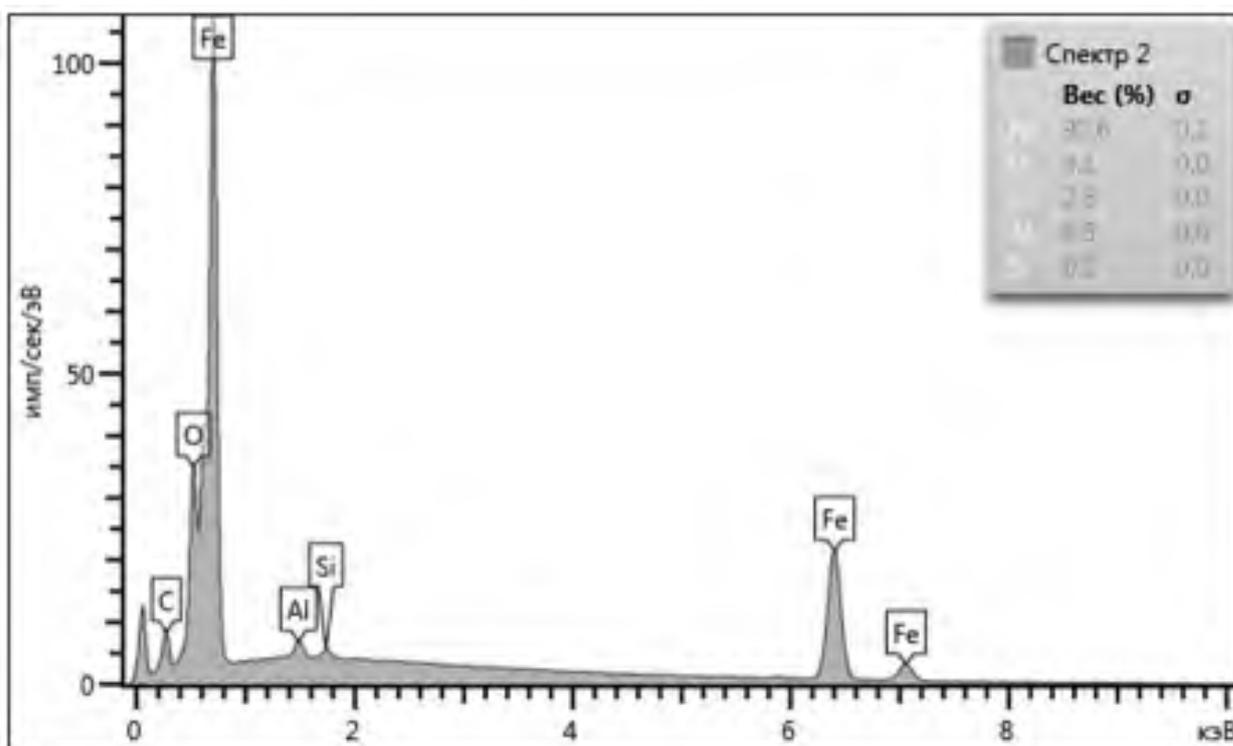


Рисунок 4.41 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 2

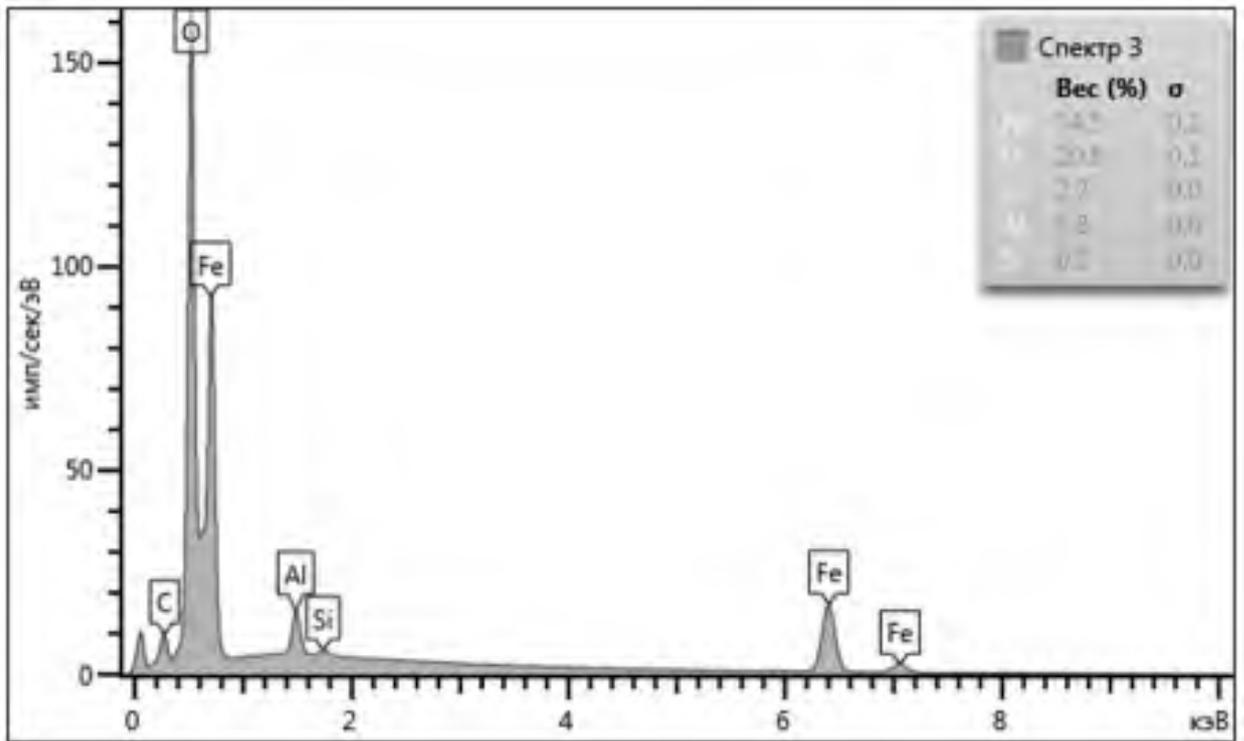


Рисунок 4.42 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 3

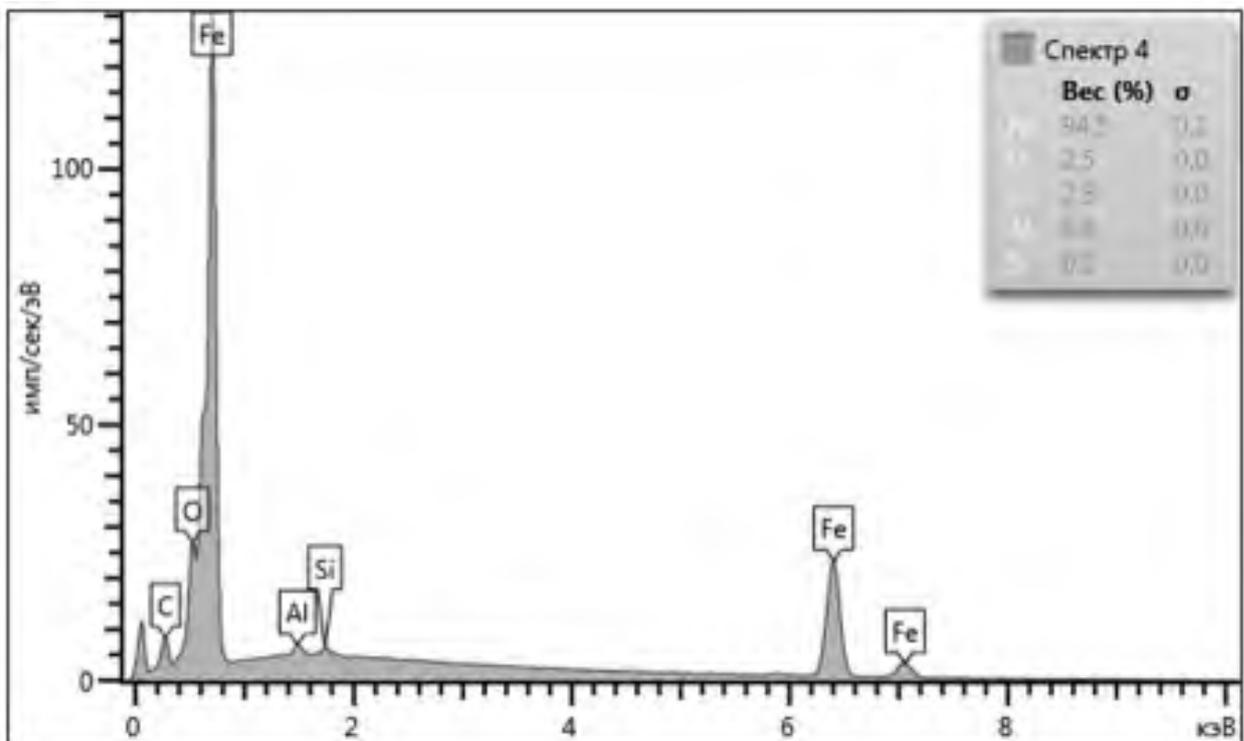


Рисунок 4.43 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 4

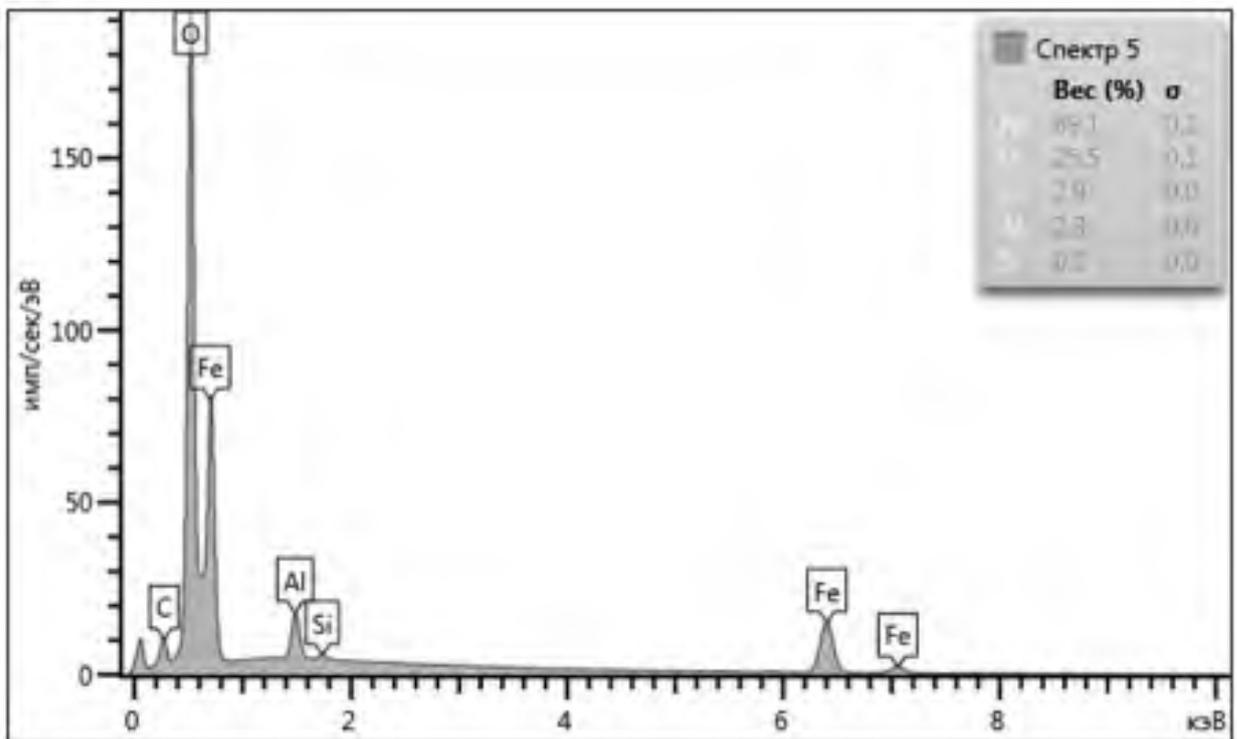


Рисунок 4.44 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 5

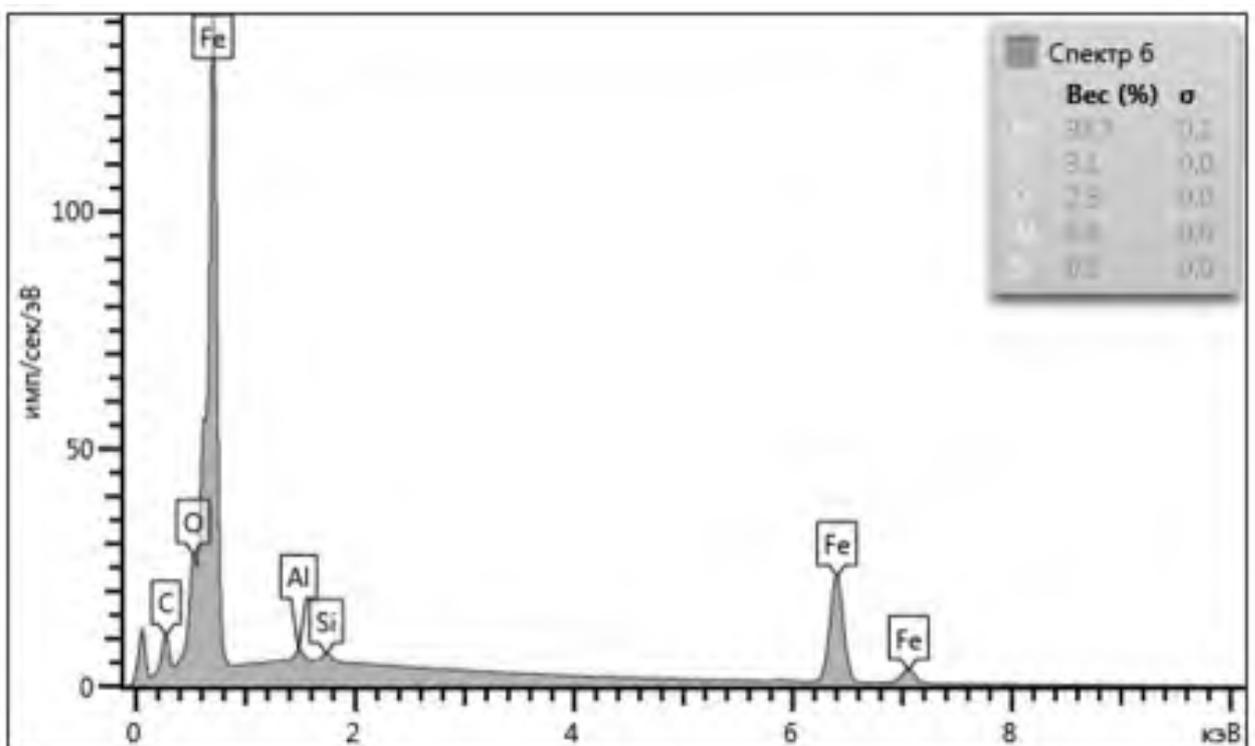


Рисунок 4.45 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 6

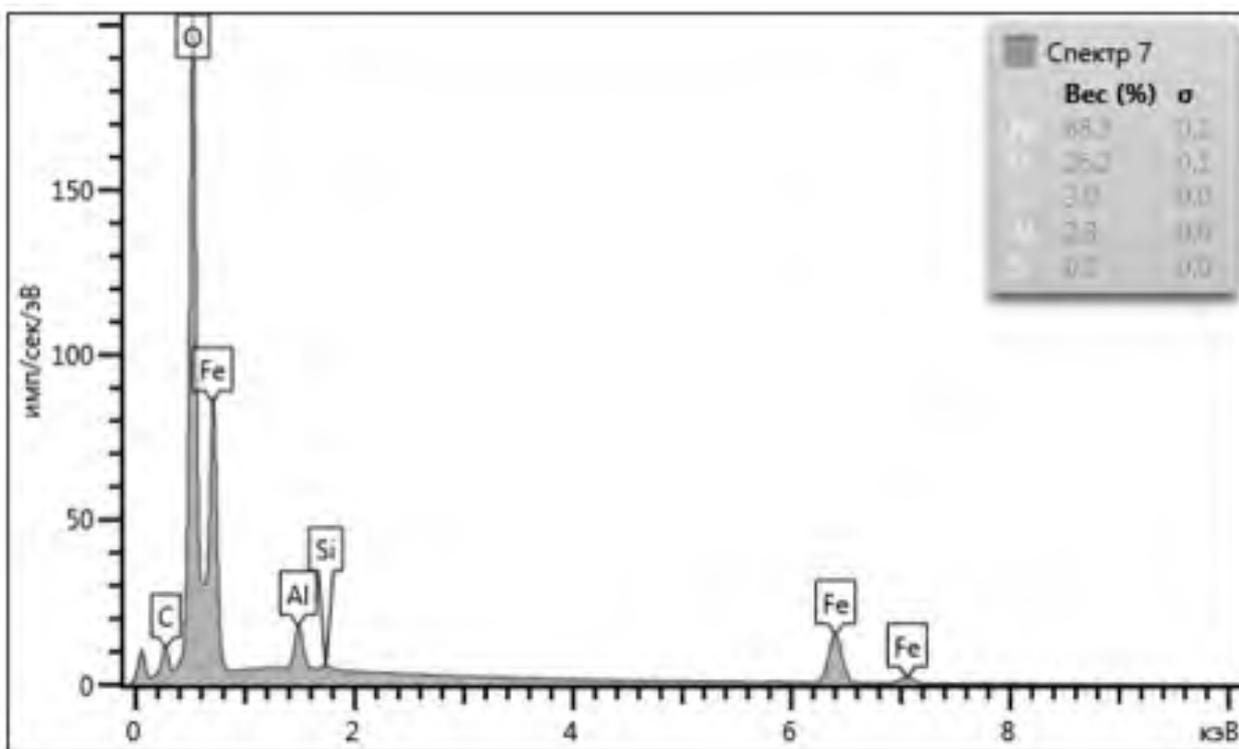


Рисунок 4.46 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 7

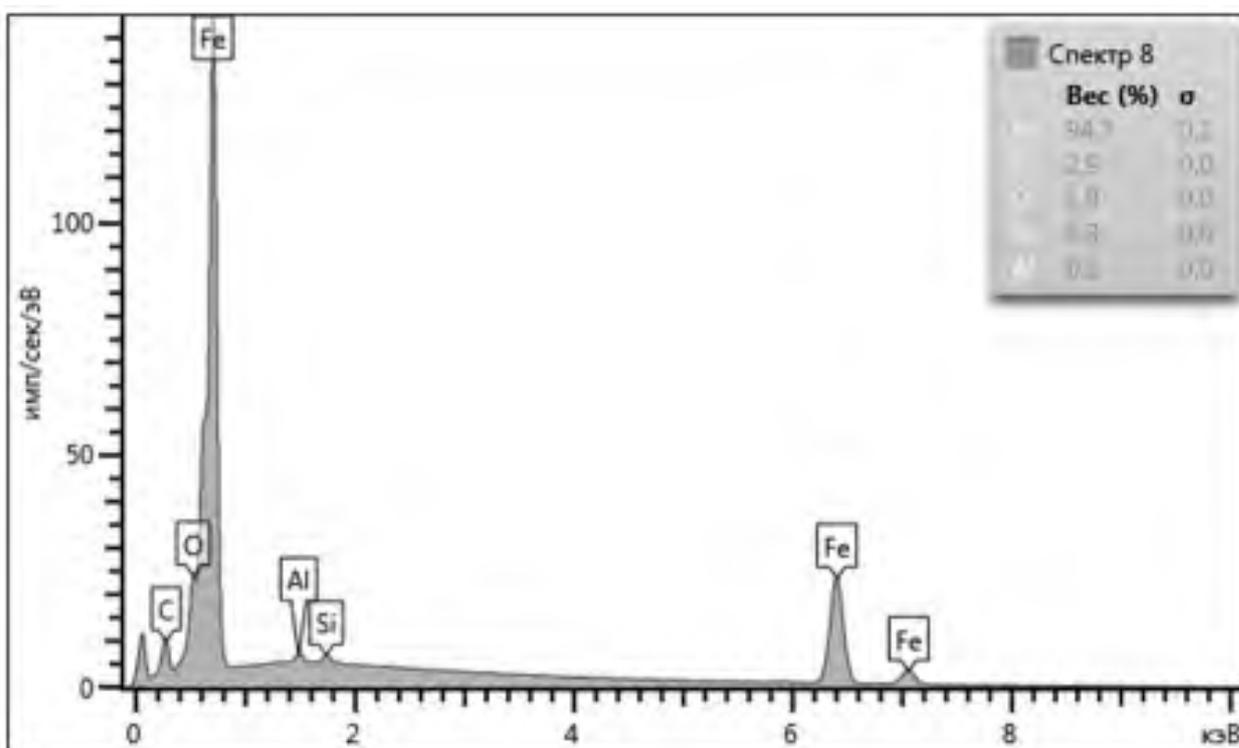


Рисунок 4.47 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 8

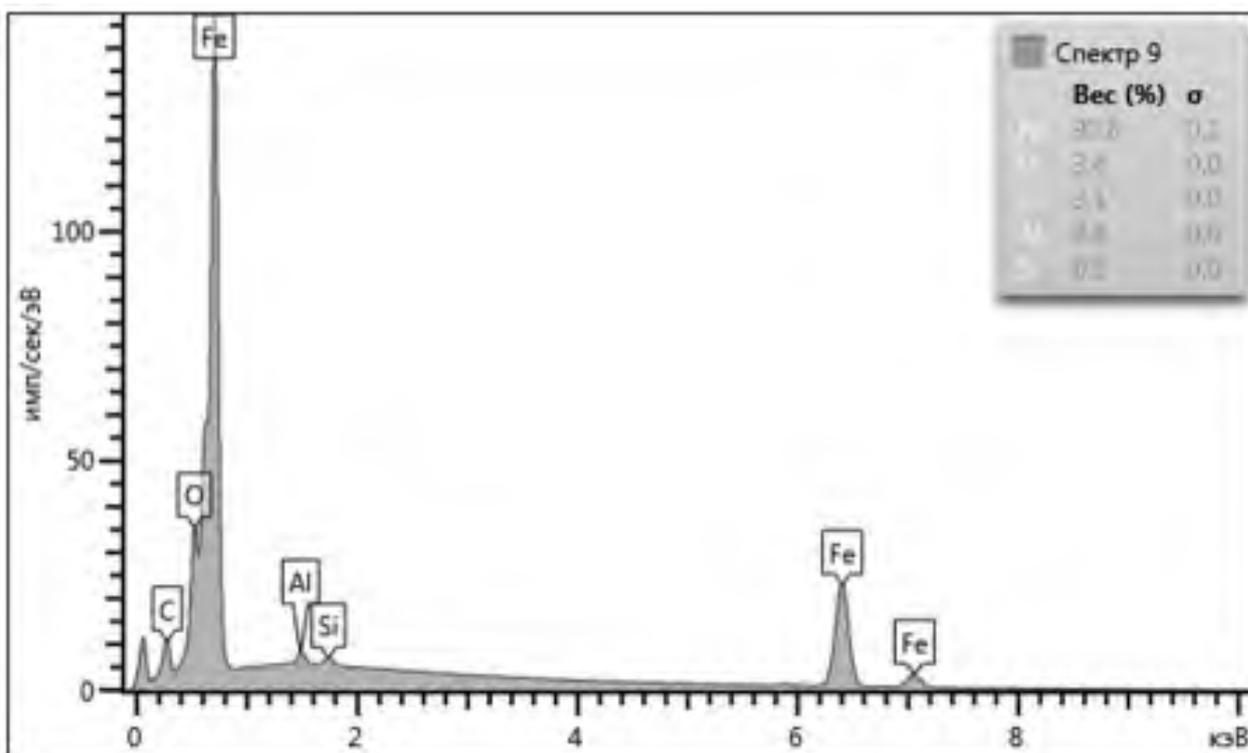


Рисунок 4.48 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 9

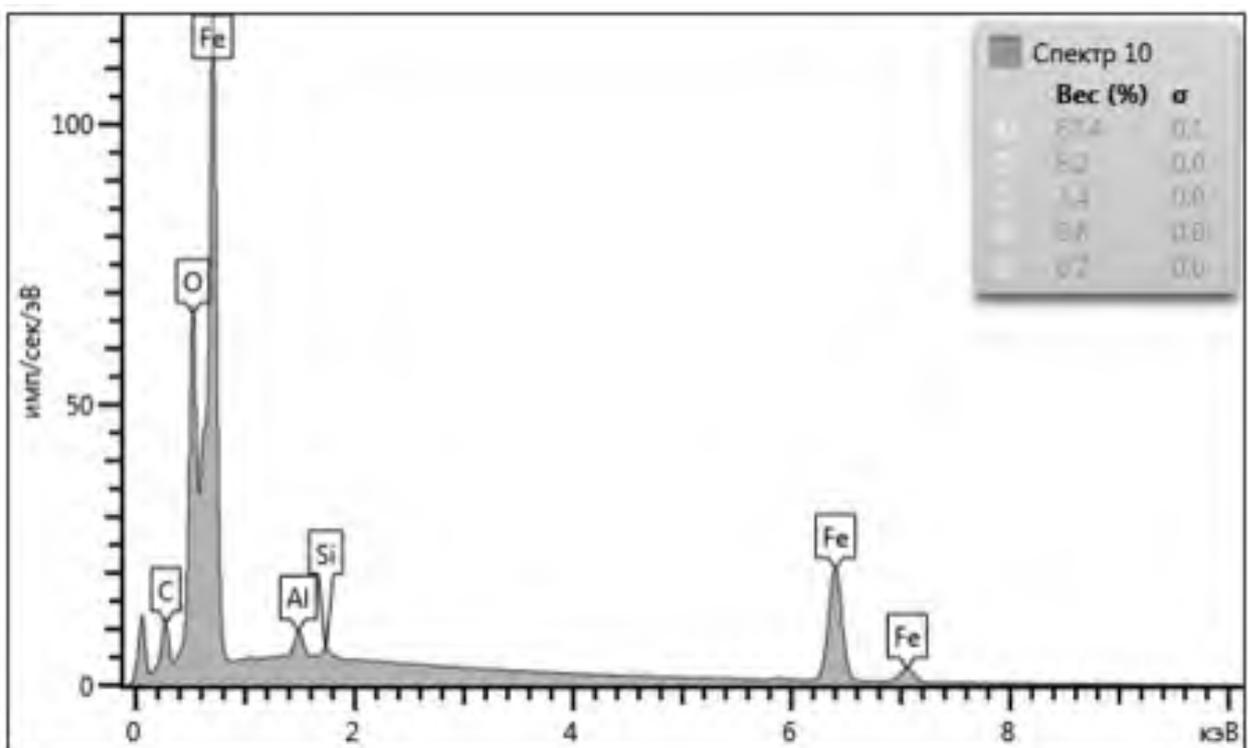


Рисунок 4.49 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 10

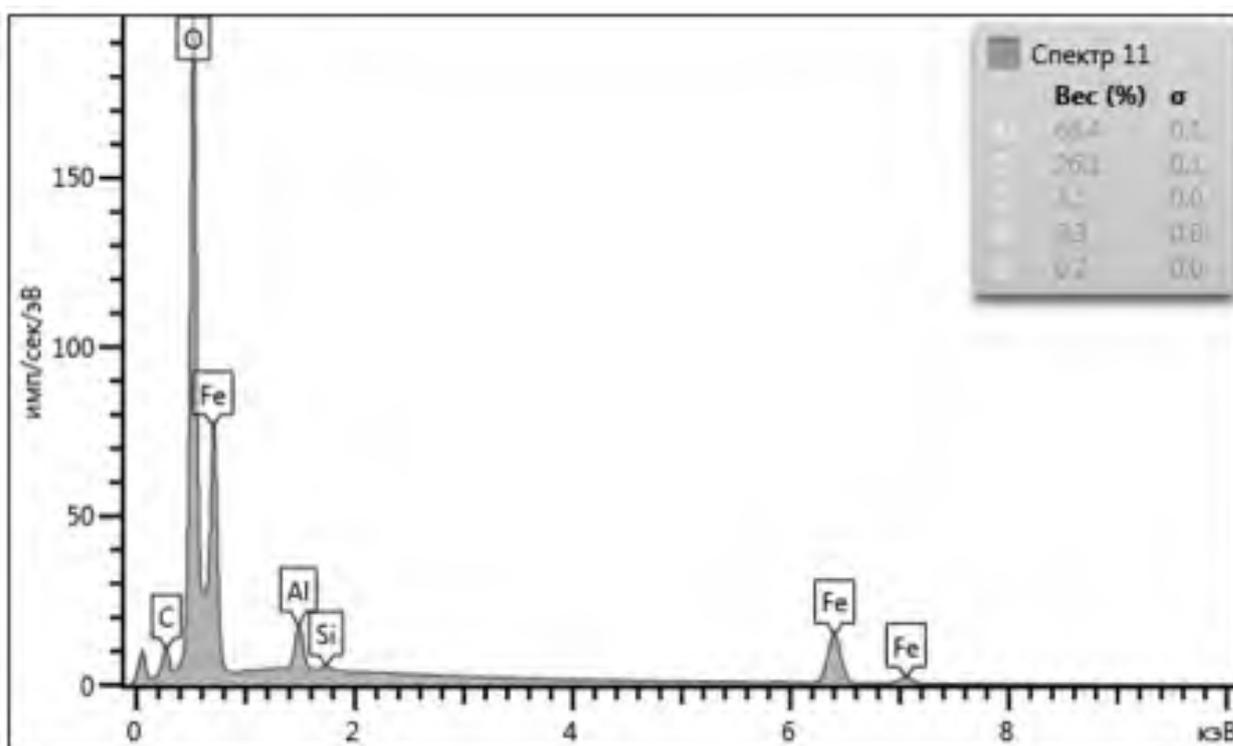


Рисунок 4.50 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 4 в точке 11

Спектры демонстрируют состав полученной поверхности с точностью определения 0,1 % масс. На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образца № 4 подтвердил наличие в составе образующихся покрытий элементов из состава материала образца № 1 и материала модификатора трения, а именно Al. Наличие линии кислорода говорит о присутствии окислов указанных металлов на поверхности образца.

Электронное изображение 2

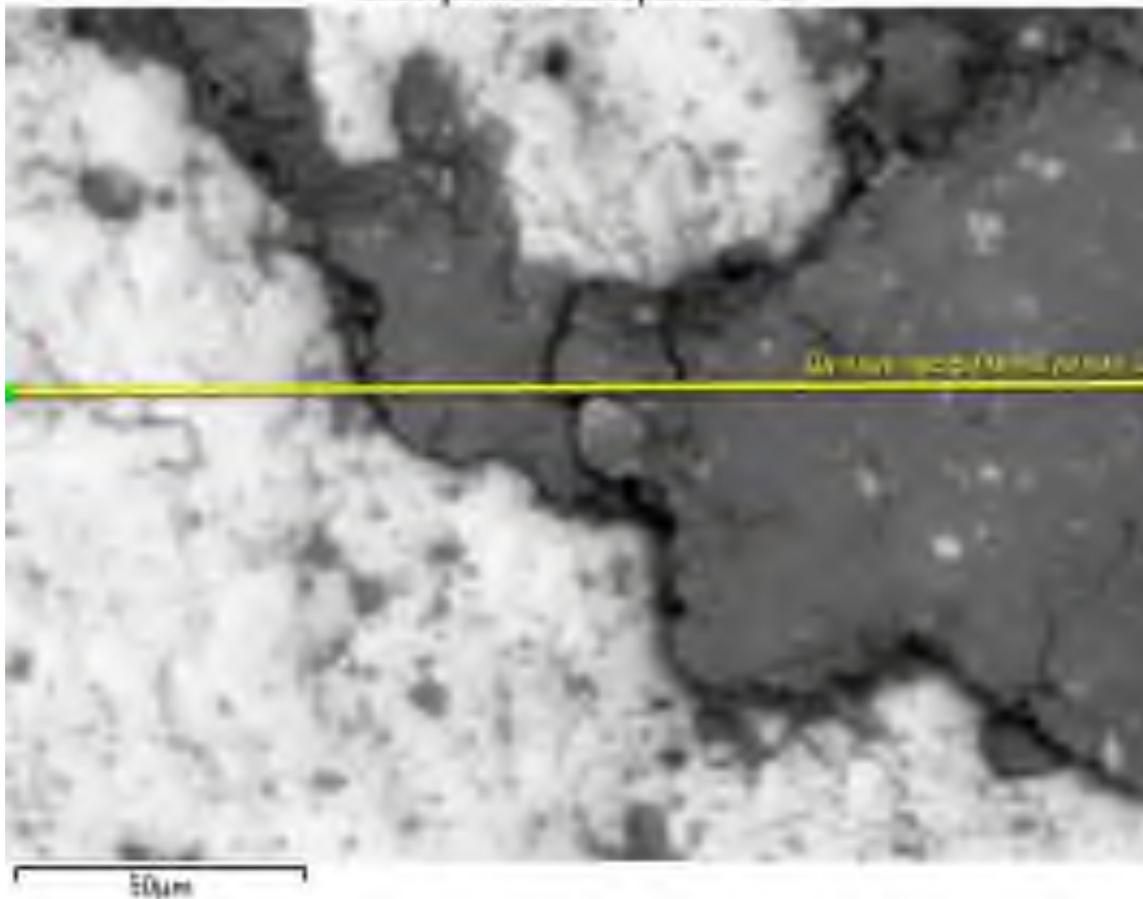


Рисунок 4.51 – Электронное изображение поверхности для анализа элементного состава вторичных структур поверхности образца № 4

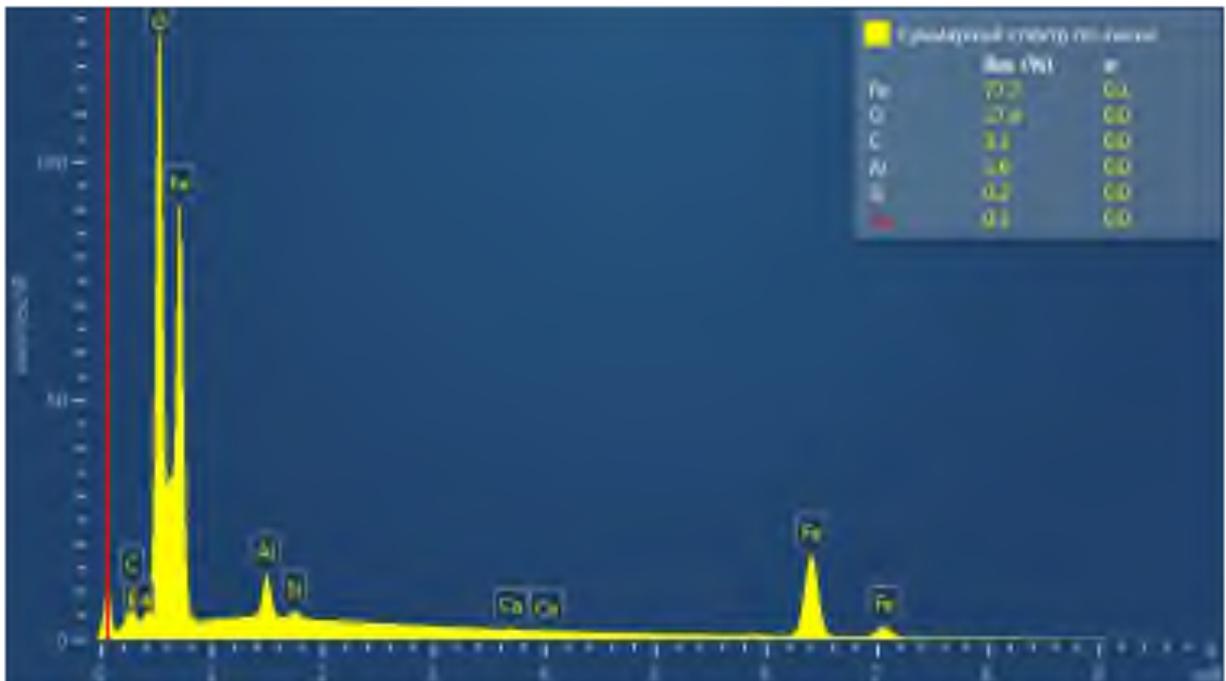


Рисунок 4.52 – Суммарные спектры элементного состава вторичных структур поверхности образца № 4

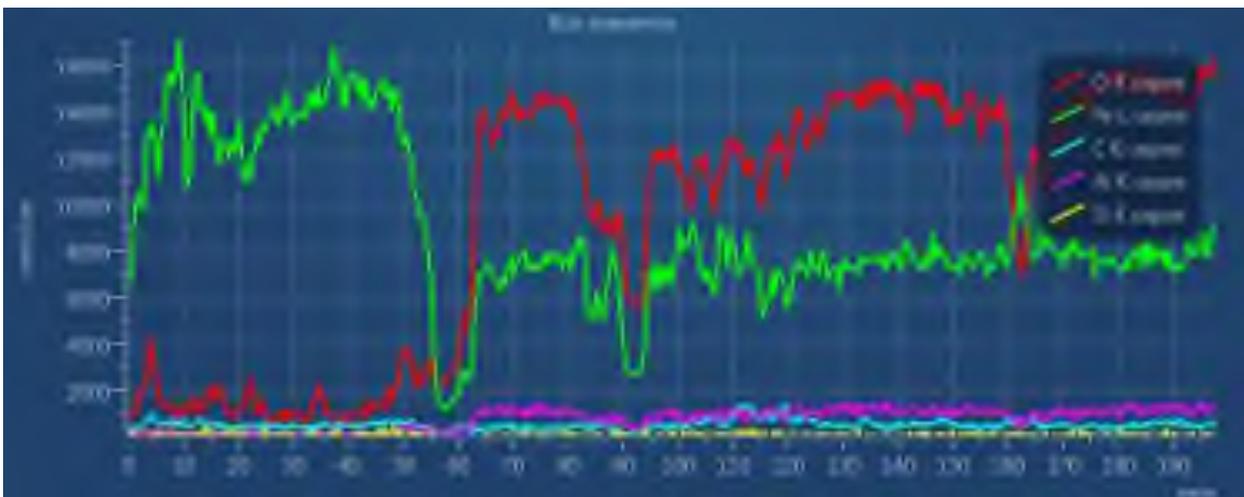


Рисунок 4.53 – Элементный состав вторичных структур поверхности образца № 4

Анализ представленных данных позволяет сделать заключение о том, что вторичные структуры, образовавшиеся на поверхности образца № 4, содержат преимущественно оксид железа, углерод и оксид алюминия. Анализ спектров различных участков образца показывает, что алюминий присутствует на поверхности в меньшей степени, чем у образца № 3. Удельный вес элементов, в %, составляет Fe (77,7 %), O (17,4 %), C (3,1 %) и Al (1,6 %).

Образец № 5 – образец нижний, поверхность образца контактировала с поверхностью, металлоплакированной алюминием (АД0).

Вид поверхности фрикционной дорожки образца представлен на рисунке 4.54. Изучение этих микрофотографий показывает, что на поверхности образца № 5 имеются образованные вторичные структуры, представляющие собой относительно однородное покрытие с присутствием неглубоких впадин и микровыступов.

Более детальное исследование слоев будет проведено ниже с применением методов рентгеноспектрального микроанализа и получением изображений отдельных участков исследуемого образца. Электронное изображение поверхности образца и наиболее характерных для анализа точек поверхности представлено на рисунке 4.55.

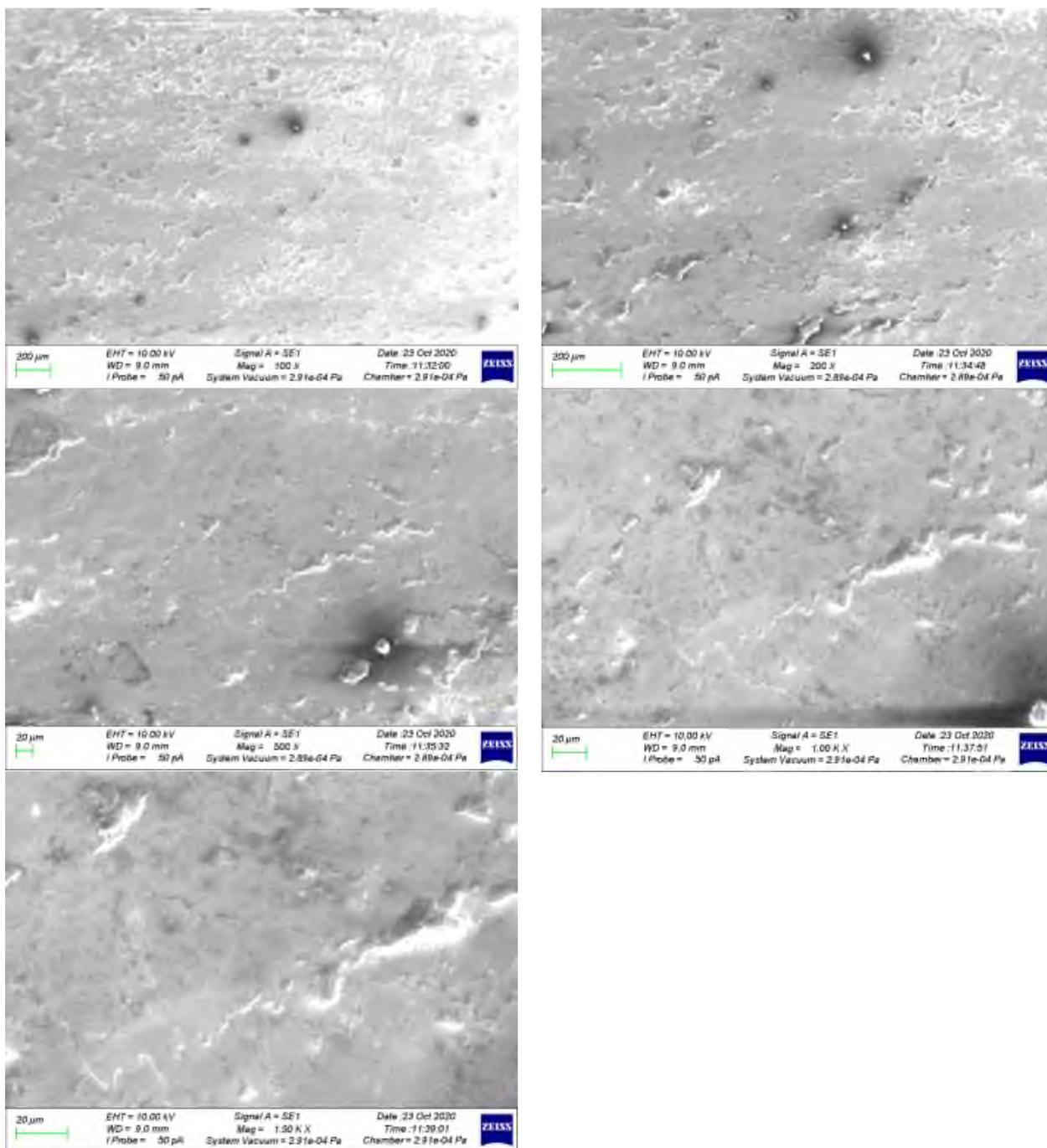


Рисунок 4.54 – Электронные изображения поверхности образца № 5 при различных увеличениях

Идентификация элементного состава вторичных структур, образованных на поверхности трения образца № 5 представлена на рисунках 4.55–4.65.

Электронное изображение 3

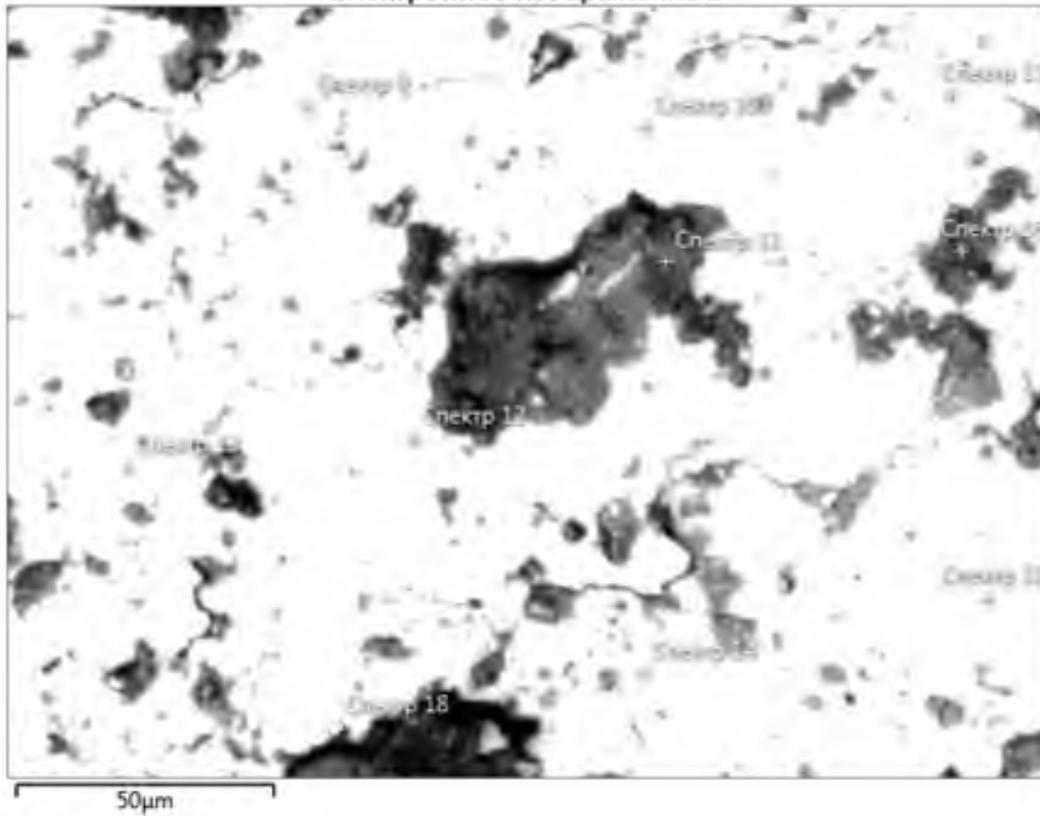


Рисунок 4.55 – Анализируемый участок поверхности с контрольными точками получения спектров

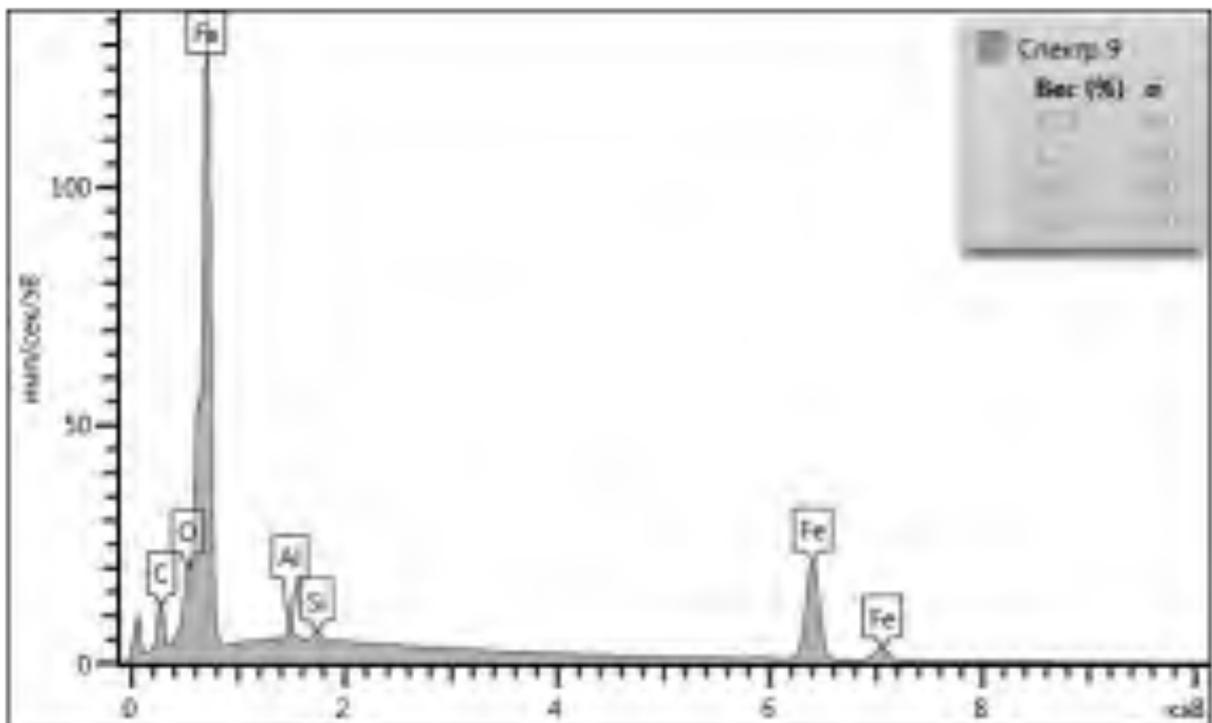


Рисунок 4.56 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 9

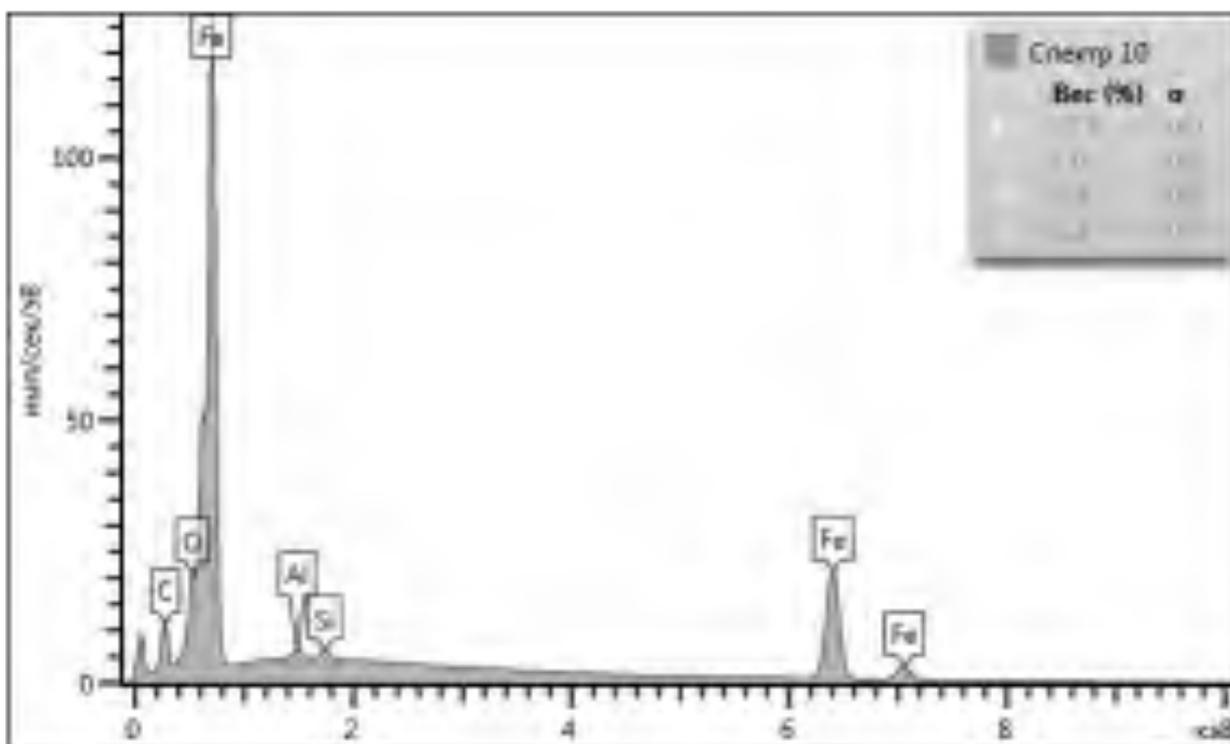


Рисунок 4.57 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 10

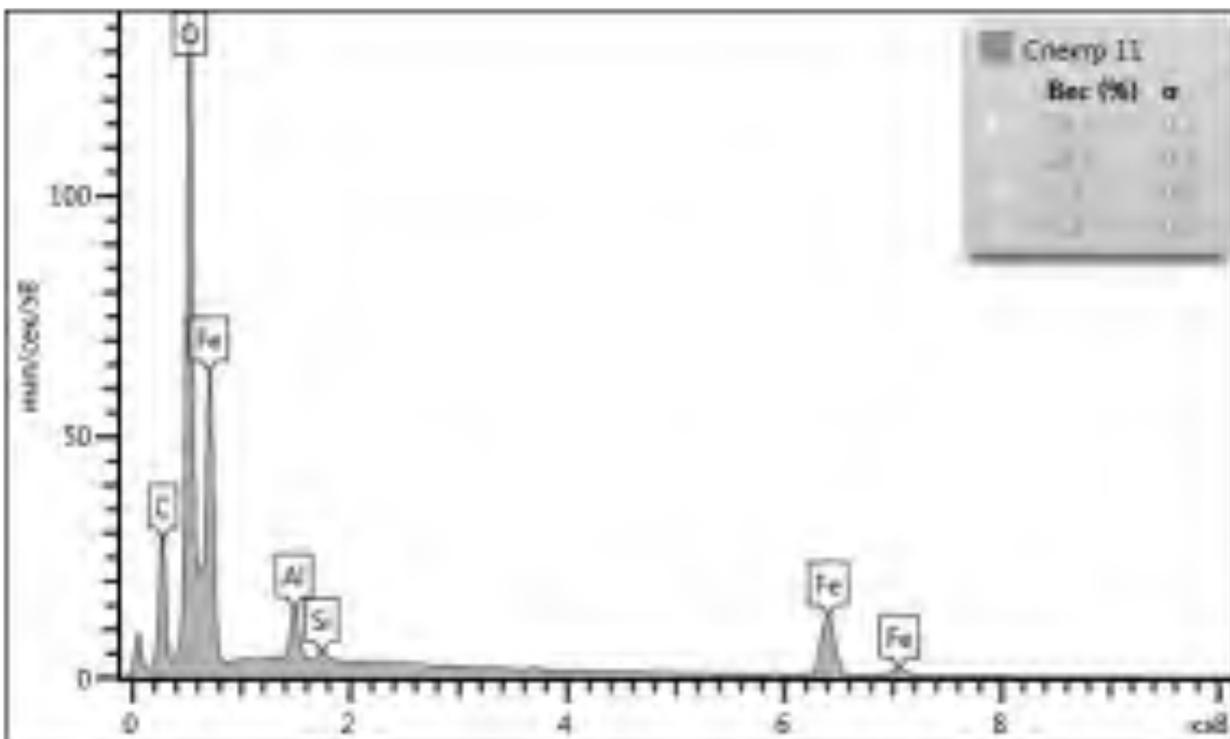


Рисунок 4.58 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 11

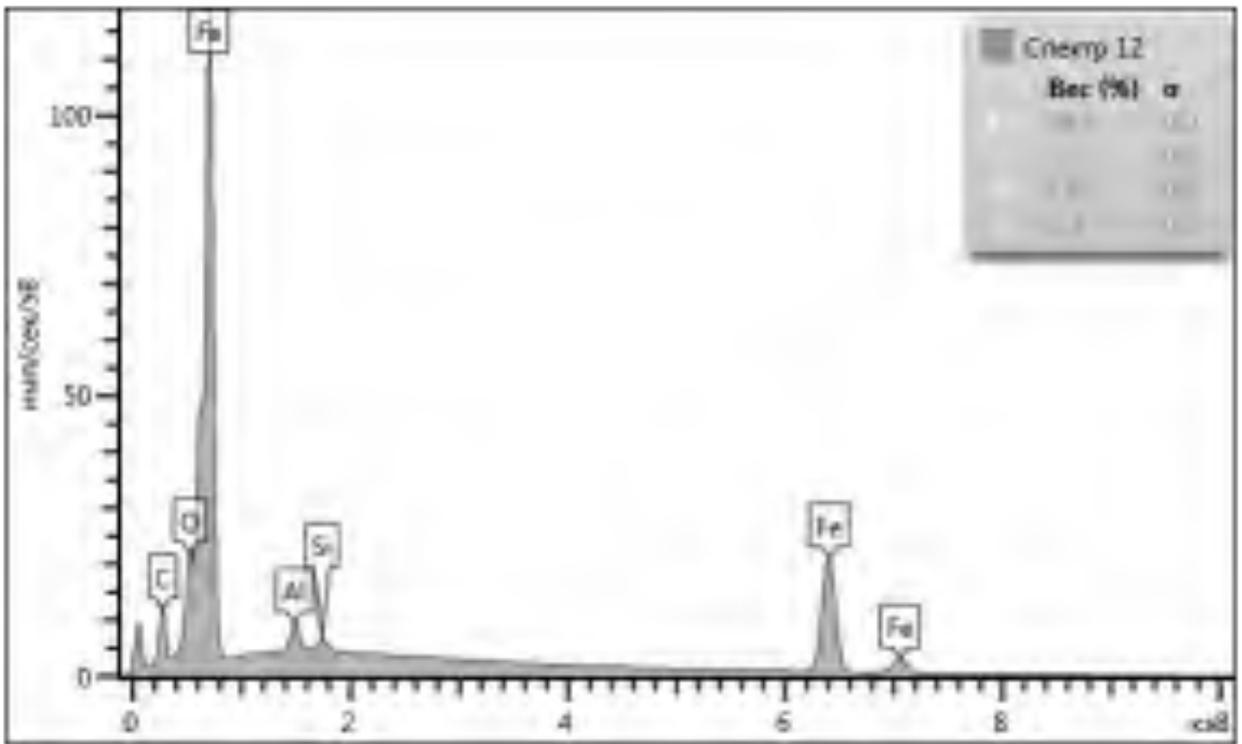


Рисунок 4.59 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 12

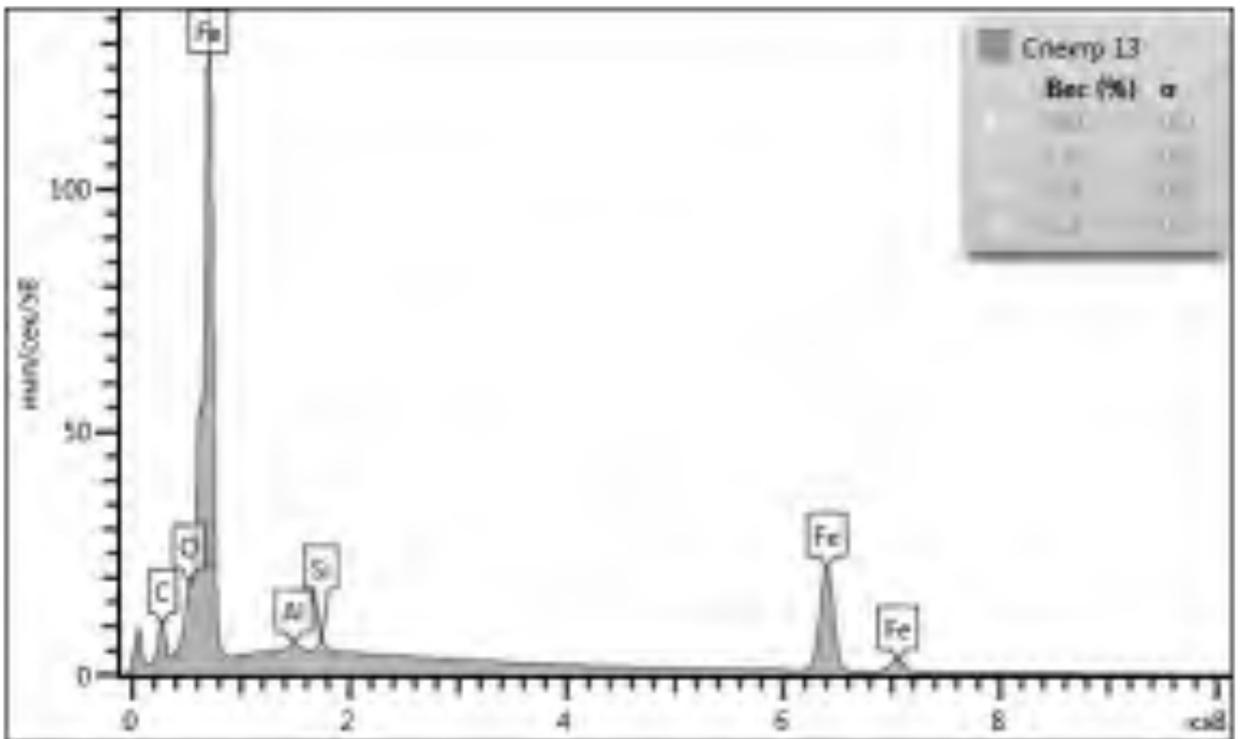


Рисунок 4.60 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 13

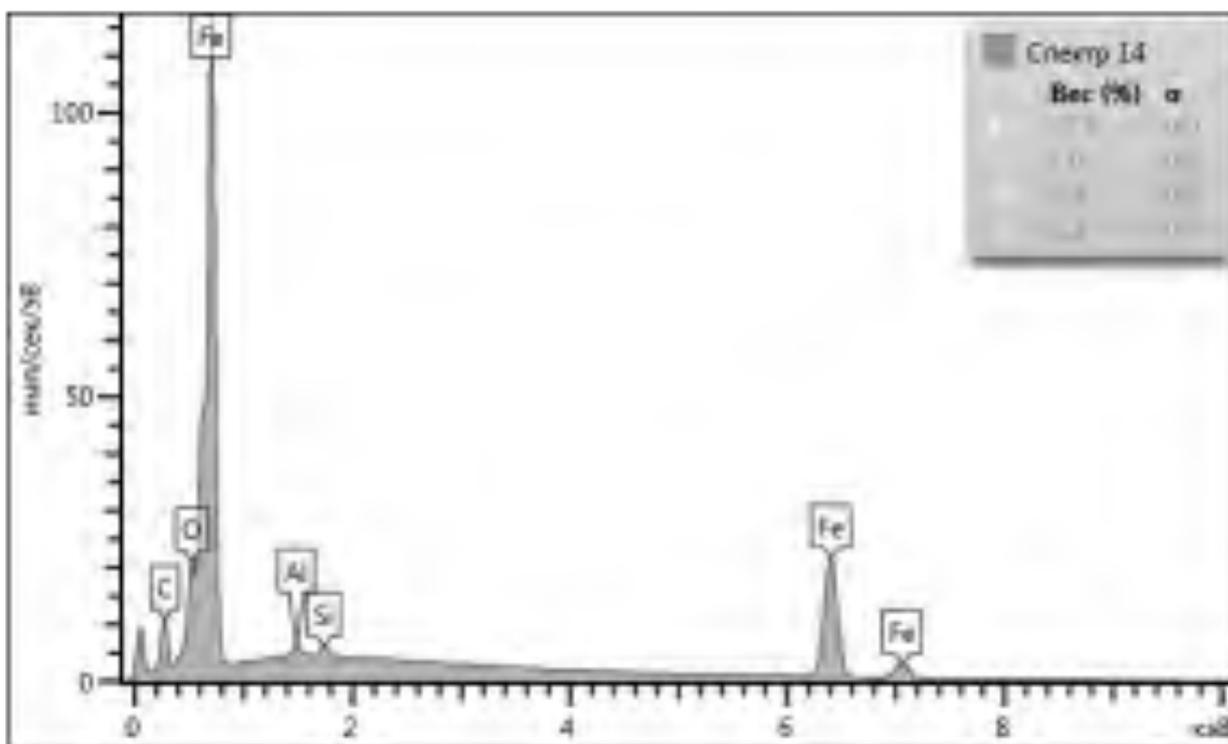


Рисунок 4.61 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 14

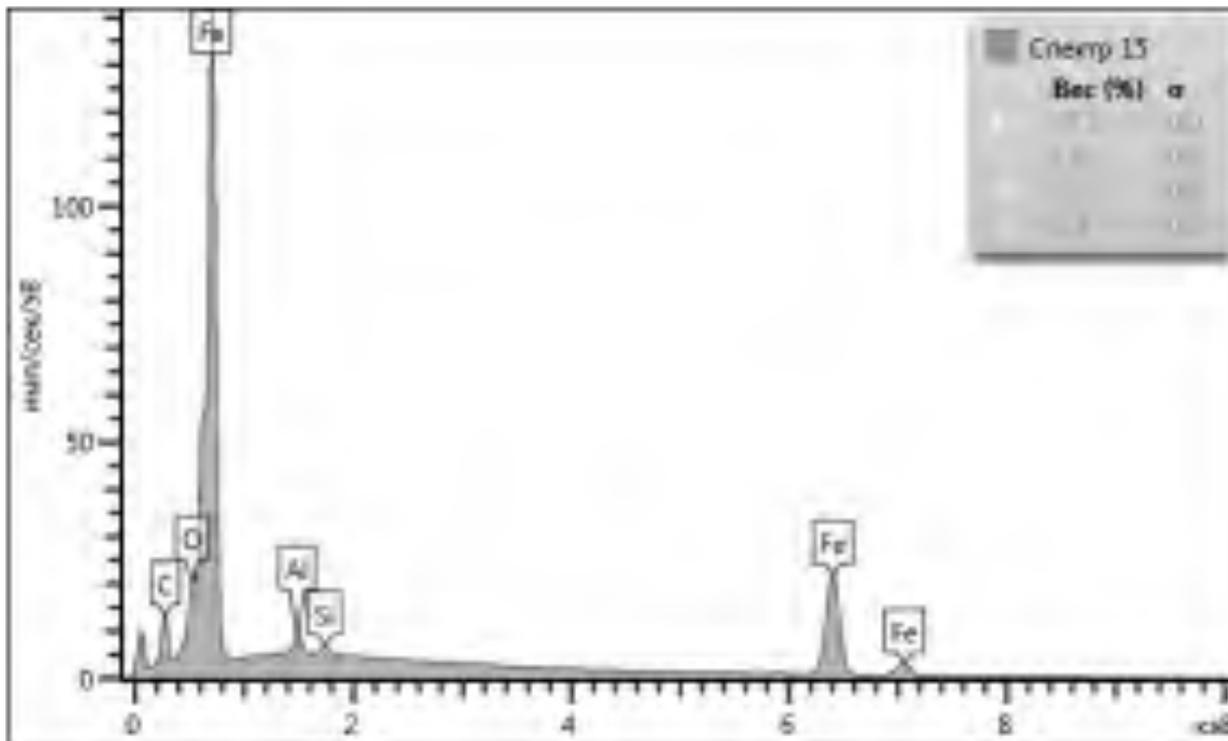


Рисунок 4.62 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 15

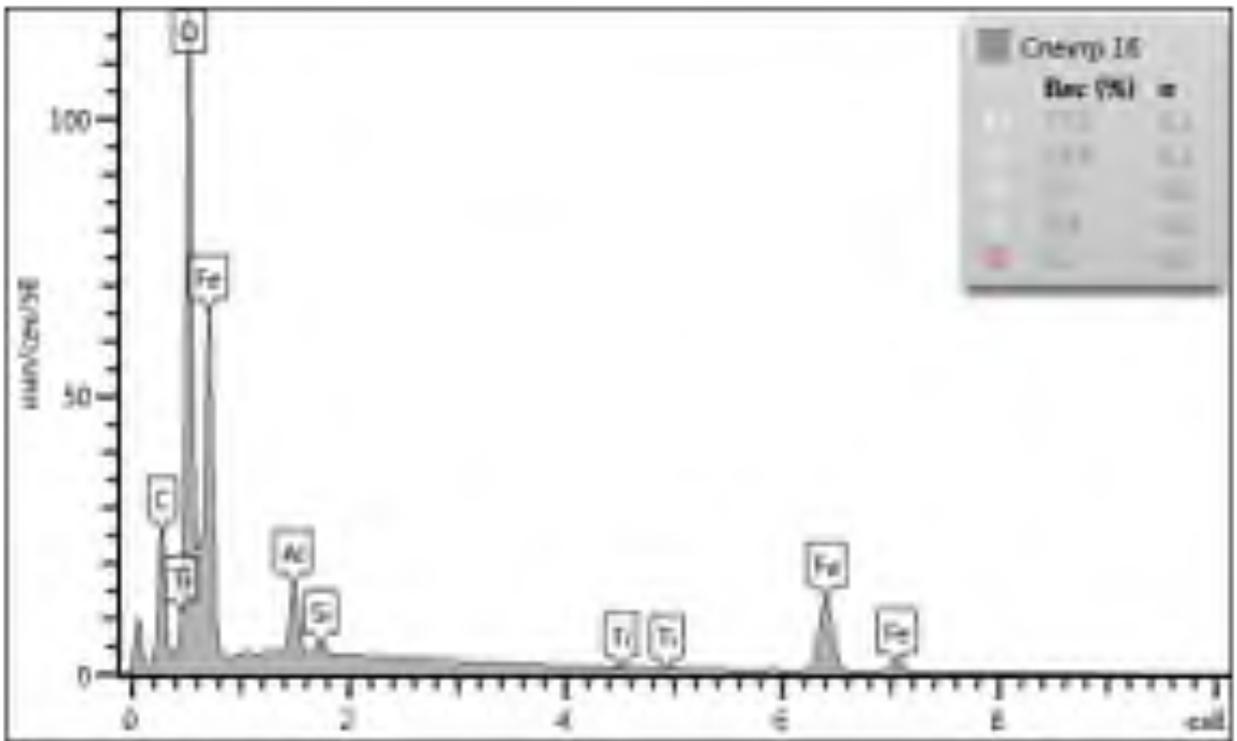


Рисунок 4.63 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 16

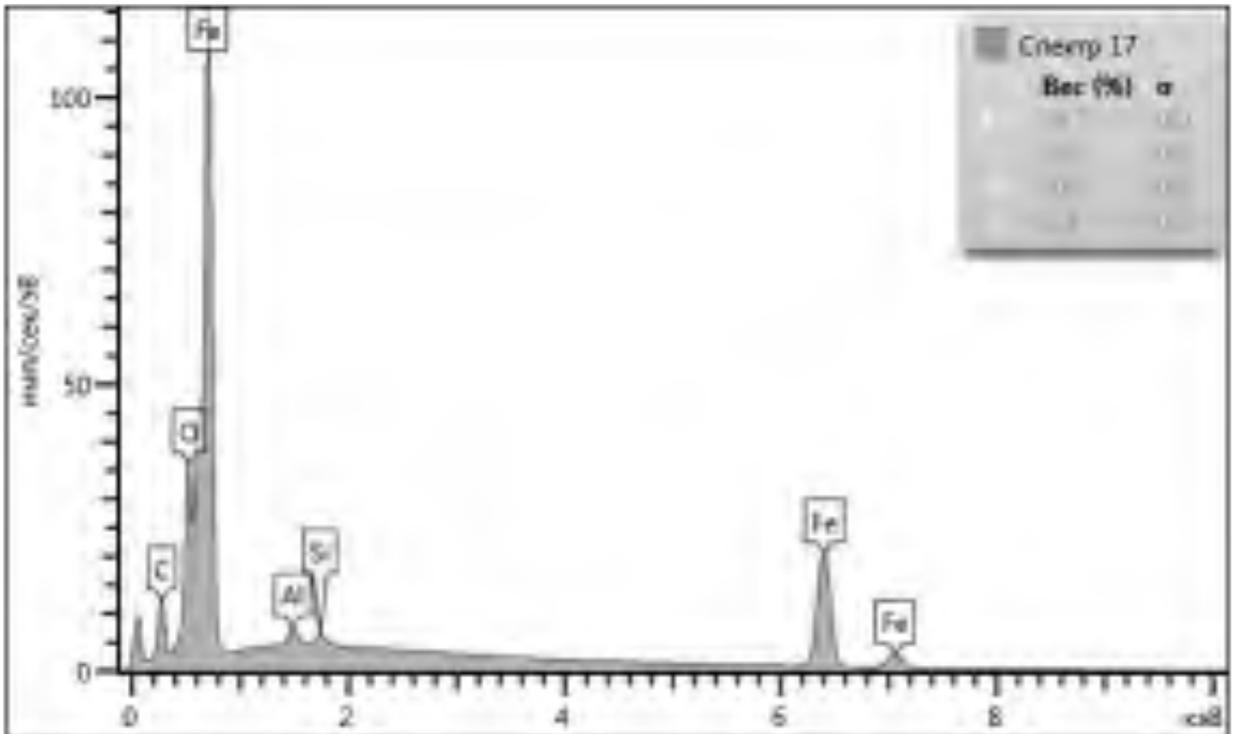


Рисунок 4.64 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 17

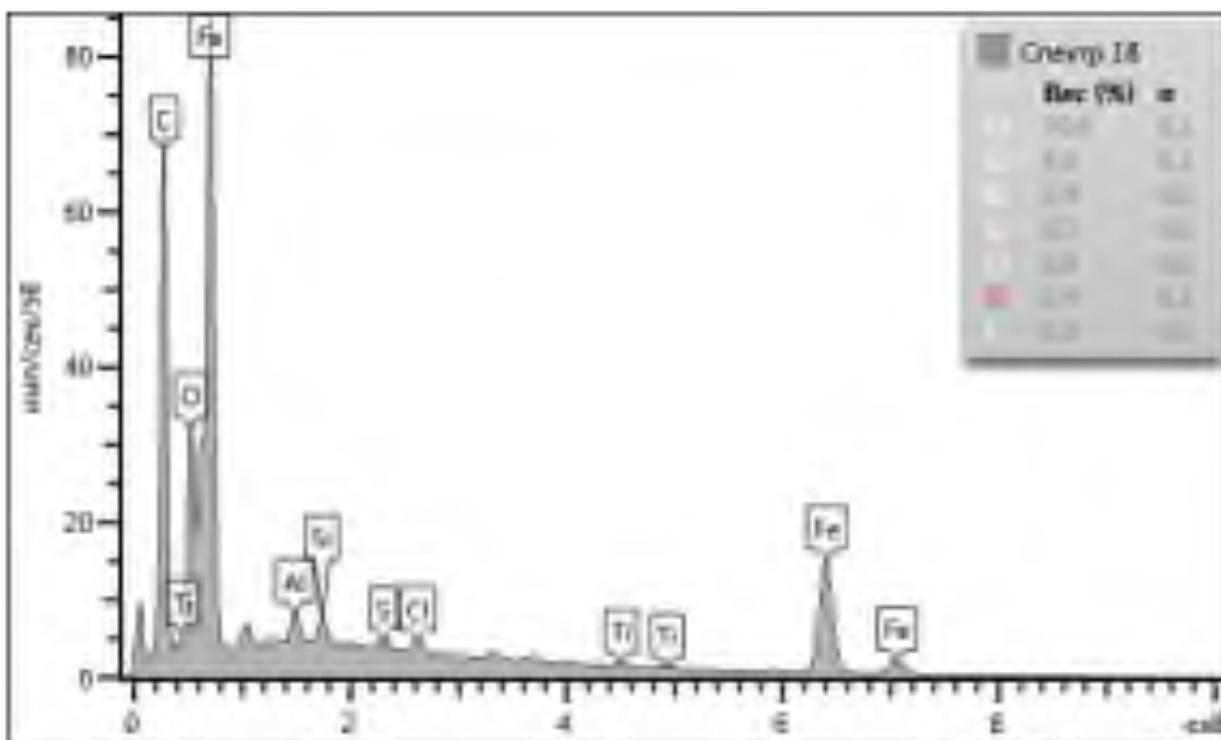


Рисунок 4.65 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 5 в точке 18

Спектры демонстрируют состав полученной поверхности с точностью определения 0,1 % масс. На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образца № 5 подтвердил наличие в составе образующихся покрытий элементов из состава материала образца № 2 и материала модификатора трения, а именно Al. Наличие спектров Ti, Si и других элементов с содержанием более 1 % не наблюдается. Наличие линии кислорода говорит о присутствии окислов указанных металлов на поверхности образца.

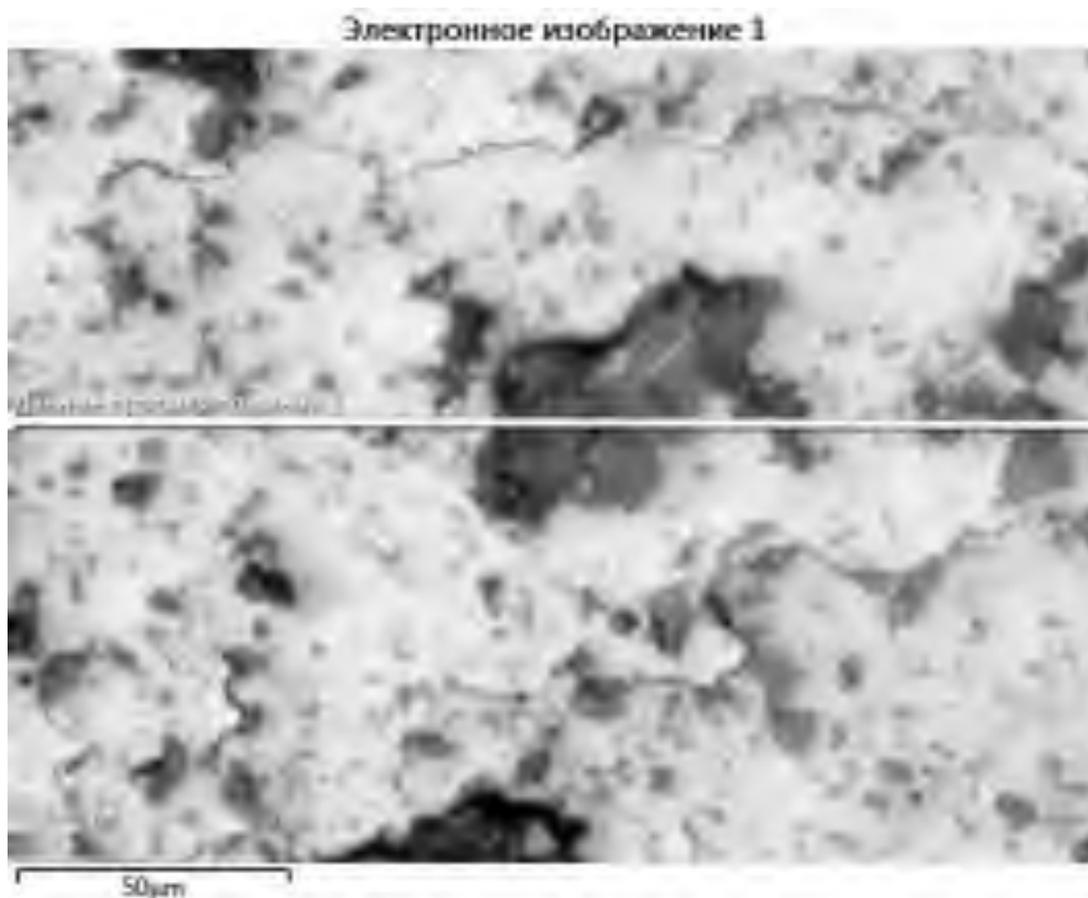


Рисунок 4.66 – Электронное изображение поверхности для анализа элементного состава вторичных структур поверхности образца № 5

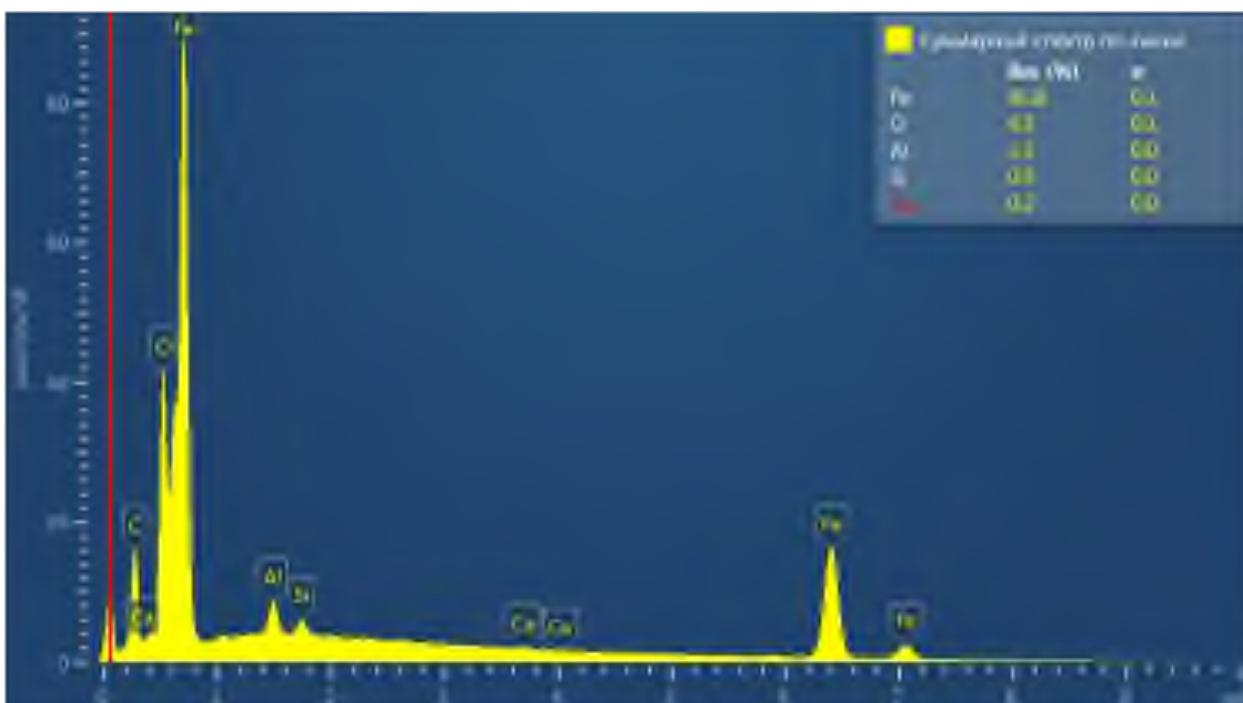


Рисунок 4.67 – Суммарные спектры элементного состава вторичных структур поверхности образца № 5

Анализ представленных данных позволяет сделать заключение о том, что вторичные структуры, образовавшиеся на поверхности образца № 5, содержат преимущественно оксид железа, углерод и оксид алюминия. Анализ спектров различных участков образца показывает, что алюминий присутствует на поверхности в меньшей степени, чем у образца № 3. Удельный вес элементов, в %, составляет Fe (91,8 %), O (6,5 %) и Al (1,1 %). Наличие Al во вторичных структурах на поверхности образца свидетельствует о его переносе с верхнего ролика в результате термомеханических процессов во фрикционном контакте и активизации диффузионных процессов при перемешивании материала модификатора трения с материалом контртела. Что в свою очередь позволяет сделать вывод о защите поверхности контртела от износа за счет гарантированного переноса материала модификатора трения из зоны трибоконтакта на поверхность контртела.

Образец № 6 – образец нижний, поверхность образца контактировала с поверхностью металлоплакированной алюминиием (АД50).

Вид поверхности фрикционной дорожки образца представлен на рисунке 4.68.

Изучение этих микрофотографий показывает, что на поверхности образца имеются образованные вторичные структуры, представляющие собой неравномерное покрытие с чередующимися микровыступами с характерными острыми пиками.

Более детальное исследование слоев будет проведено ниже с применением методов рентгеноспектрального микроанализа и получения изображений отдельных участков исследуемого образца в лучах рентгеновских линий элементов, представляющих интерес. Электронное изображение поверхности образца и наиболее характерных для анализа точек поверхности представлено на рисунке 4.69.

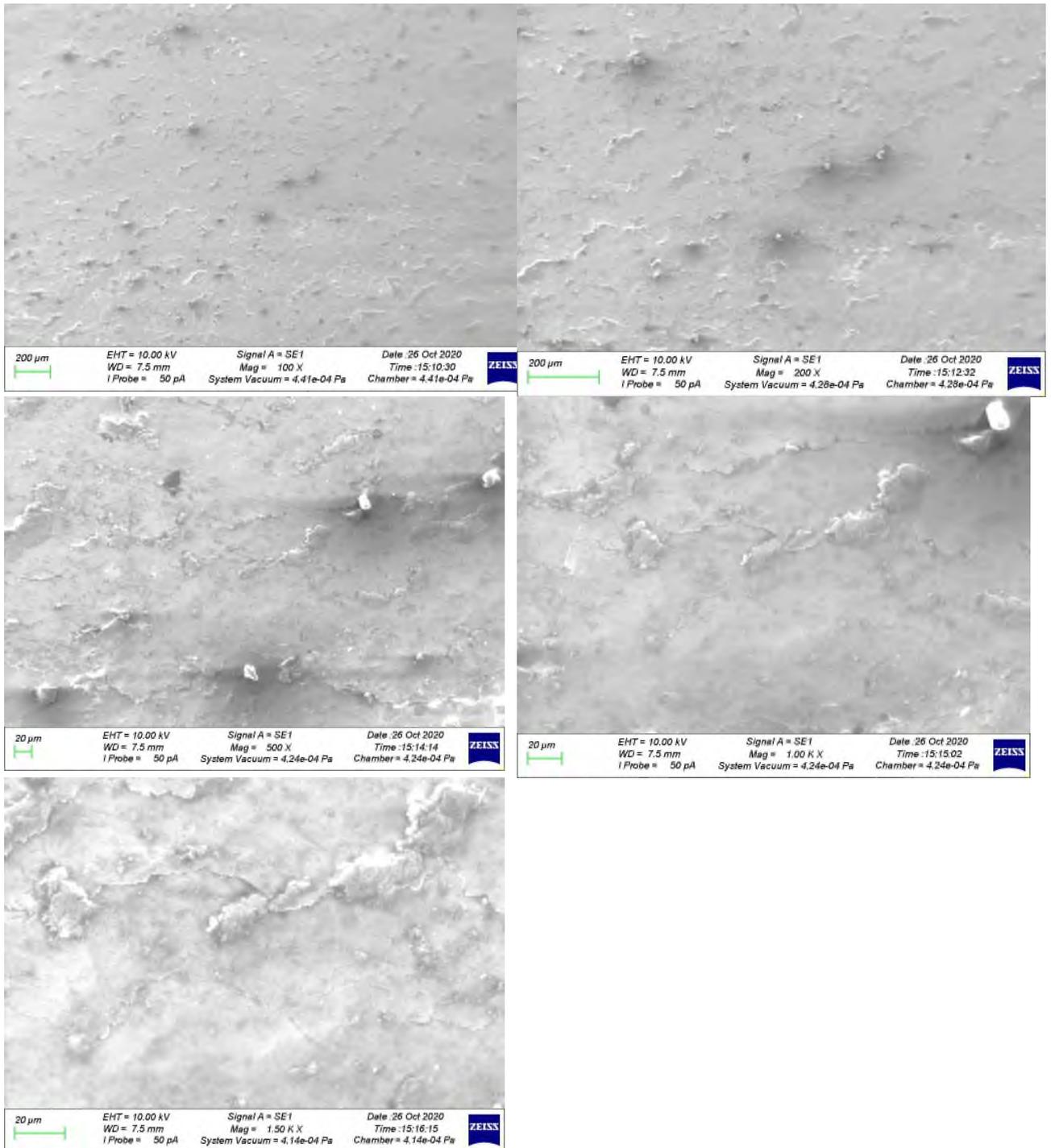


Рисунок 4.68 – Электронные изображения поверхности образца № 6 при различных увеличениях

Идентификация элементного состава вторичных структур, образованных на поверхности трения образца № 4 представлена на рисунках 4.70–4.84.

Электронное изображение 2

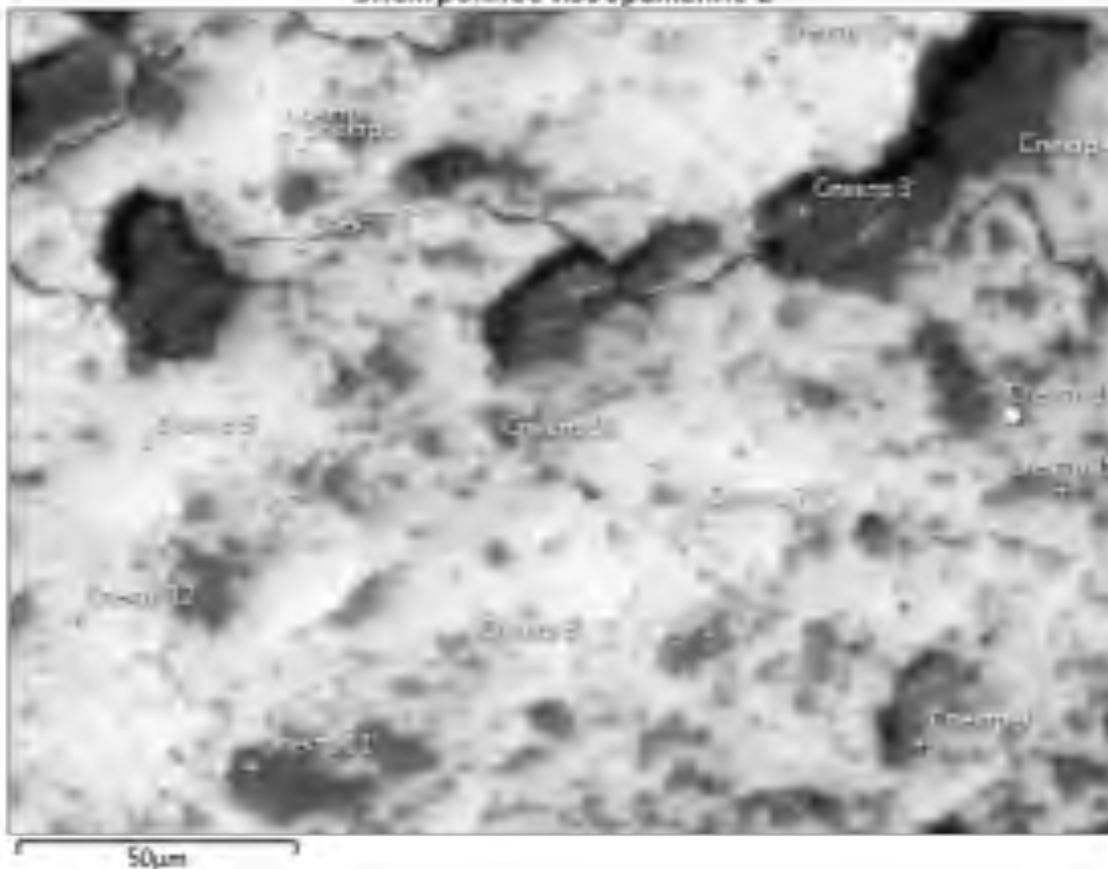


Рисунок 4.69 – Анализируемый участок поверхности с контрольными точками получения спектров

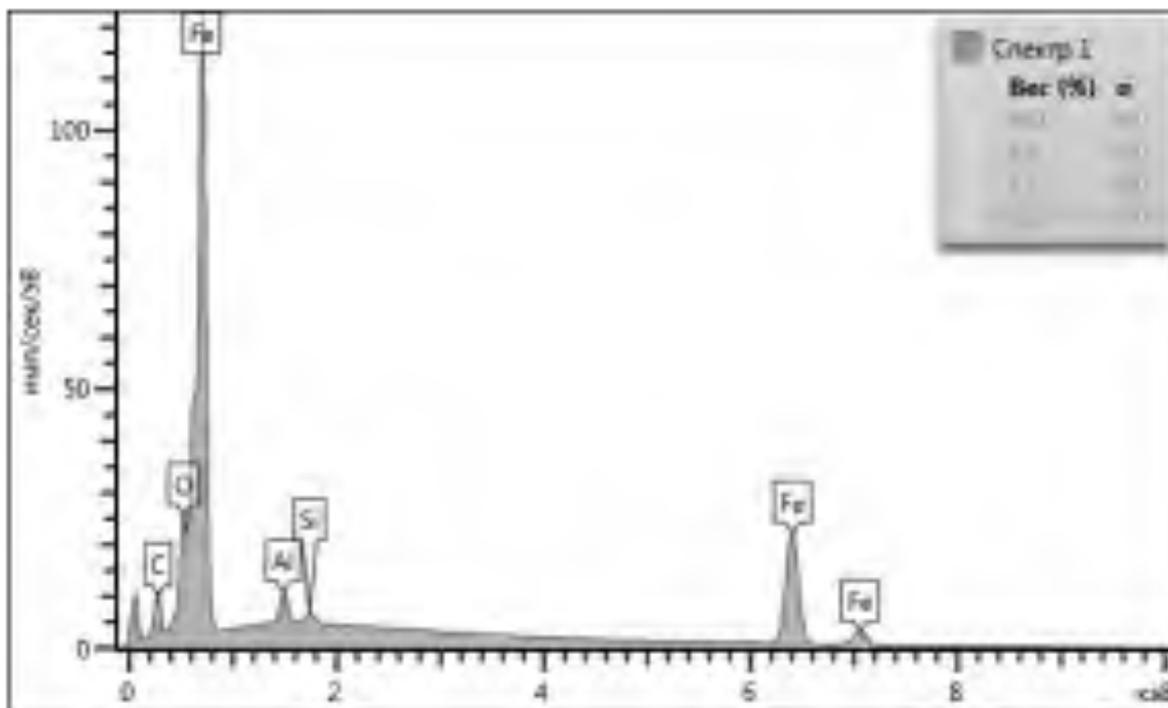


Рисунок 4.70 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 1

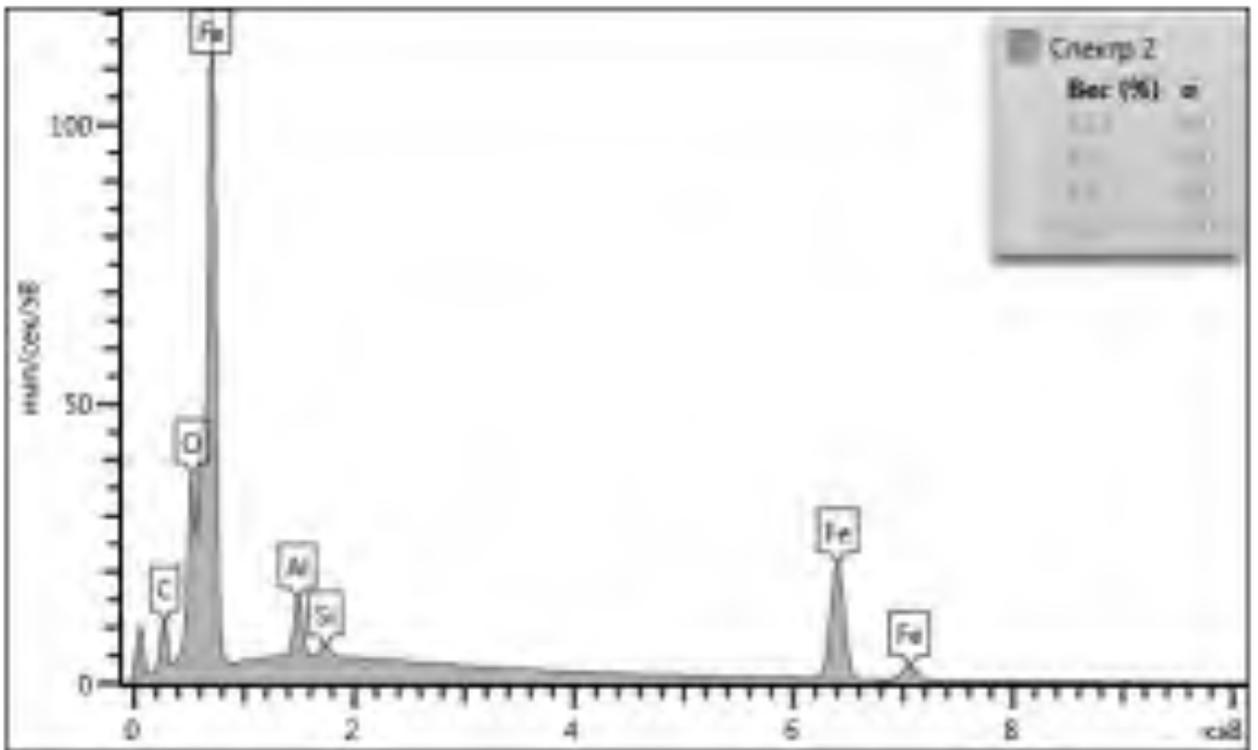


Рисунок 4.71 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 2

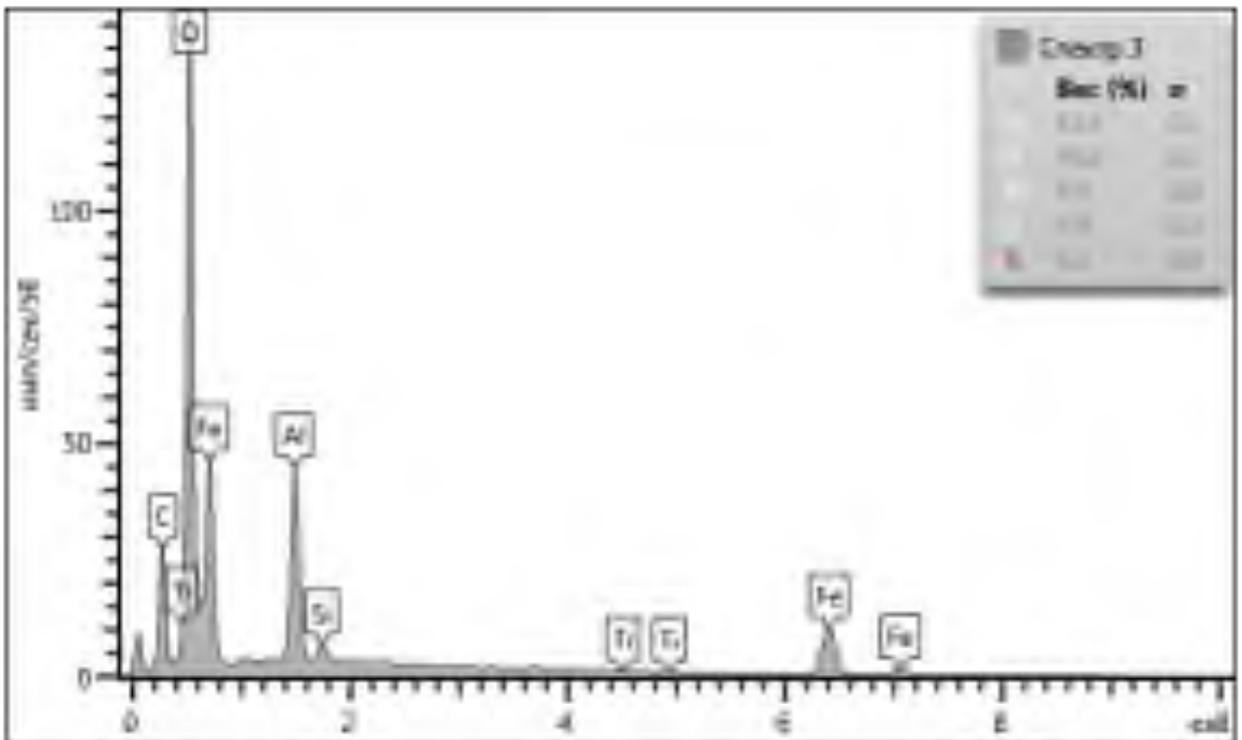


Рисунок 4.72 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 3

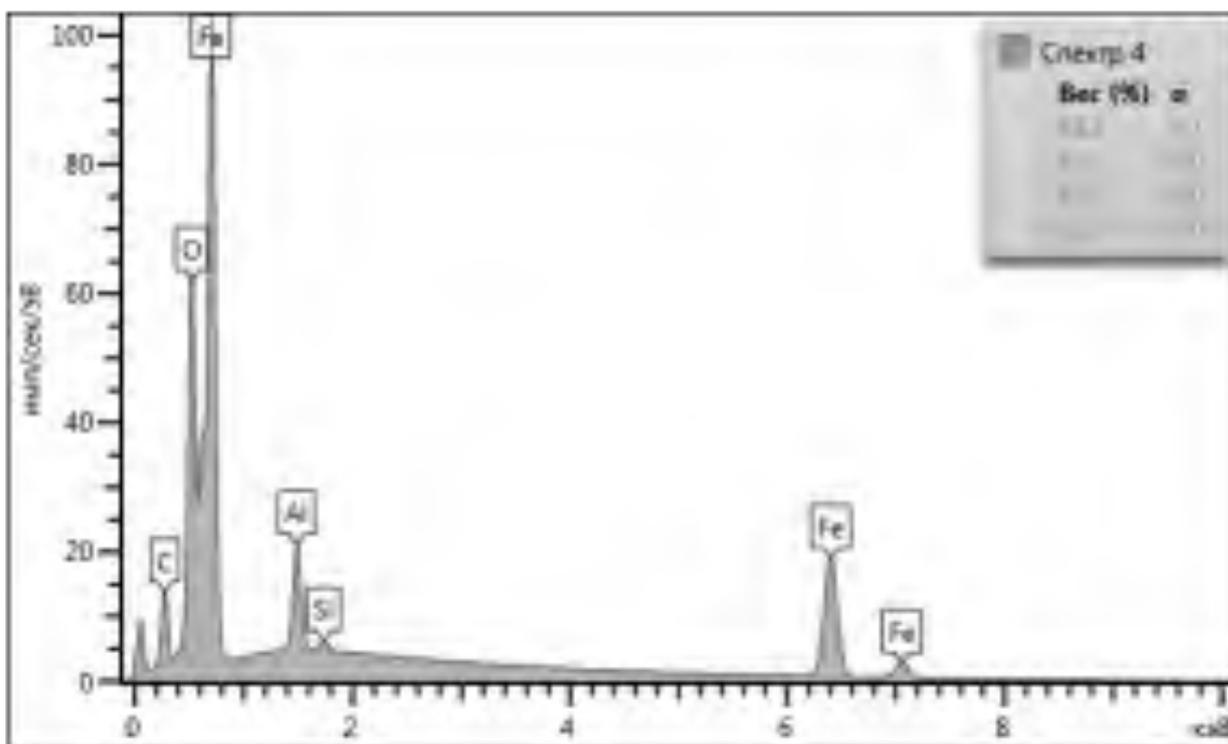


Рисунок 4.73 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 4

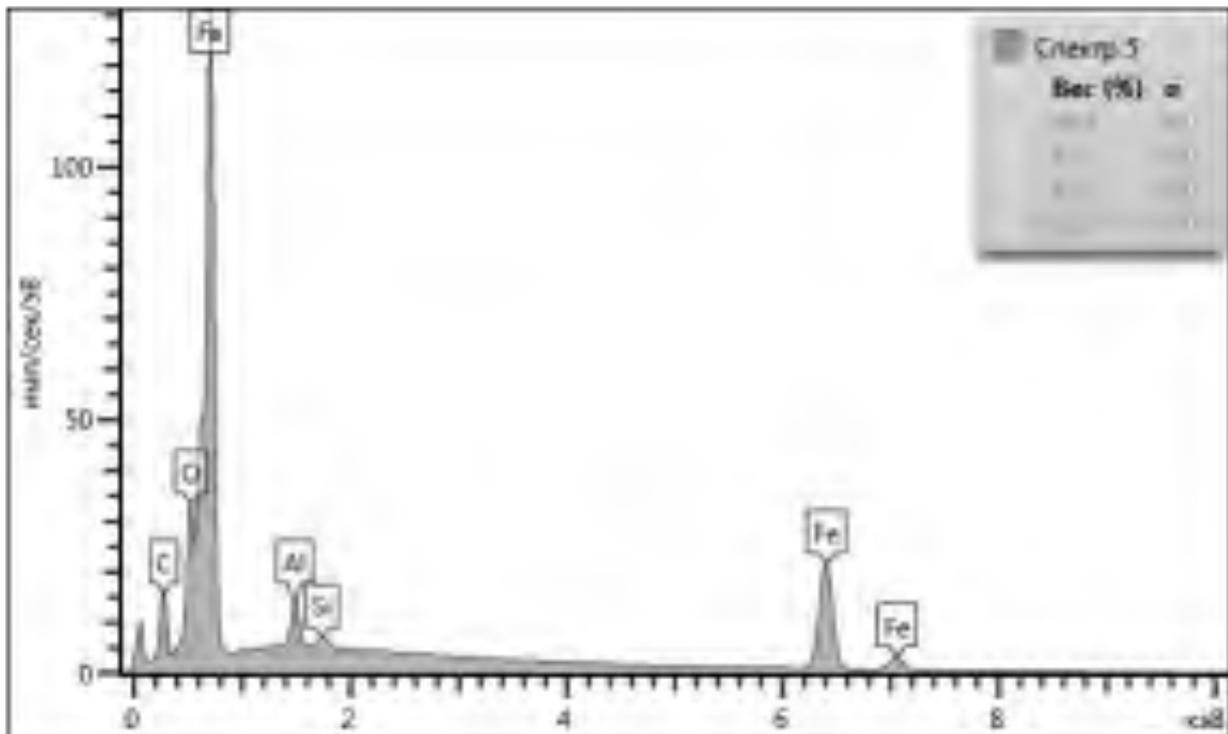


Рисунок 4.74 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 5

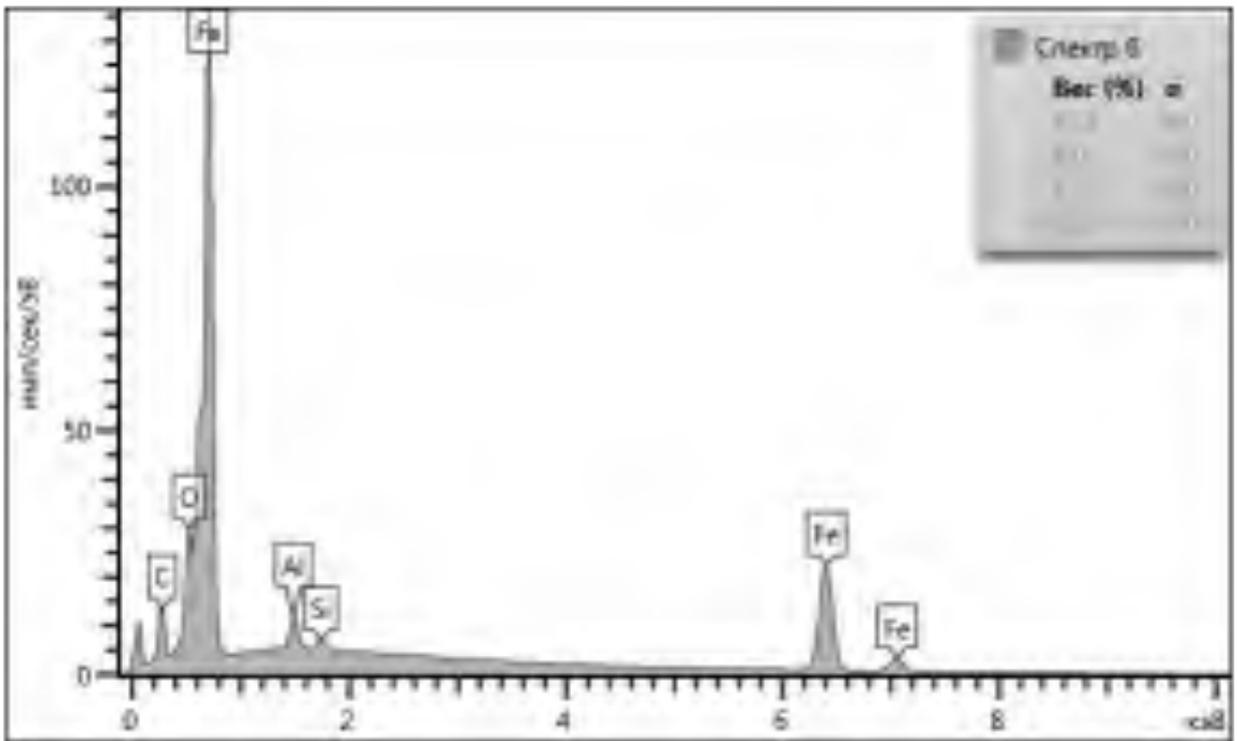


Рисунок 4.75 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 6

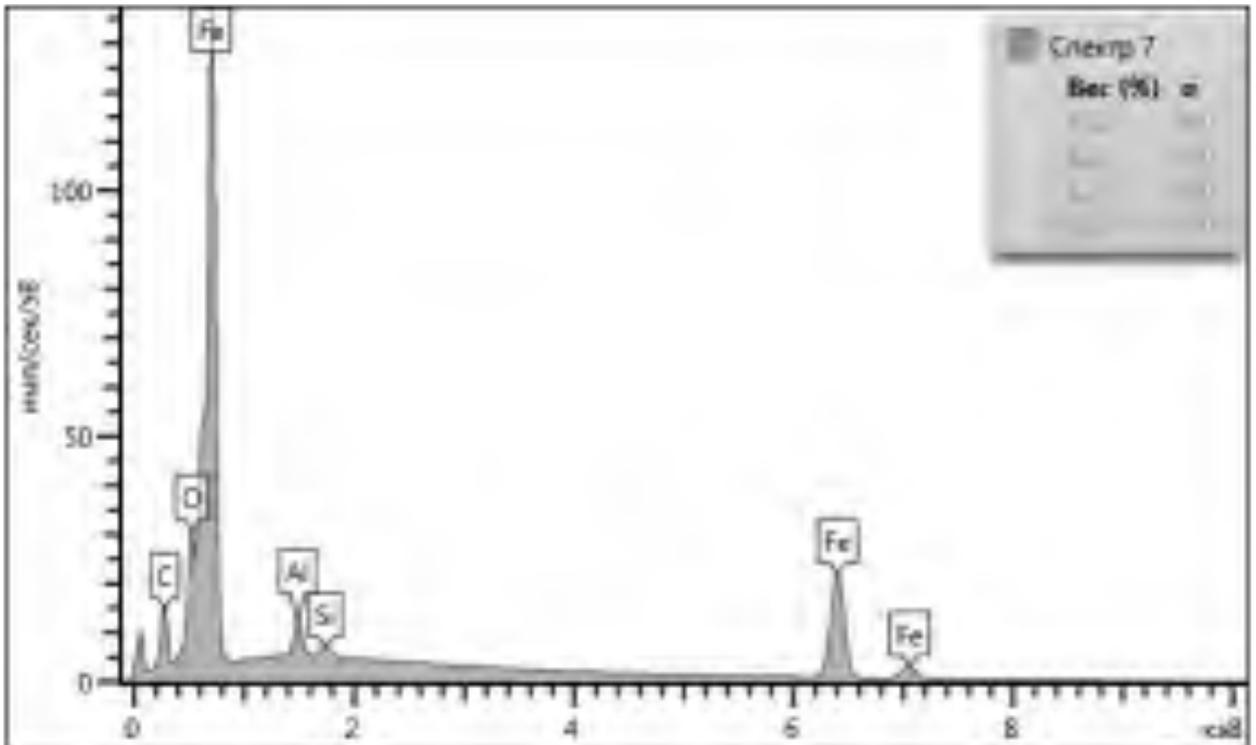


Рисунок 4.76 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 7

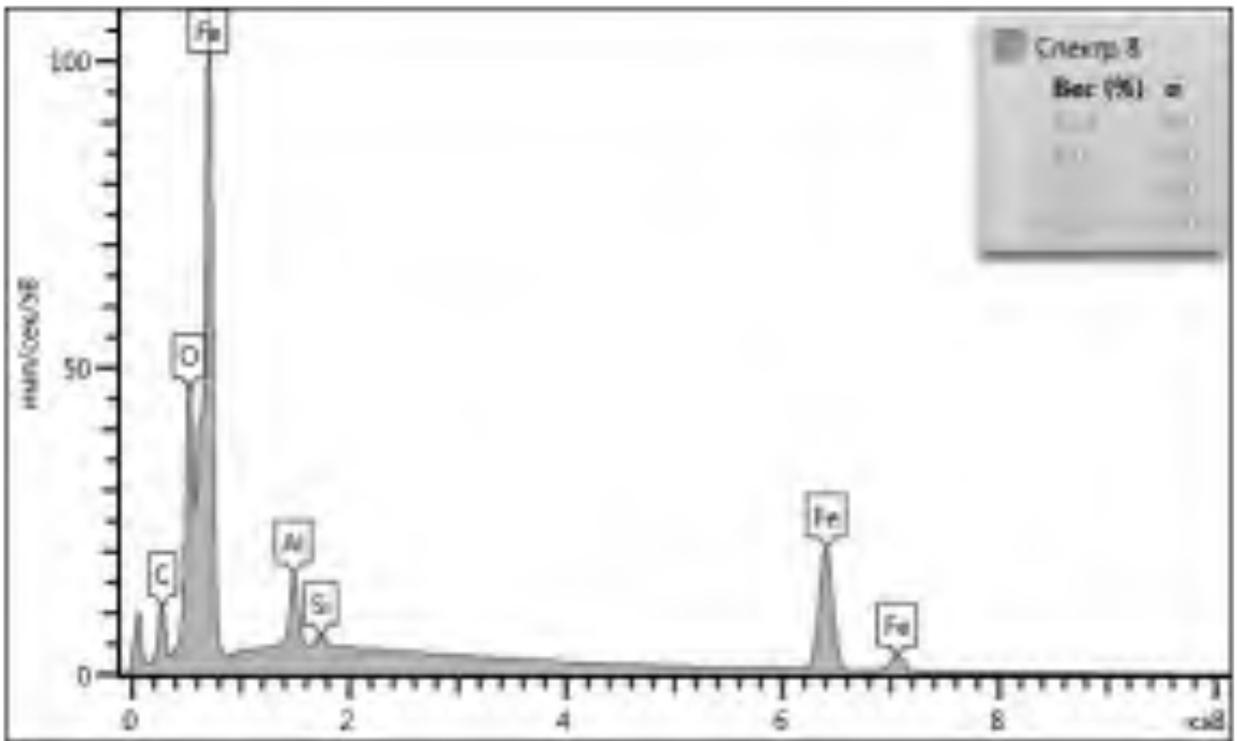


Рисунок 4.77 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 8

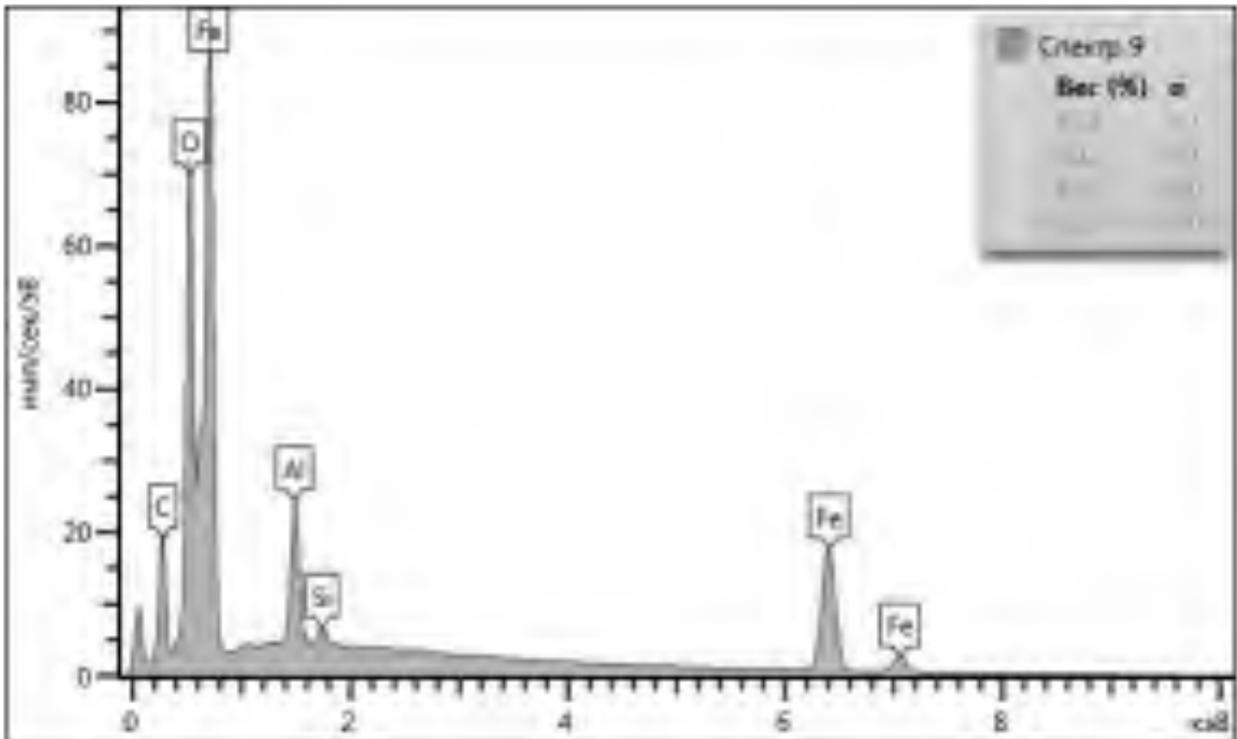


Рисунок 4.78 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 9

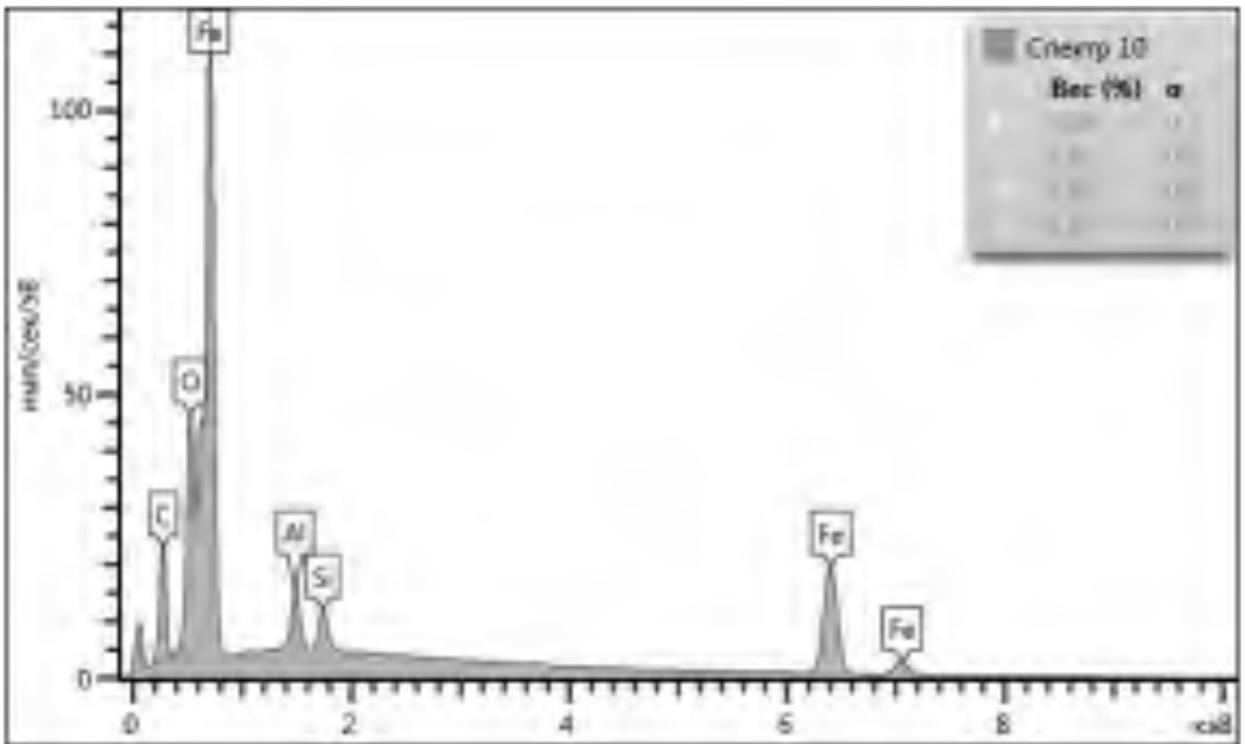


Рисунок 4.79 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 10

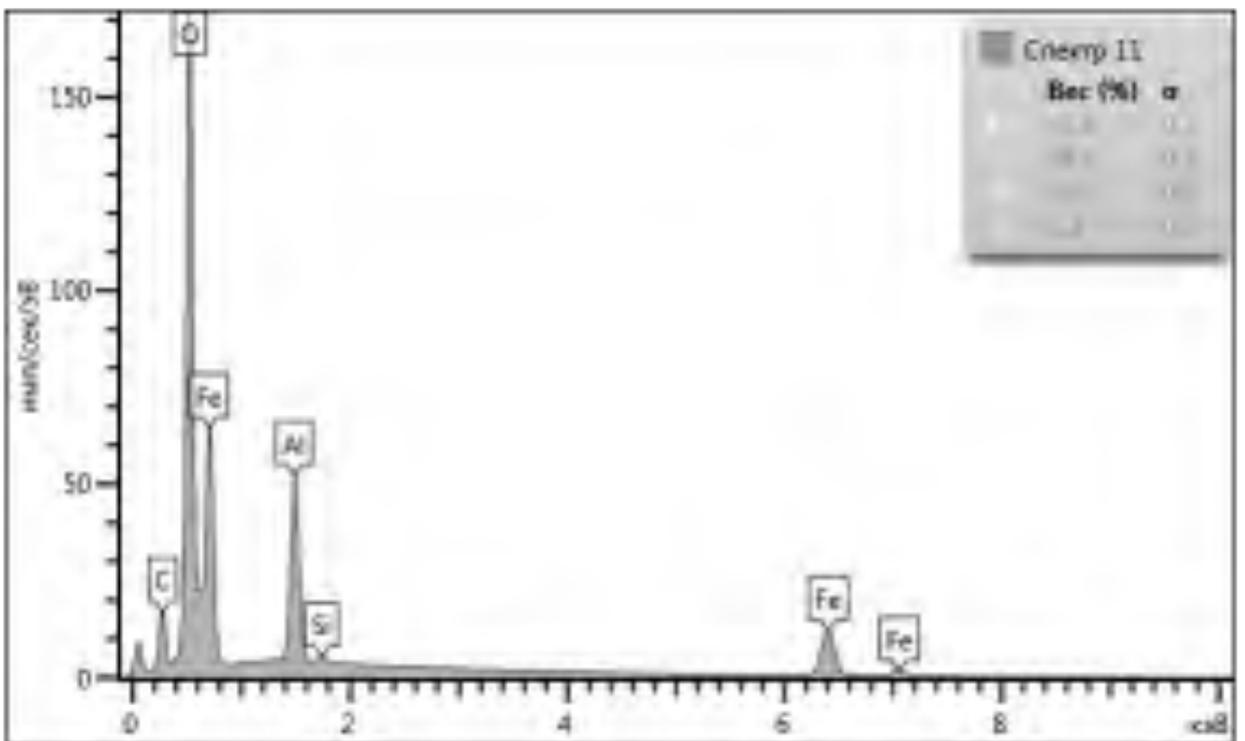


Рисунок 4.80 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 11

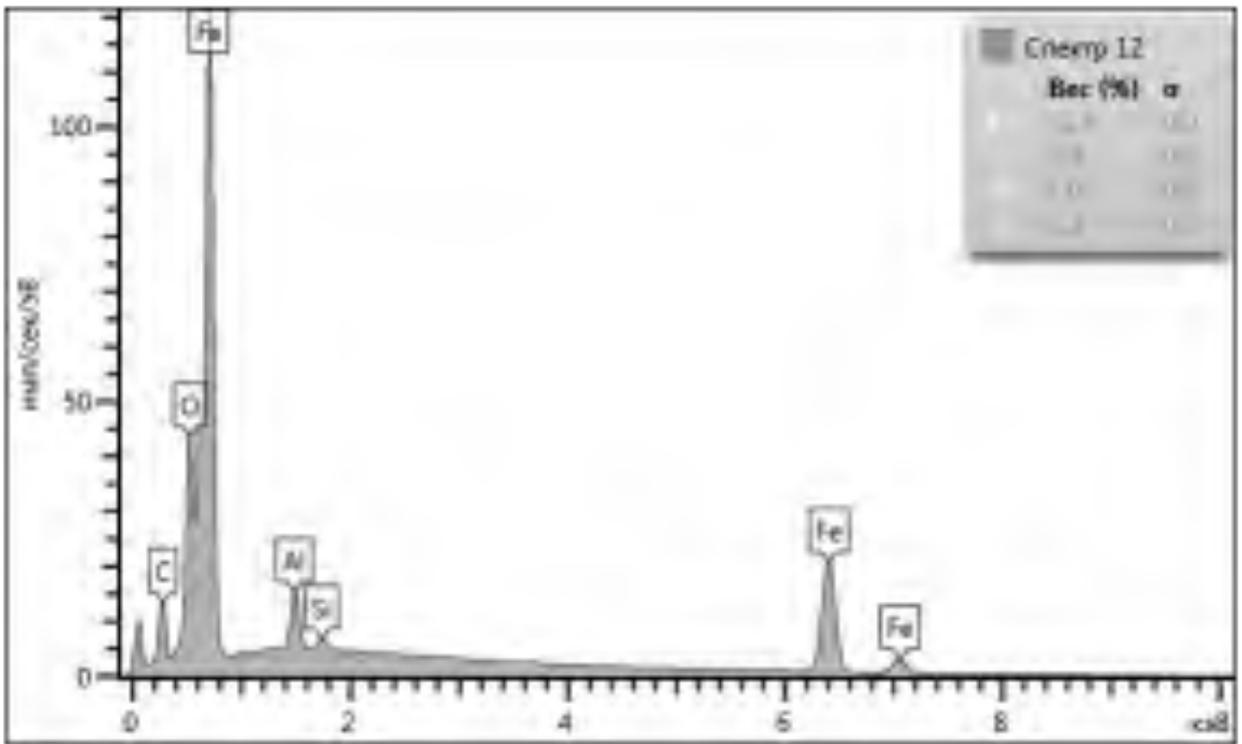


Рисунок 4.81 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 12

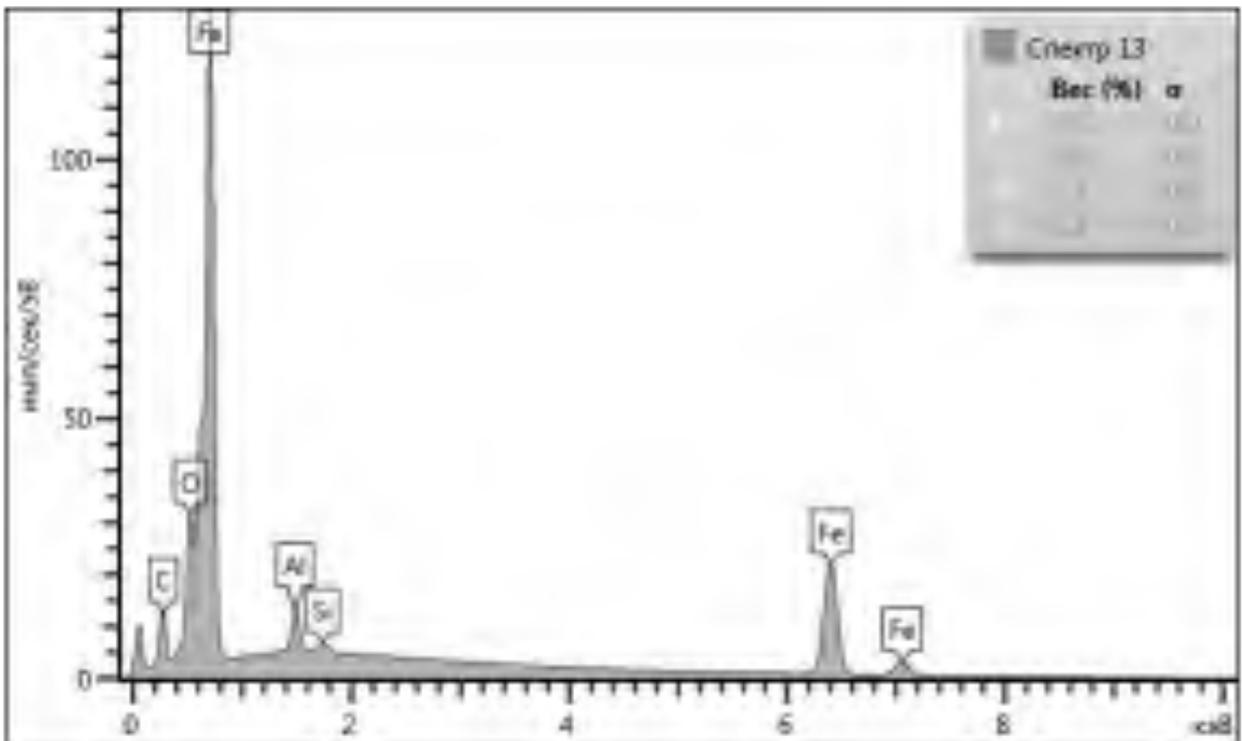


Рисунок 4.82 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 13

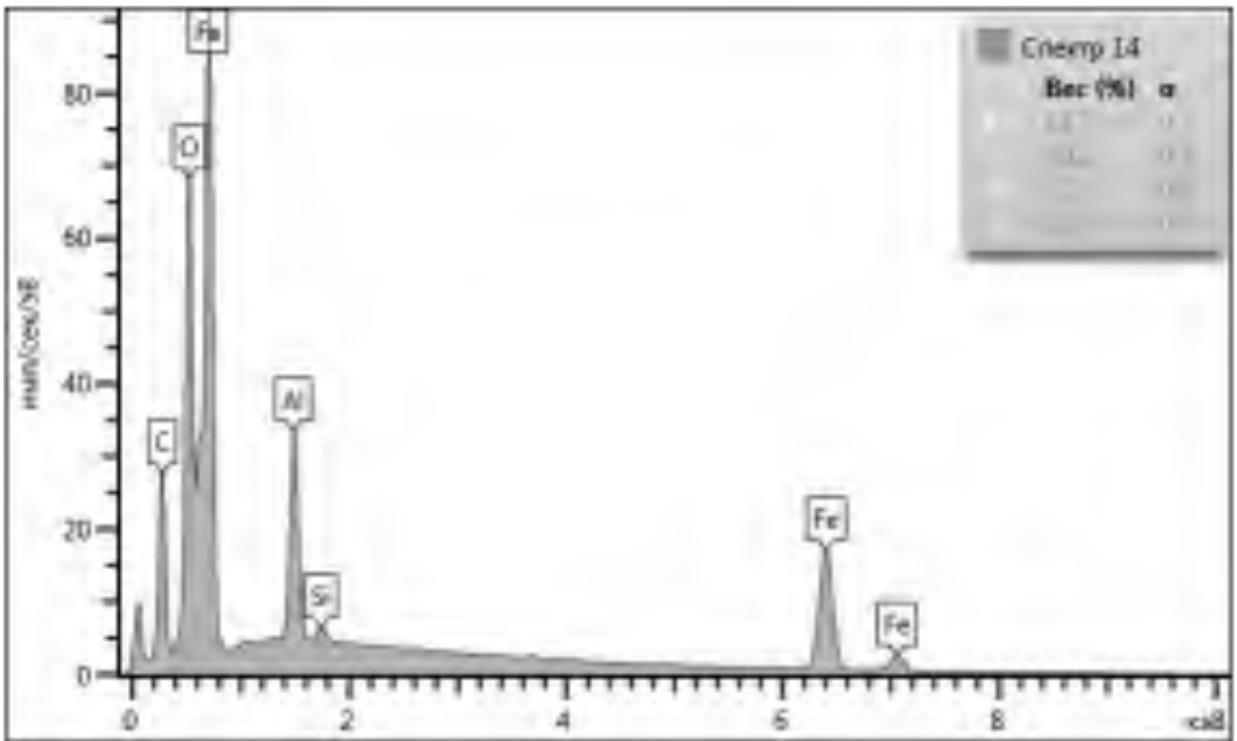


Рисунок 4.83 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 14

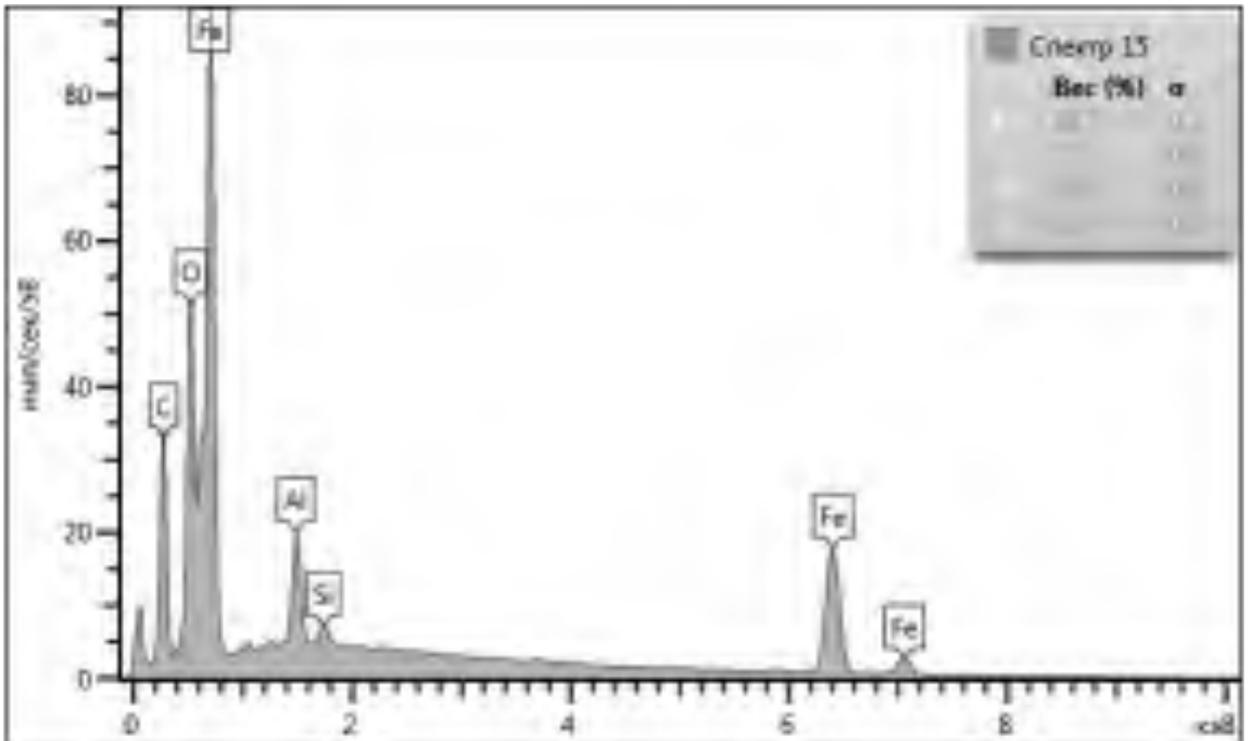


Рисунок 4.84 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 6 в точке 15

Спектры демонстрируют состав полученной поверхности с точностью определения 0,1 % масс. На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образца № 6 подтвердил наличие в составе образующихся покрытий элементов из состава материала образца № 2 и материала модификатора трения, а именно Al, а также наличие линии кислорода, свидетельствующее о присутствии окислов указанных металлов на поверхности образца. Наличие спектров Ti, Si и других элементов с содержанием более 1 % не наблюдается.

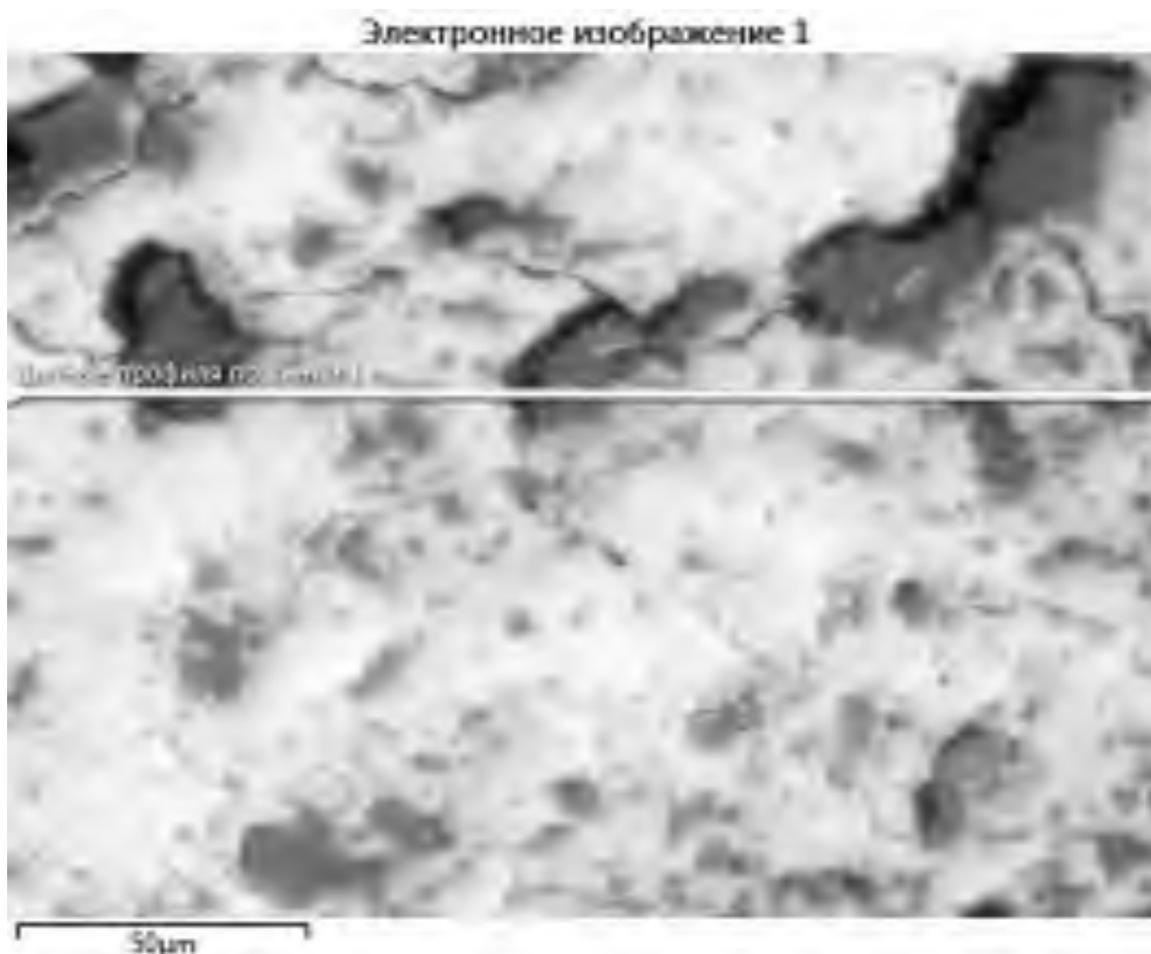


Рисунок 4.85 – Электронное изображение поверхности для анализа элементного состава вторичных структур поверхности образца № 6

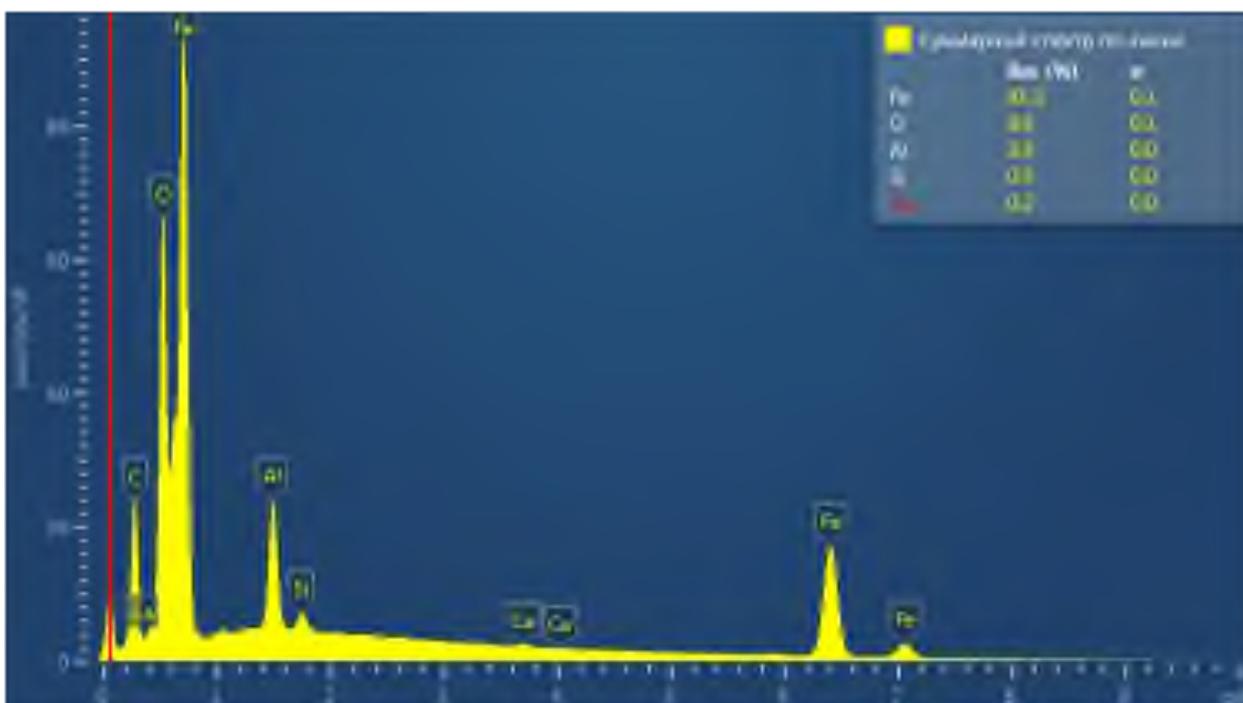


Рисунок 4.86 – Суммарные спектры элементного состава вторичных структур поверхности образца № 6

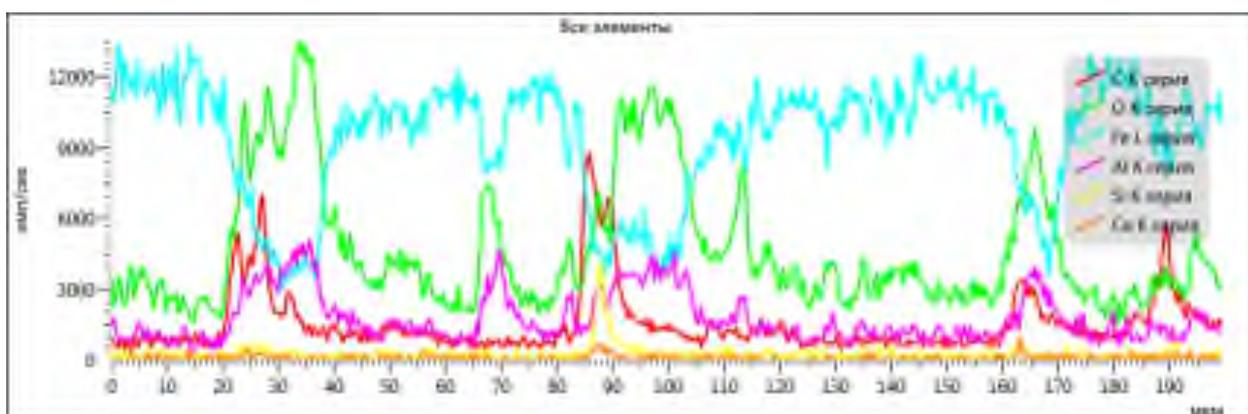


Рисунок 4.87 – Элементный состав вторичных структур поверхности образца № 6

Анализ представленных данных позволяет сделать заключение о том, что вторичные структуры, образовавшиеся на поверхности образца № 4, содержат преимущественно оксид железа и оксид алюминия. Анализ спектров различных участков образца показывает, что алюминий присутствует на поверхности в большей степени, чем у образца № 3. Удельный вес элементов, в %, составляет Fe (85,5 %), O (9,9 %) и Al (3,9 %), но при этом следует отметить неоднородность поверхности с ярко выраженными образованными островками вторичных структур. Наличие Al

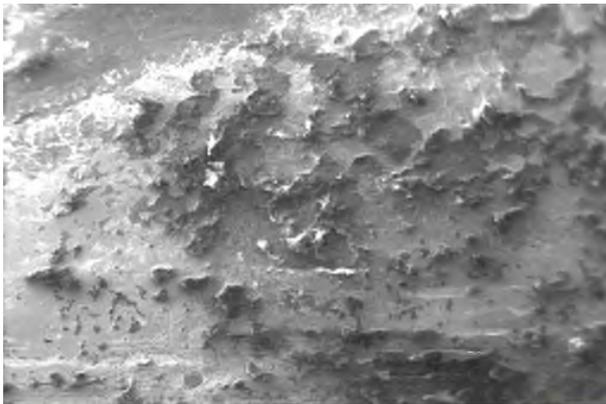
во вторичных структурах на поверхности образца № 6 свидетельствует о его переносе с верхнего ролика, что также подтверждает предыдущее предположение о защите поверхности контртела от износа за счет гарантированного переноса материала модификатора трения из зоны трибоконтакта на поверхность контртела.

Образец № 7 – образец верхний, поверхность образца контактировала с поверхностью с нанесенным масляным загрязнителем и последующим металлоплакированием алюминием (АД0).

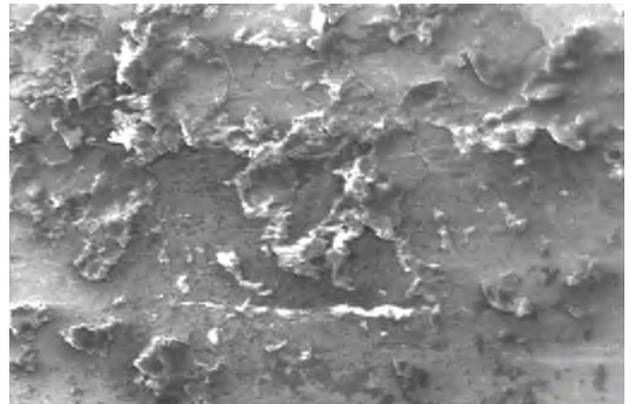
Вид поверхности фрикционной дорожки образца при различных увеличениях представлен на рисунке 4.88.

Изучение этих микрофотографий показывает, что на поверхности образца имеются образованные вторичные структуры, представляющие собой равномерное покрытие, с чередующимися микровыступами с ярко выраженными острыми пиками образованных вторичных структур.

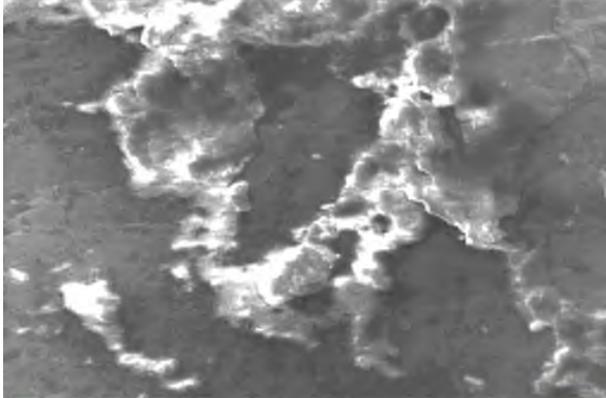
Более детальное исследование слоев будет проведено ниже с применением методов рентгеноспектрального микроанализа и получения изображений отдельных участков исследуемого образца в лучах рентгеновских линий элементов, представляющих интерес. Электронное изображение поверхности образца и наиболее характерных для анализа точек поверхности представлено на рисунке 4.89.



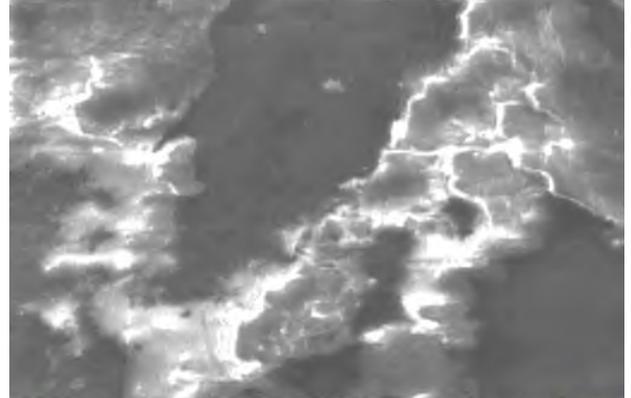
300 μm EHT = 10.00 kV Signal A = SE1 Date :27 Oct 2020
WD = 9.0 mm Mag = 100 X Time :11:26:36
I Probe = 50 pA System Vacuum = 4.79e-04 Pa Chamber = 4.79e-04 Pa ZEISS



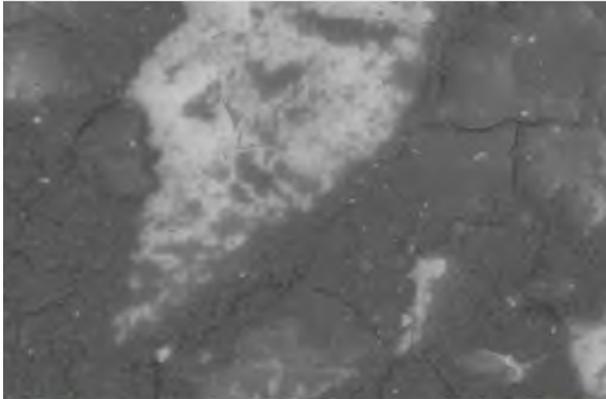
100 μm EHT = 10.00 kV Signal A = SE1 Date :27 Oct 2020
WD = 9.0 mm Mag = 200 X Time :11:28:24
I Probe = 50 pA System Vacuum = 4.69e-04 Pa Chamber = 4.69e-04 Pa ZEISS



20 μm EHT = 10.00 kV Signal A = SE1 Date :27 Oct 2020
WD = 9.0 mm Mag = 500 X Time :11:32:44
I Probe = 50 pA System Vacuum = 4.46e-04 Pa Chamber = 4.46e-04 Pa ZEISS



20 μm EHT = 10.00 kV Signal A = SE1 Date :27 Oct 2020
WD = 9.0 mm Mag = 1.00 K X Time :11:39:00
I Probe = 50 pA System Vacuum = 4.26e-04 Pa Chamber = 4.26e-04 Pa ZEISS



20 μm EHT = 10.00 kV Signal A = HD8SD Date :27 Oct 2020
WD = 8.0 mm Mag = 1.50 K X Time :11:44:10
I Probe = 1.6 nA System Vacuum = 4.05e-04 Pa Chamber = 4.05e-04 Pa ZEISS

Рисунок 4.88 – Электронные изображения поверхности образца № 7 при различных увеличениях

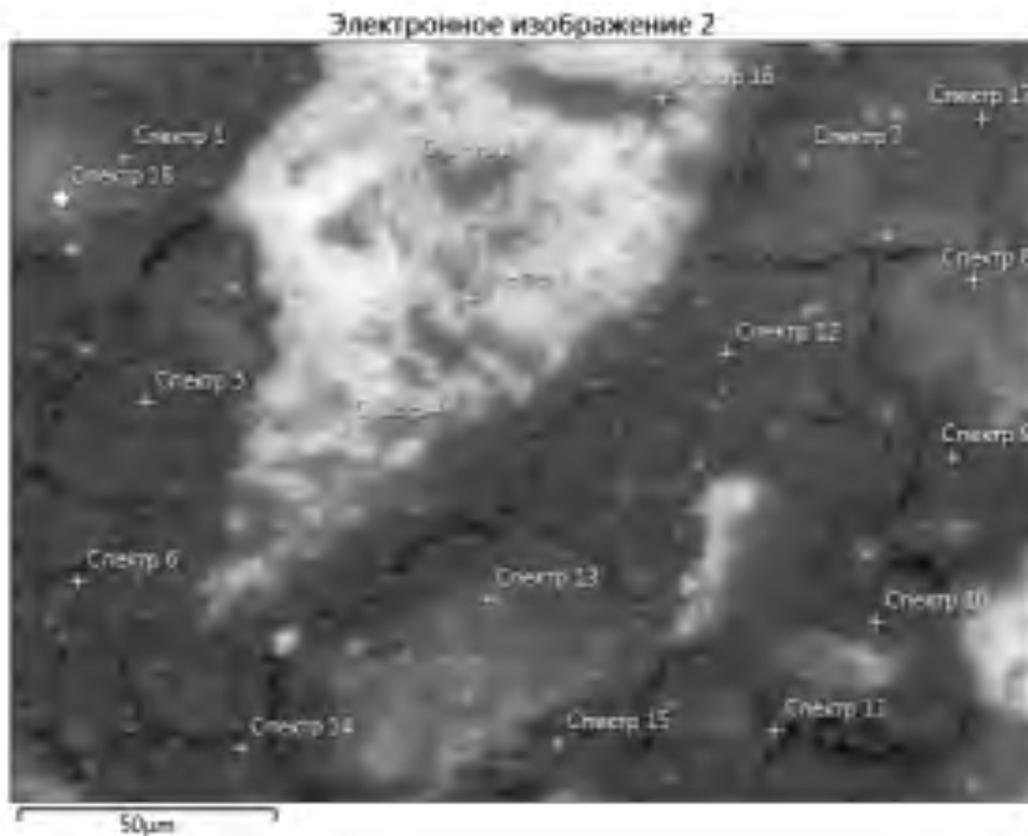


Рисунок 4.89 – Анализируемый участок поверхности образца № 7 с контрольными точками получения спектров

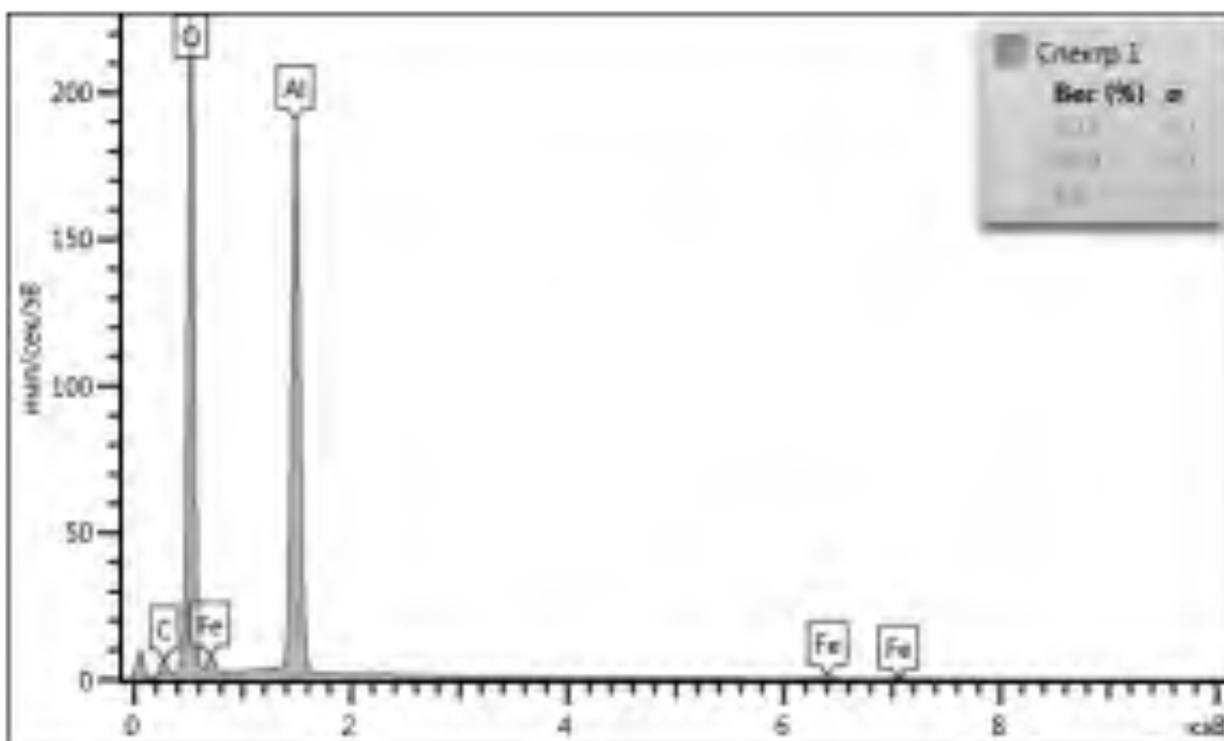


Рисунок 4.90 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 1

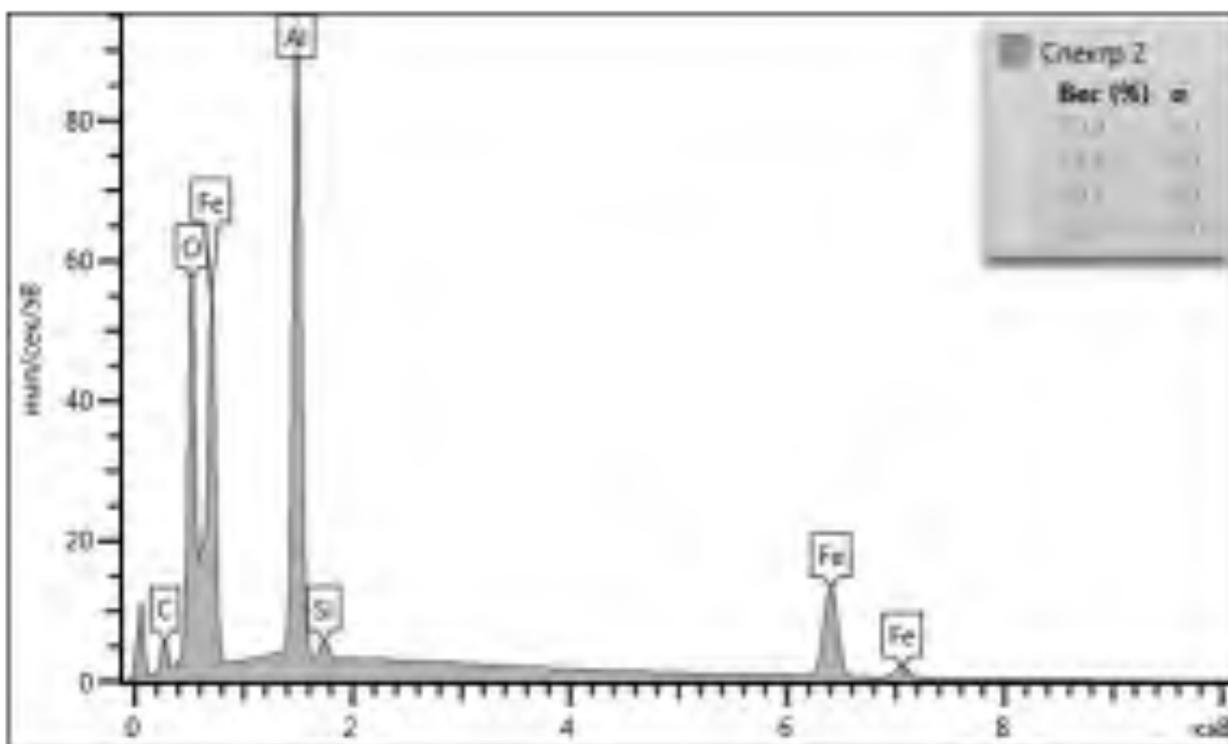


Рисунок 4.91 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 2

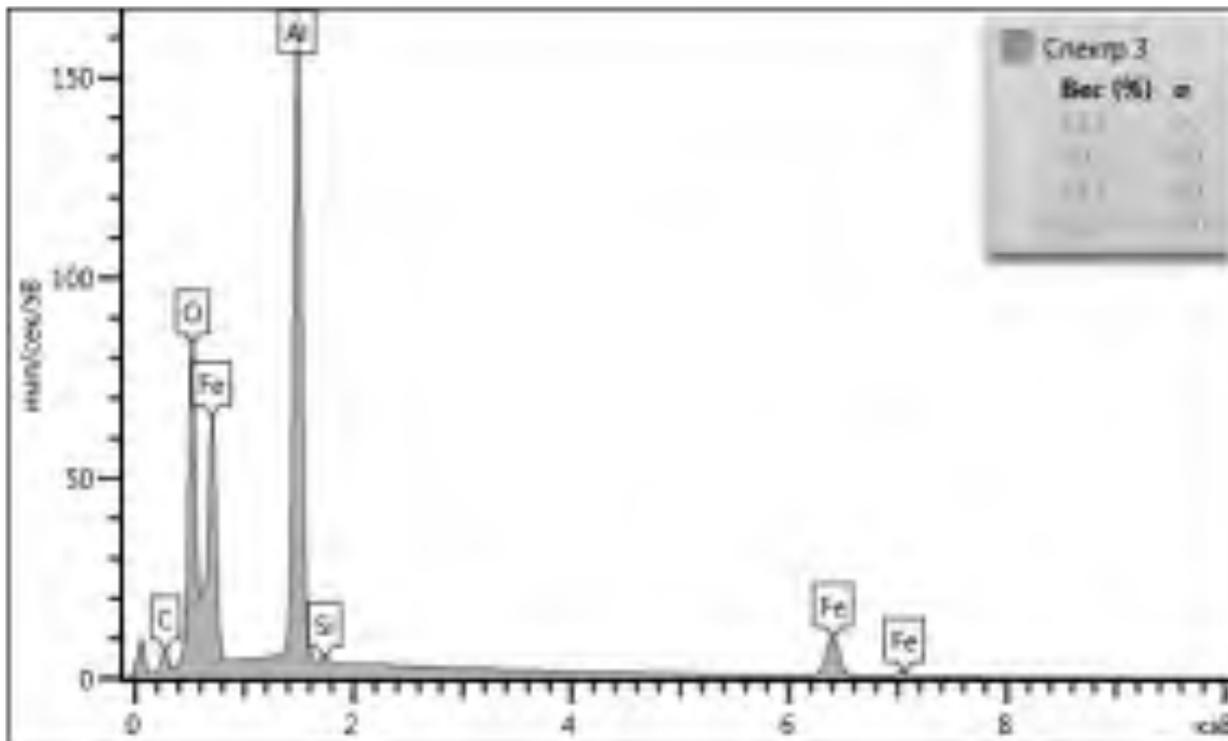


Рисунок 4.92 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца №7 в точке 3

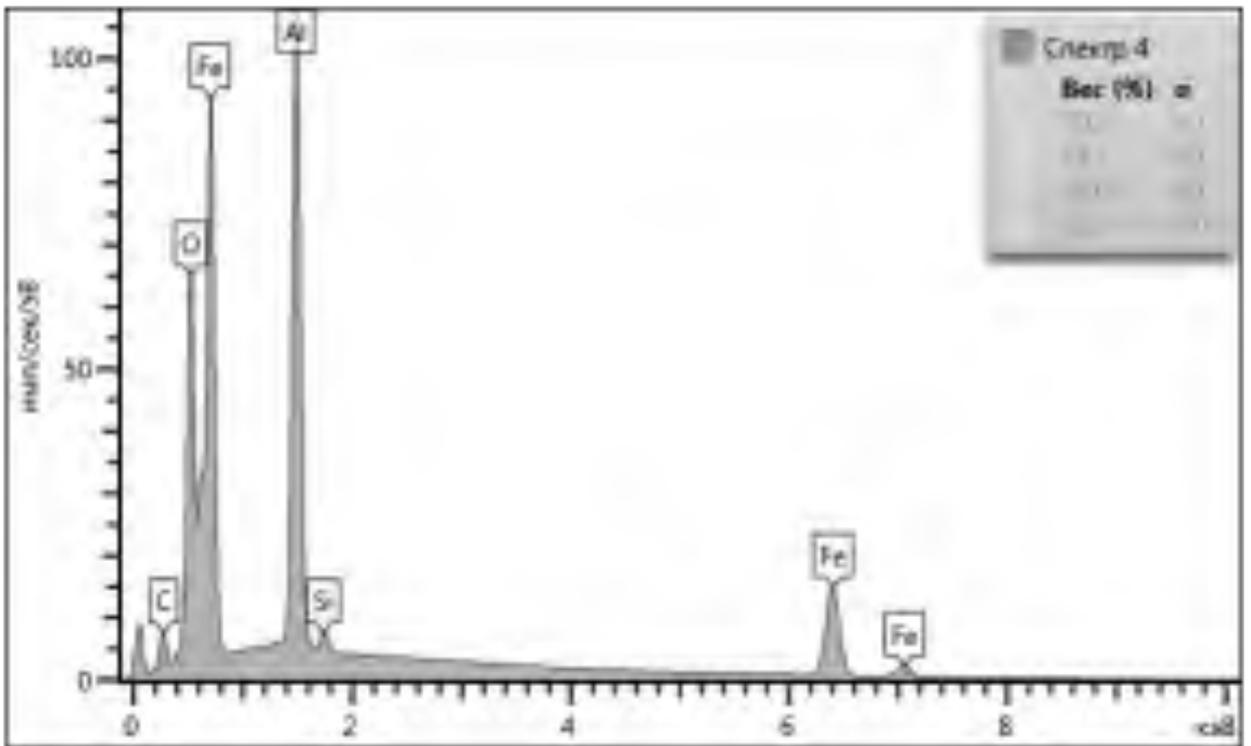


Рисунок 4.93 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 4

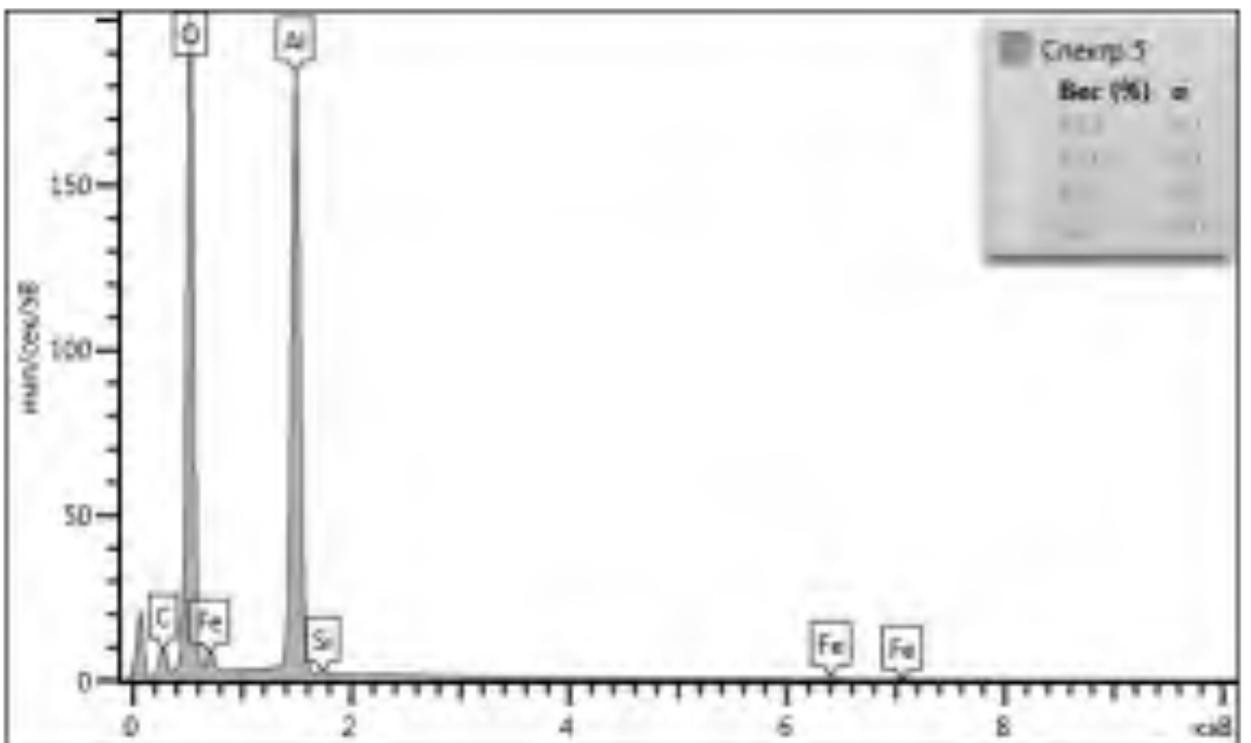


Рисунок 4.94 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 5

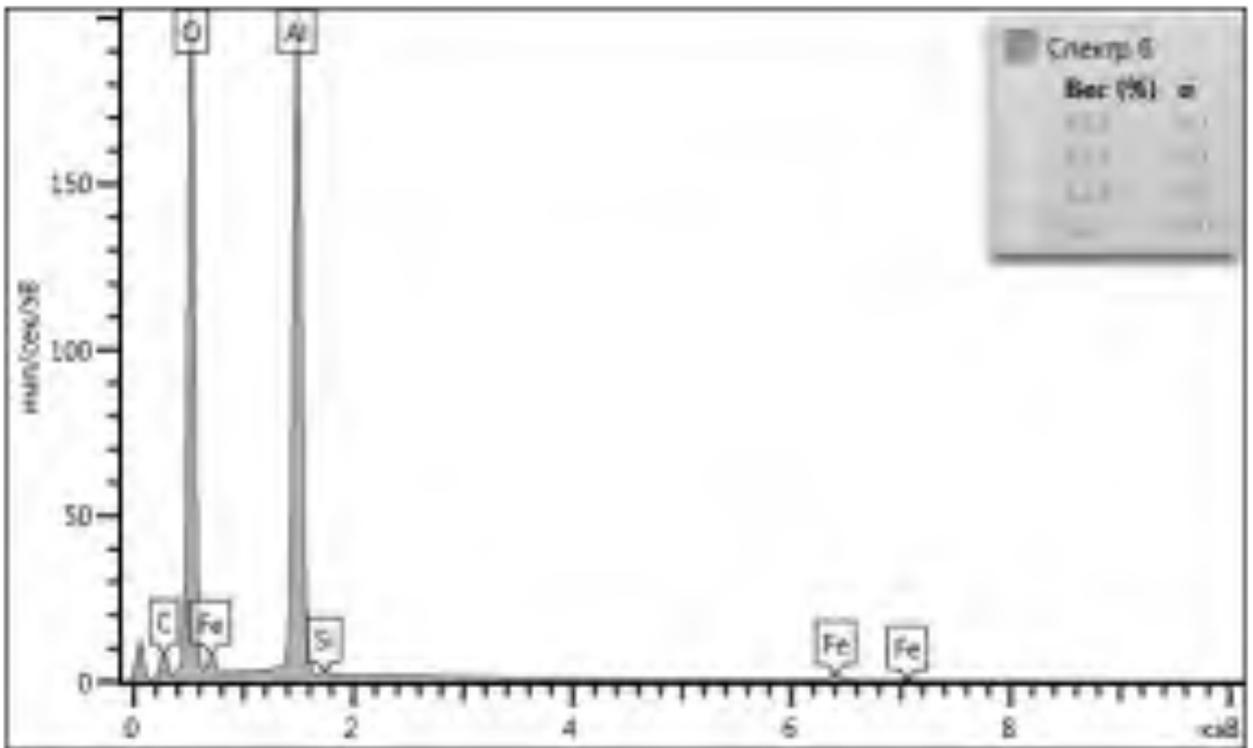


Рисунок 4.95 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 6

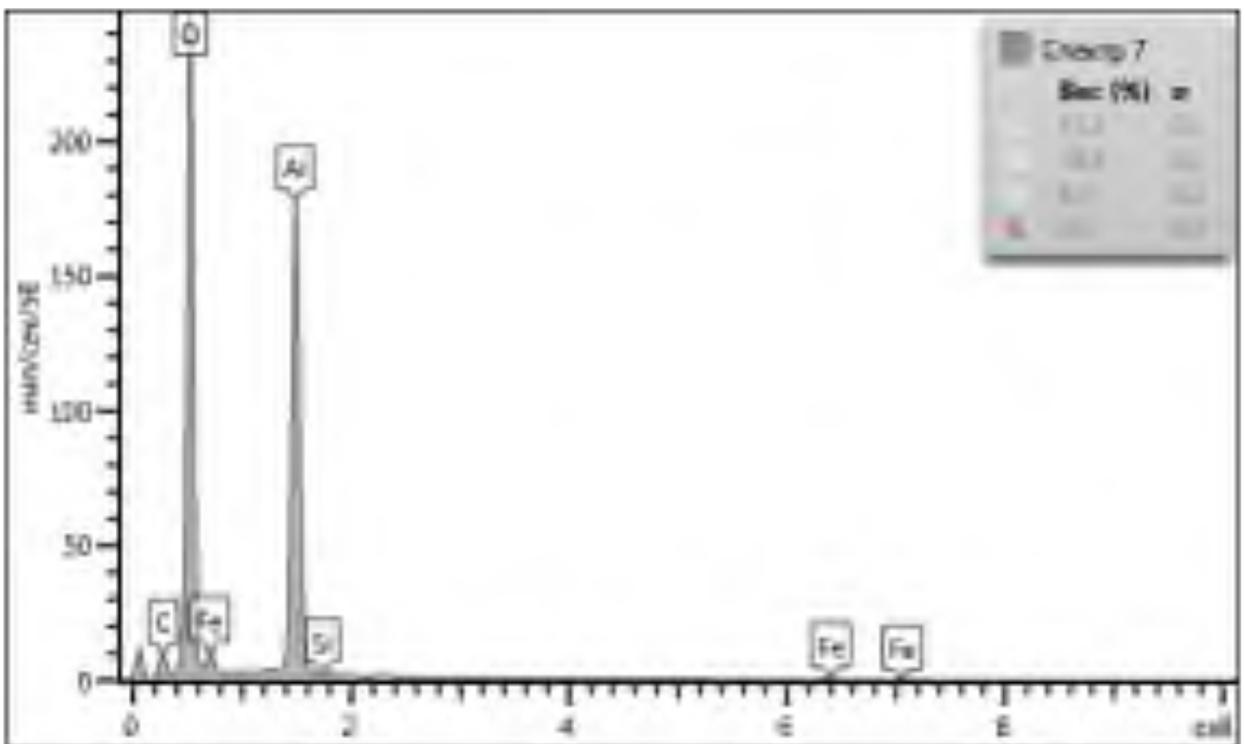


Рисунок 4.96 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 7

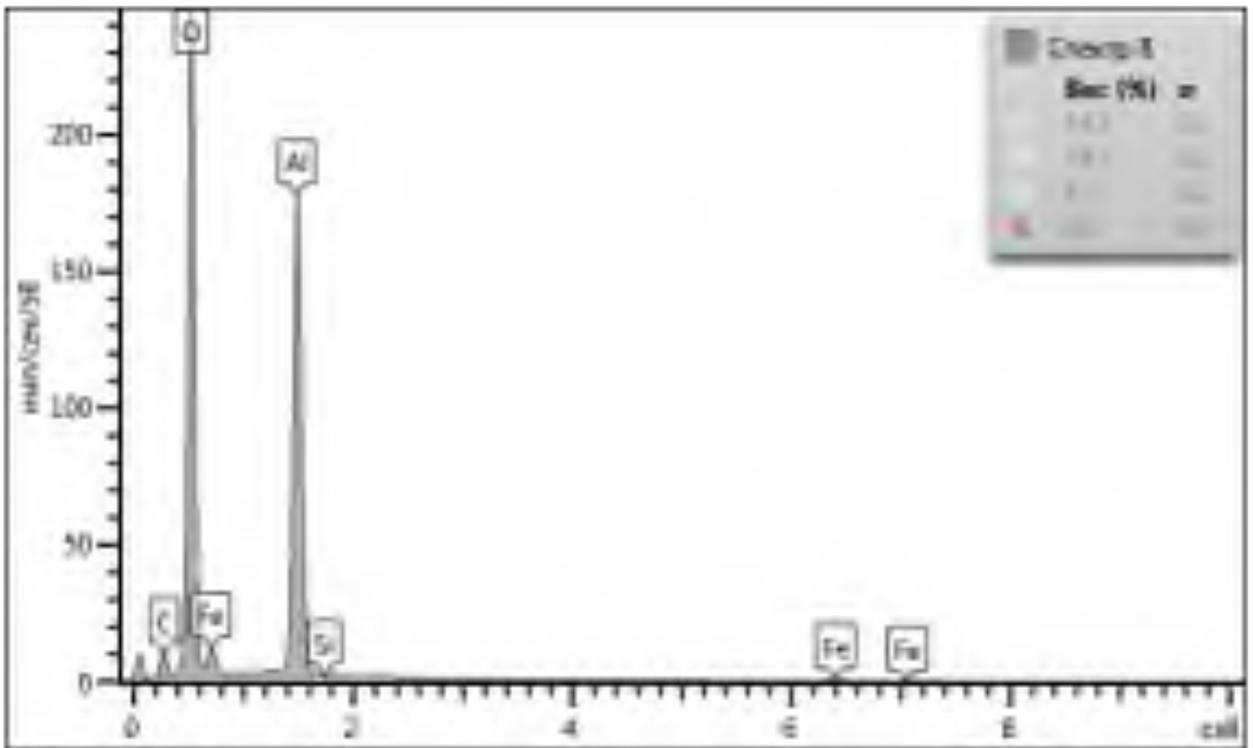


Рисунок 4.97 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 8

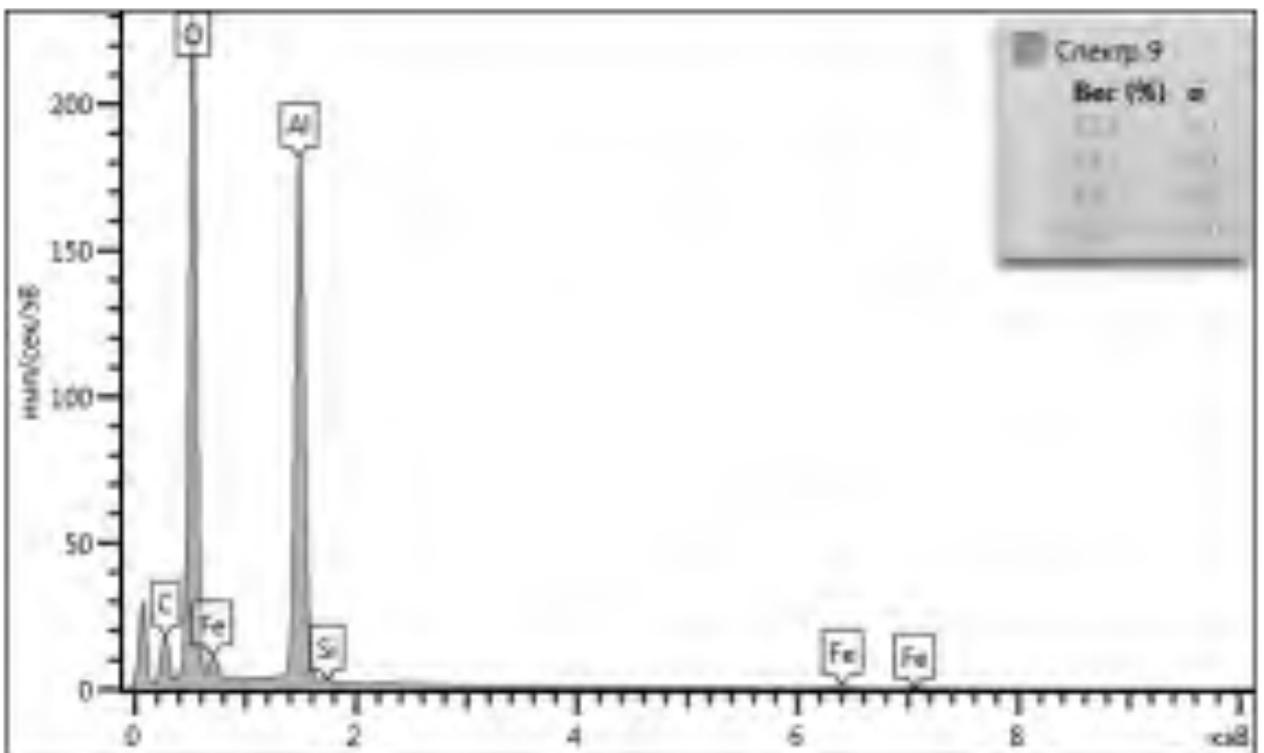


Рисунок 4.98 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 9

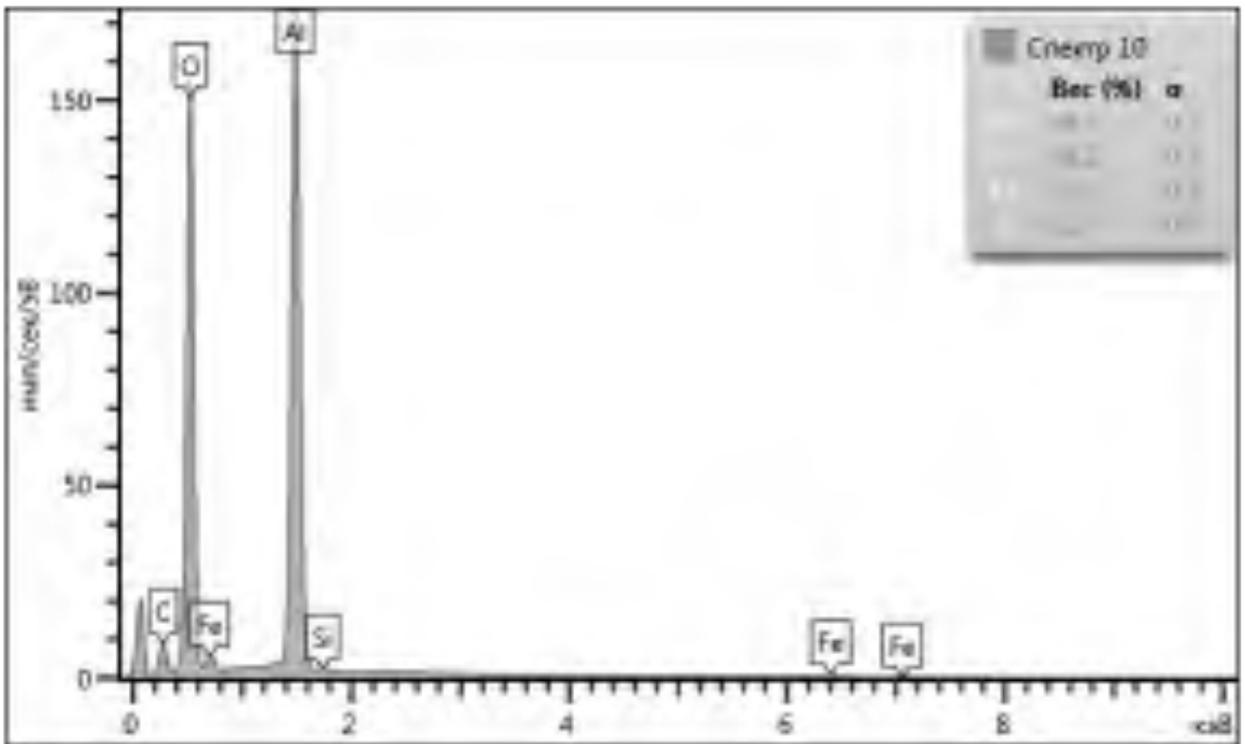


Рисунок 4.99 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 10

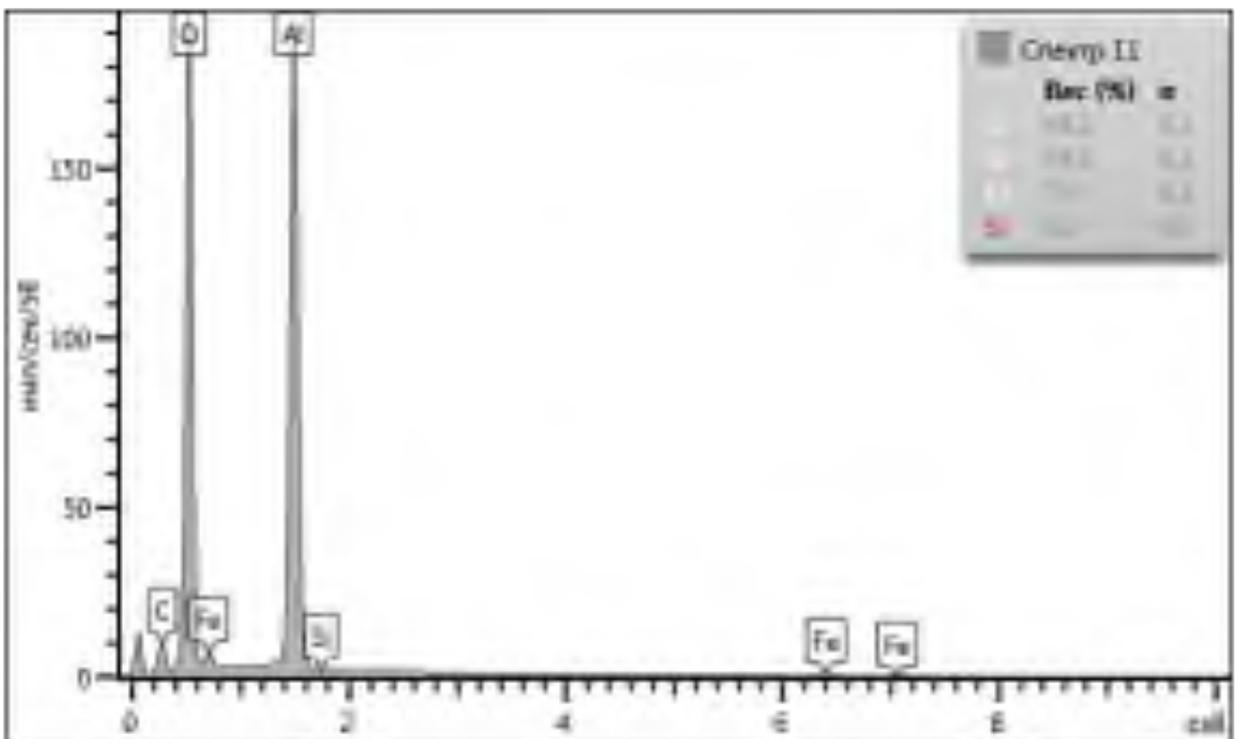


Рисунок 4.100 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 11

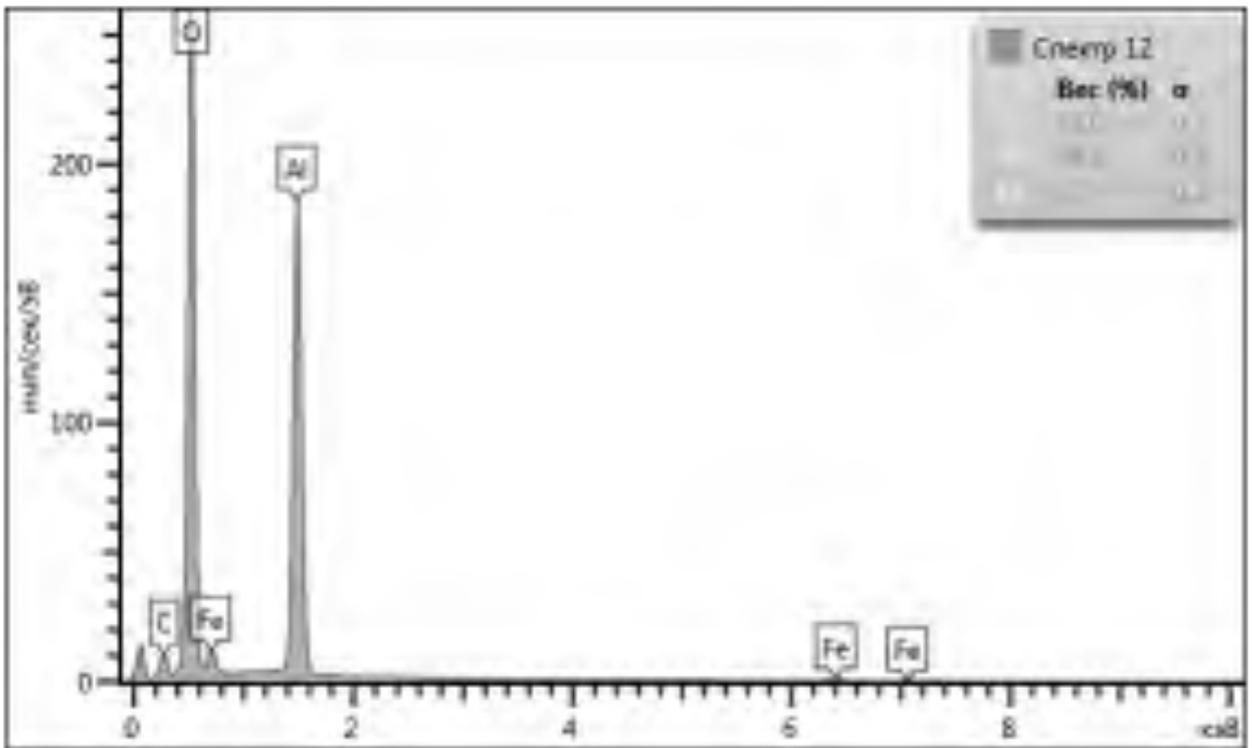


Рисунок 4.101 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 12

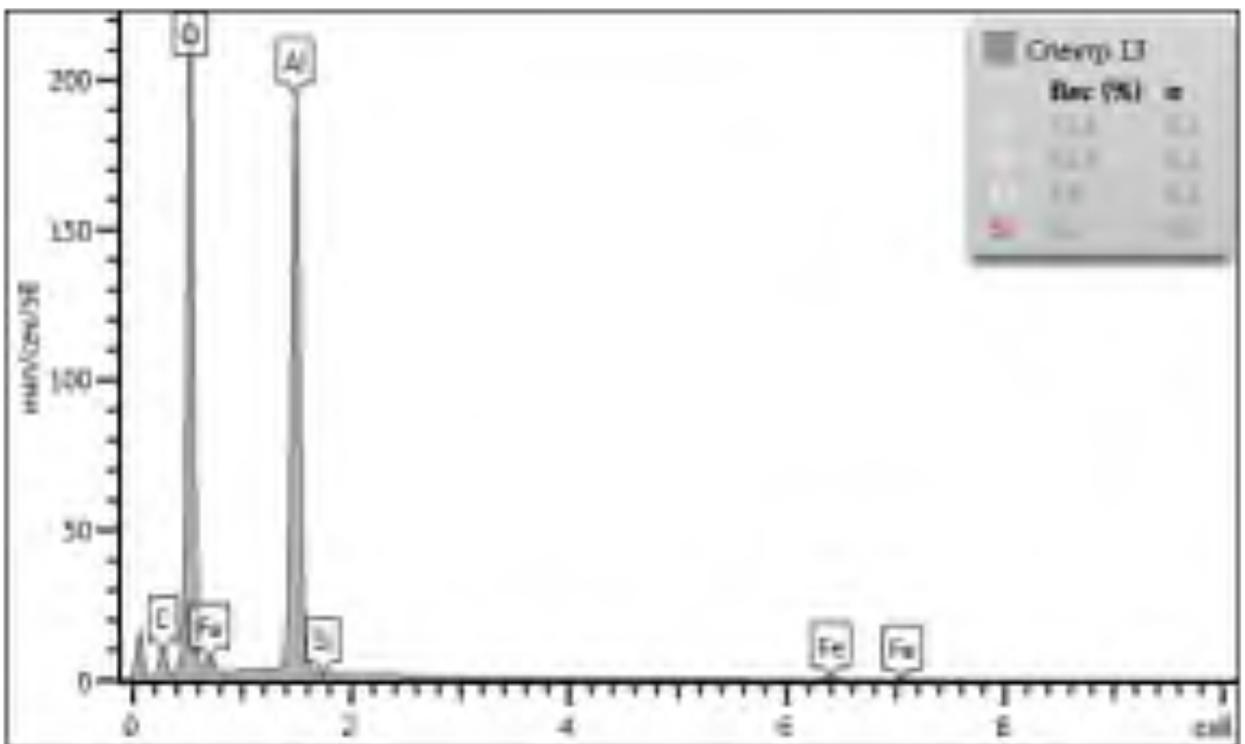


Рисунок 4.102 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 13

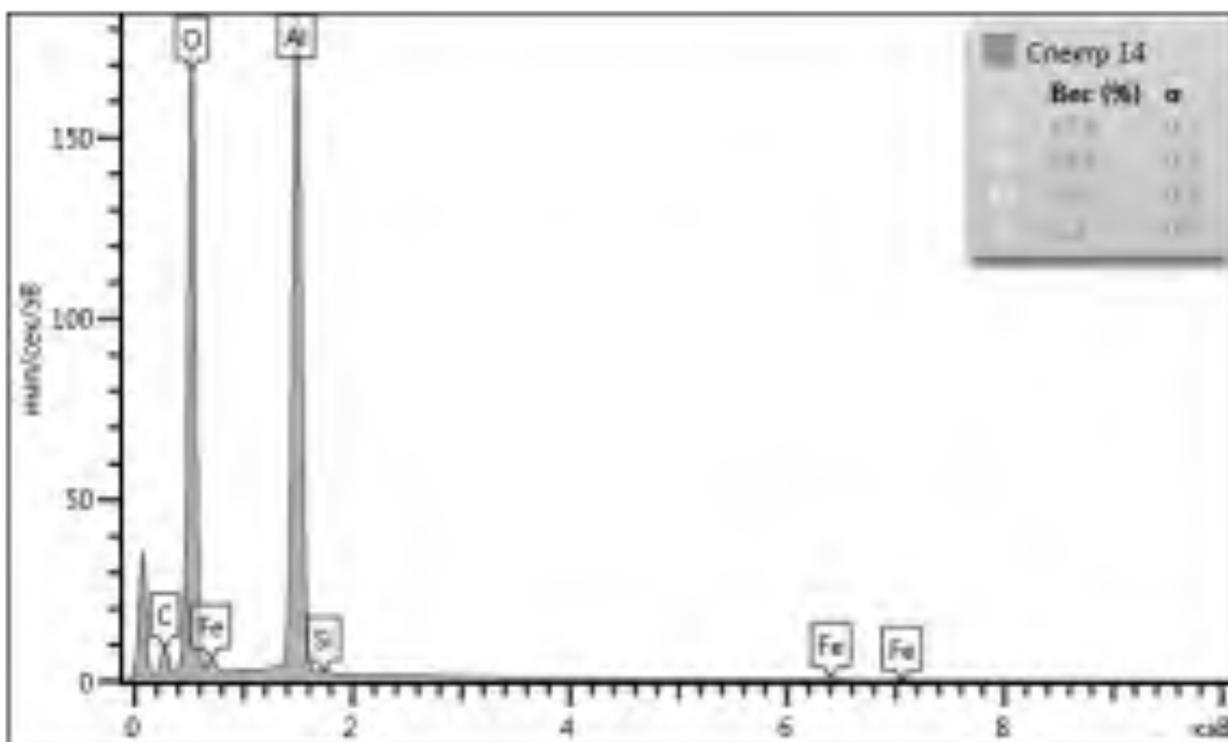


Рисунок 4.103 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 14

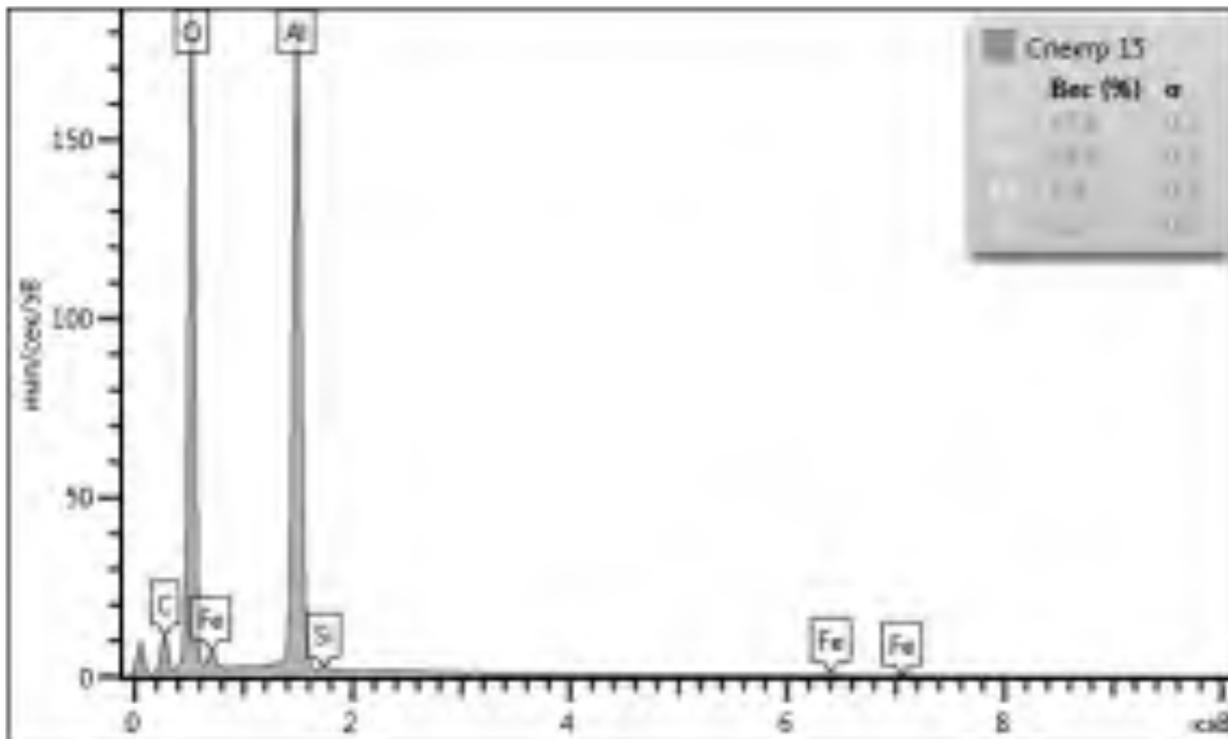


Рисунок 4.104 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 15

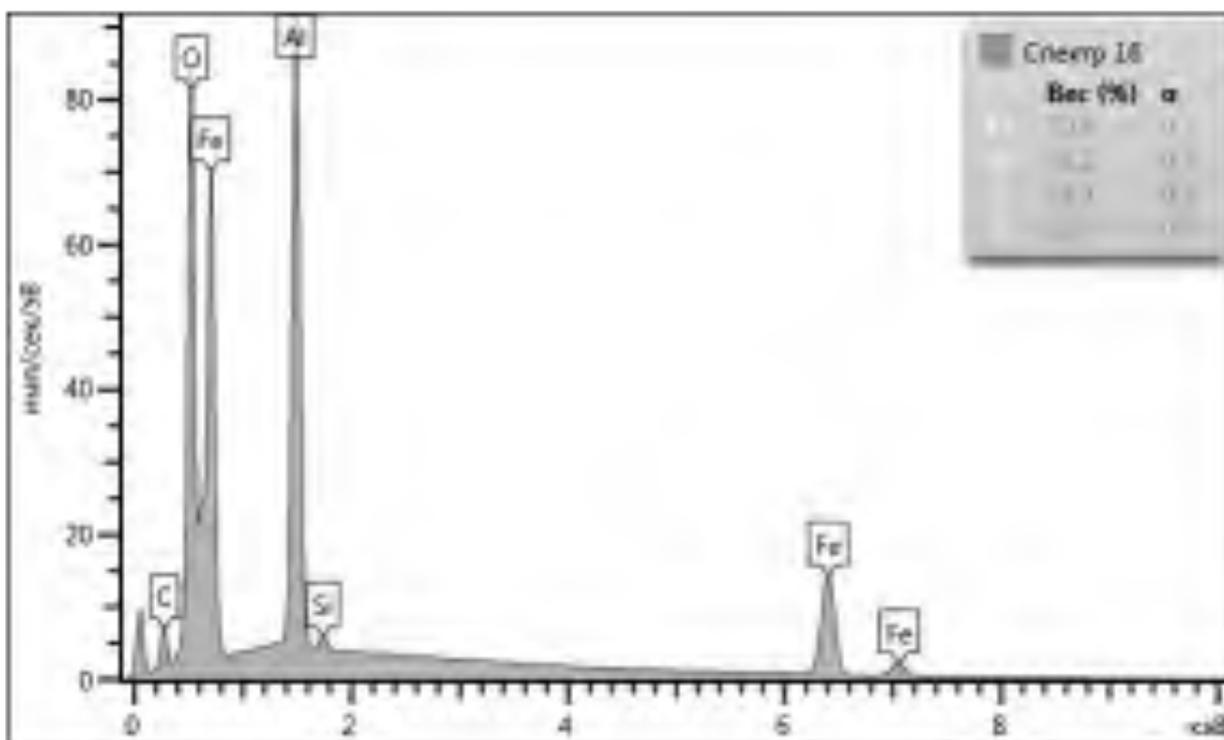


Рисунок 4.105 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 16

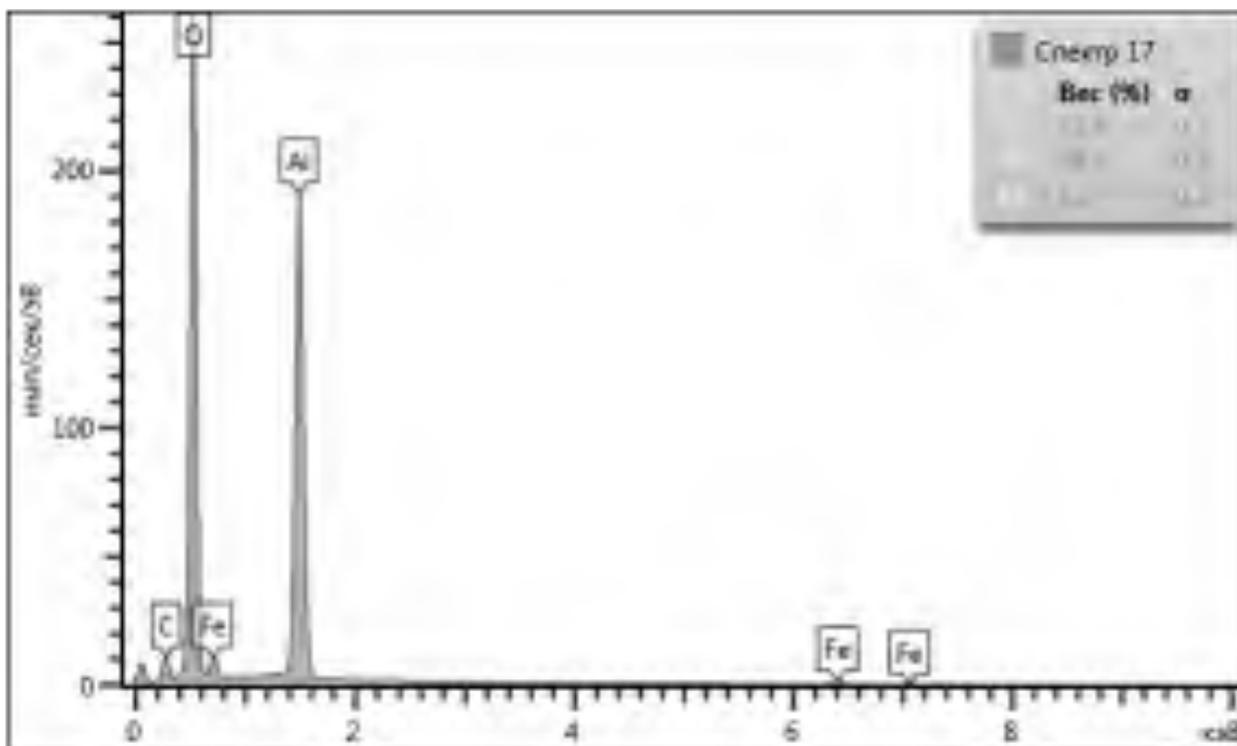


Рисунок 4.106 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 17

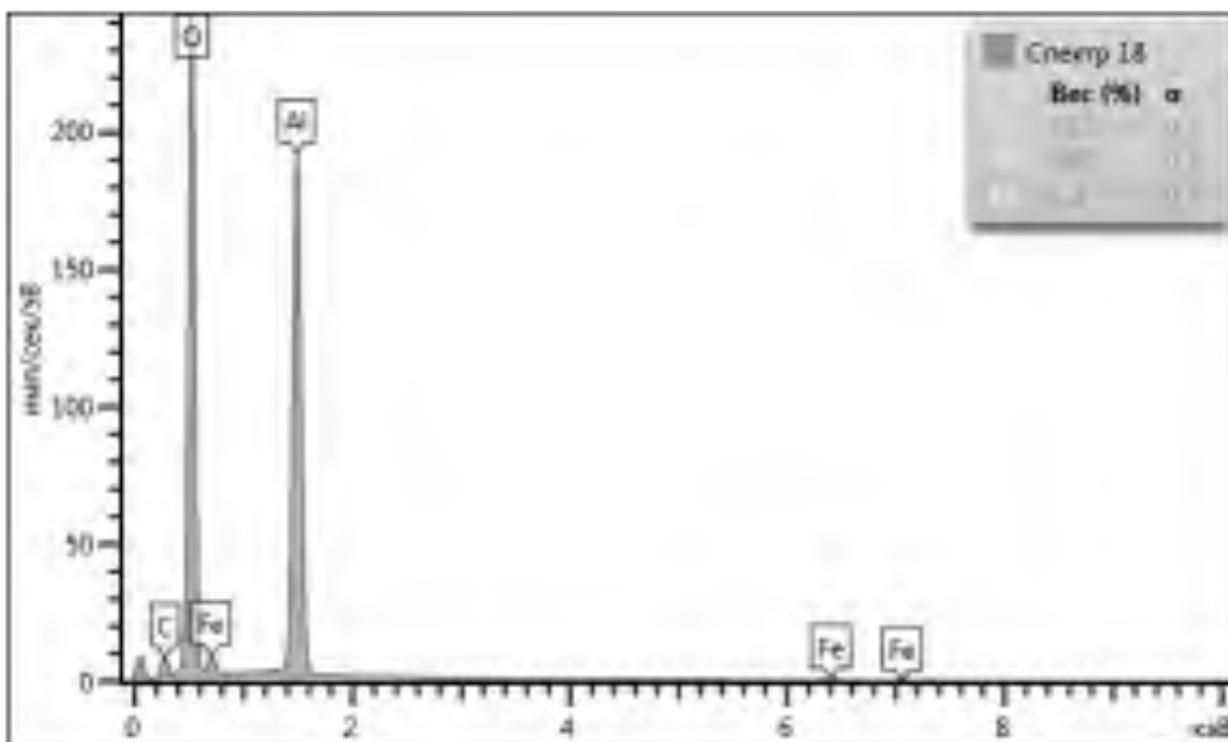


Рисунок 4.107 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 7 в точке 18

Спектры демонстрируют состав полученной поверхности с точностью определения 0,1 % масс. На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образца № 7 подтвердил наличие в составе образующихся покрытий элементов из состава материала образца № 1 и материала модификатора трения, а именно Al, а также наличие линии кислорода, свидетельствующее о присутствии окислов указанных металлов на поверхности образца. Наличие спектра, Si и других элементов с содержанием менее 1 % наблюдается в связи с подачей в контактную зону масляного загрязнителя.

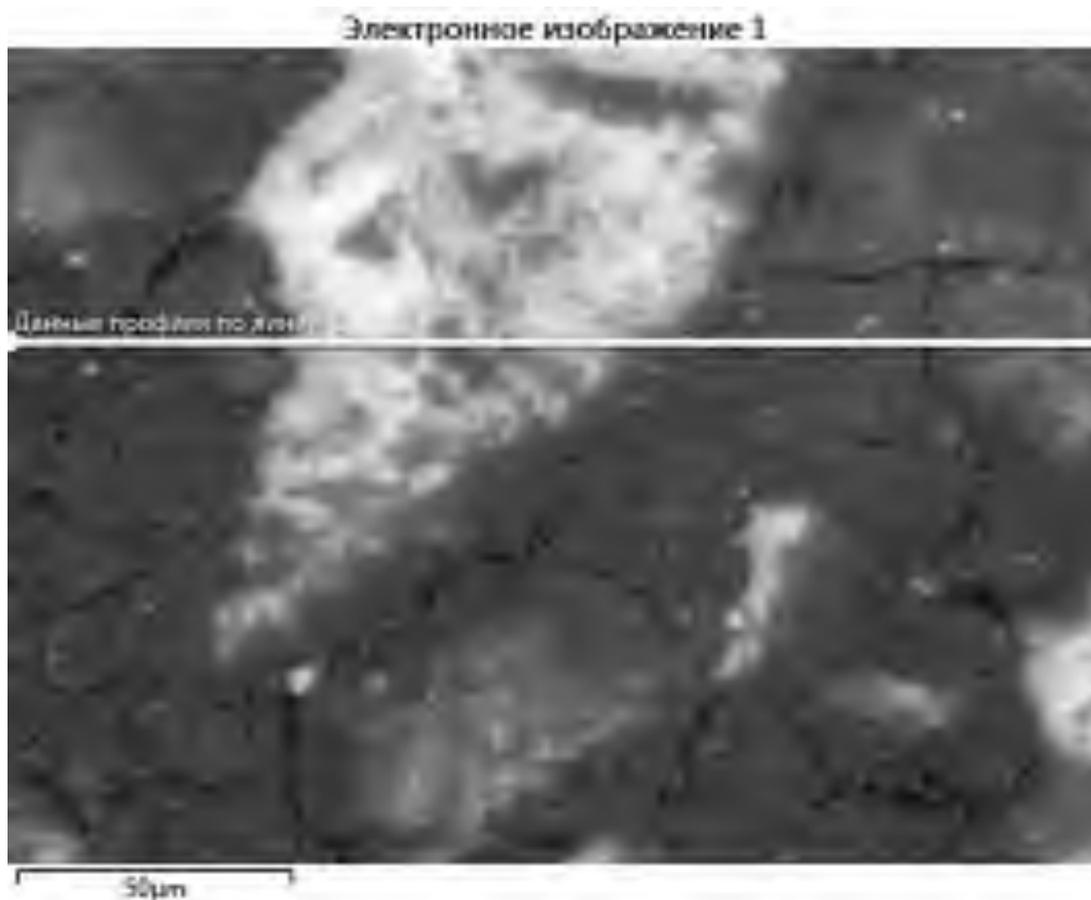


Рисунок 4.108 – Электронное изображение поверхности для анализа элементного состава вторичных структур поверхности образца № 7

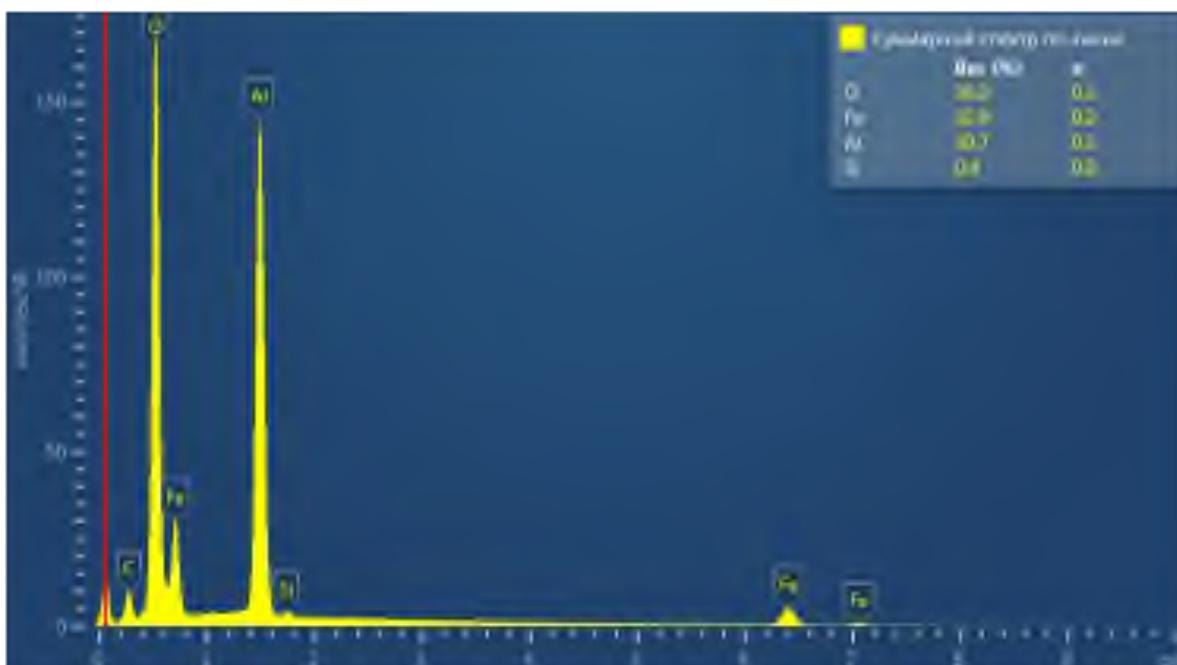


Рисунок 4.109 – Суммарные спектры элементного состава вторичных структур поверхности образца № 7

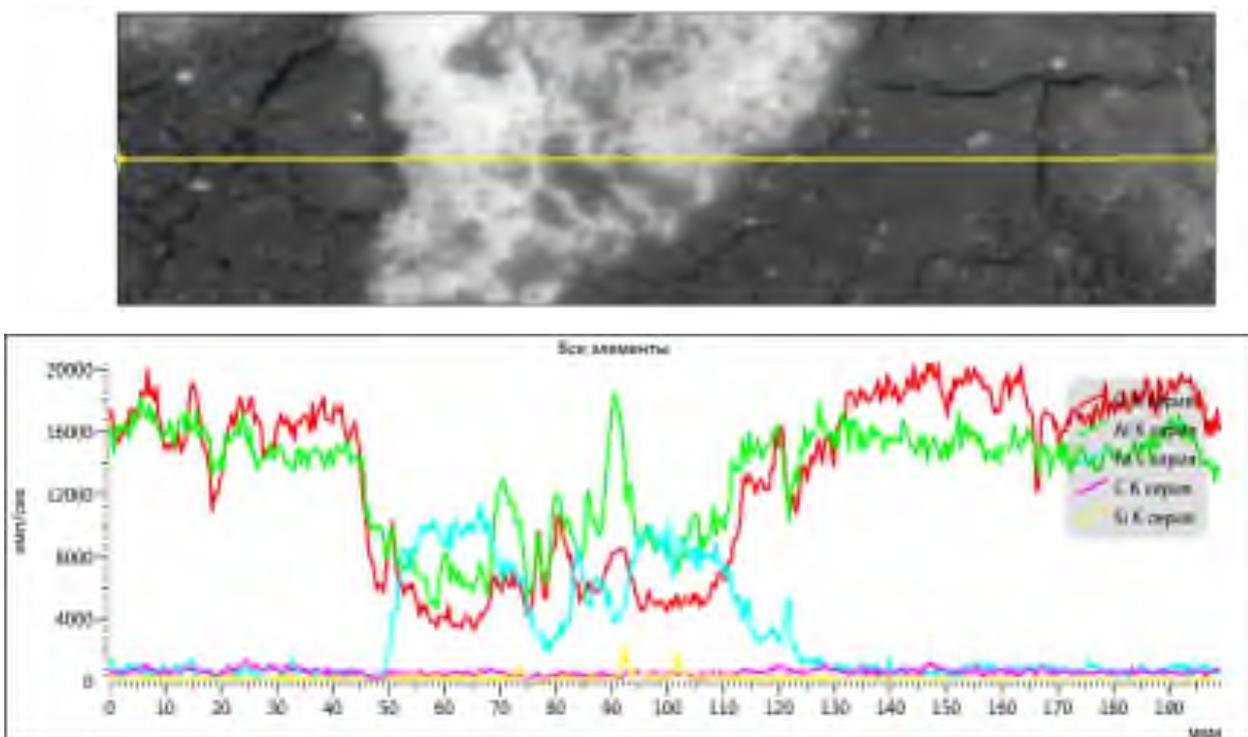


Рисунок 4.110 – Элементный состава вторичных структур поверхности образца № 7

Анализ представленных данных позволяет сделать заключение, о том, что вторичные структуры, образовавшиеся на поверхности образца № 7, содержат преимущественно оксид железа и оксид алюминия. Анализ спектров различных участков образца показывает, что алюминий присутствует на поверхности в большей степени, чем у образцов № 3–6. Удельный вес основных элементов, в %, составляет Fe (32,9 %), O (36,0 %), Al (30,7 %) и Si (0,4), но при этом следует отметить определенную однородность поверхности с ярко выраженными образованными островками вторичных структур. Наличие Al во вторичных структурах на поверхности образца № 7 свидетельствует о его переносе с верхнего ролика, что также подтверждает предыдущее предположение о защите поверхности контртела от износа за счет гарантированного переноса материала модификатора трения из зоны трибоконтакта на поверхность контртела даже при наличии масляного загрязнителя.

Образец № 8 – образец нижний, поверхность образца контактировала с поверхностью с нанесенным масляным загрязнителем и последующим металлоплакированием алюминием (АД0).

Вид поверхности фрикционной дорожки образца представлен на рисунке 4.111.

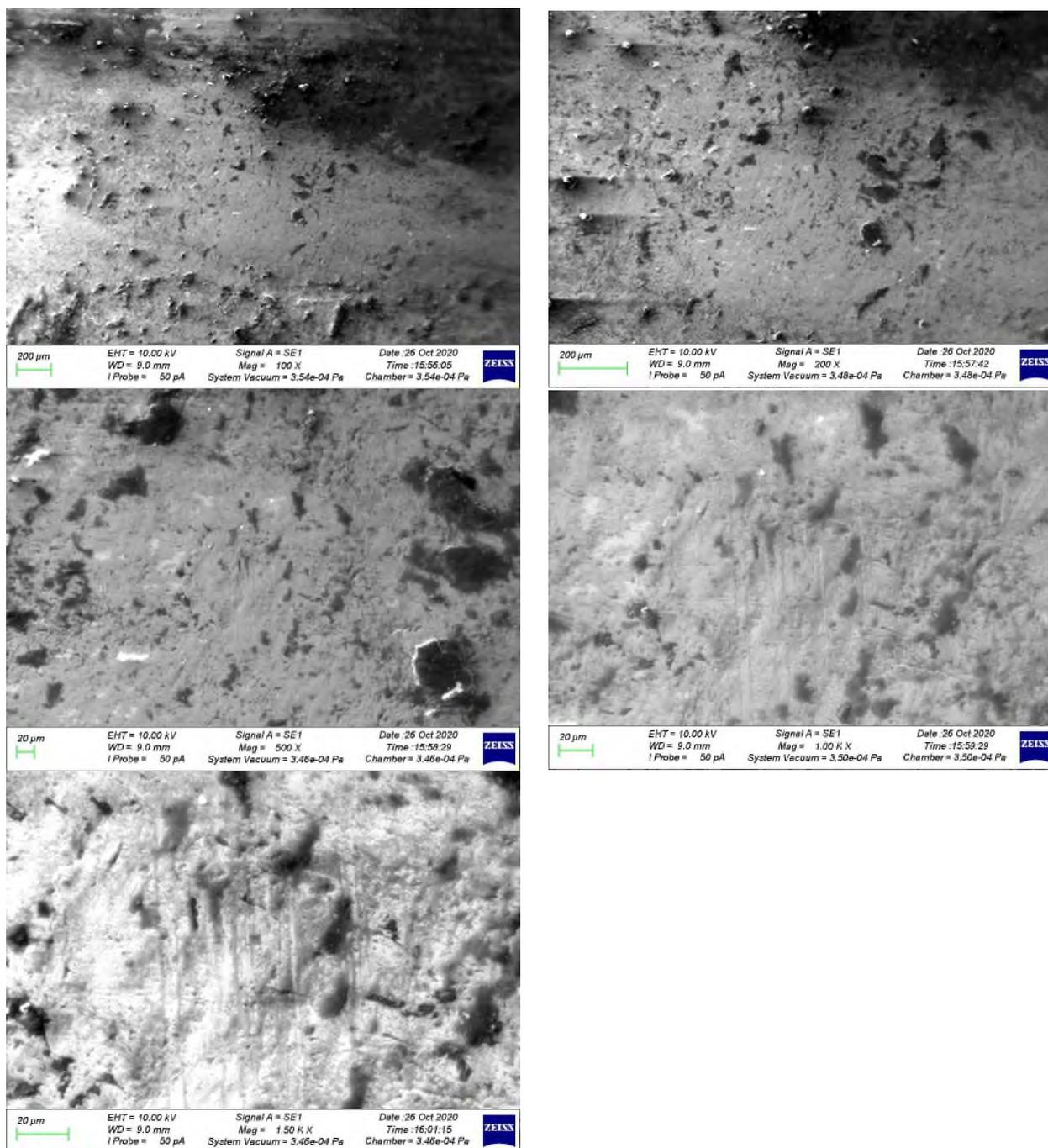


Рисунок 4.111 – Электронные изображения поверхности образца при различных увеличениях

Изучение этих микрофотографий показывает, что на поверхности образца имеются образованные вторичные структуры, представляющие собой равномерное покрытие с чередующимися микровыступами без ярко выраженных острых пиков.

Более детальное исследование слоев будет проведено ниже с применением методов рентгеноспектрального микроанализа и получения изображений отдельных участков исследуемого образца в лучах рентгеновских линий элементов, представляющих интерес. Электронное изображение поверхности образца и наиболее характерных для анализа точек поверхности представлено на рисунке 4.112.

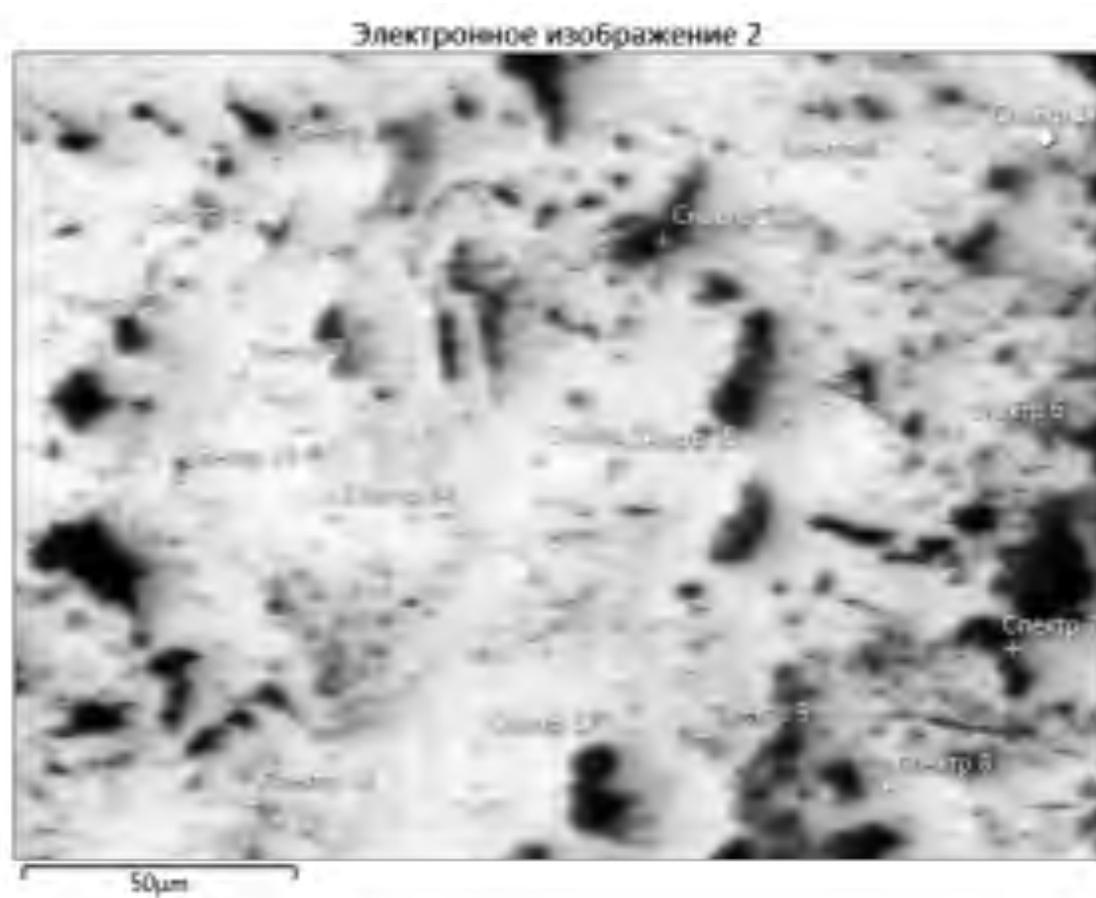


Рисунок 4.112 – Анализируемый участок поверхности с контрольными точками получения спектров

Идентификация элементного состава вторичных структур, образованных на поверхности трения образца № 8 представлена на рисунках 4.113–4.126.

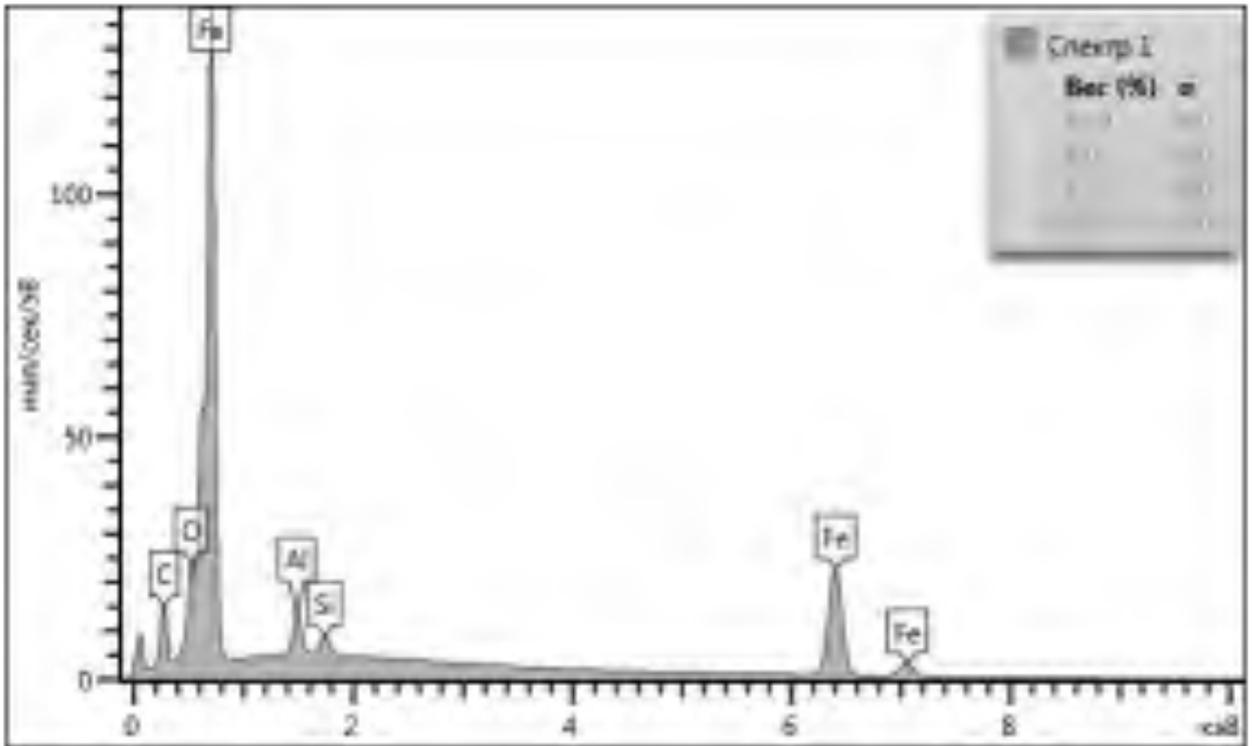


Рисунок 4.113 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 1

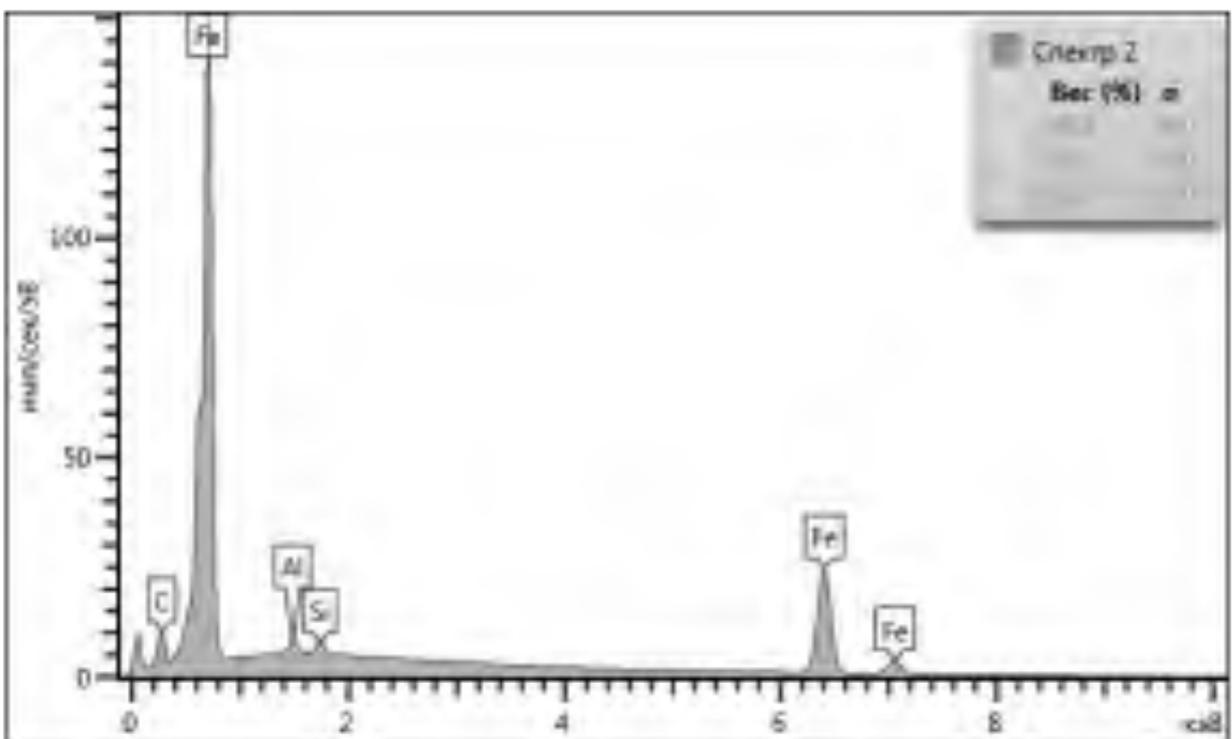


Рисунок 4.114 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 2

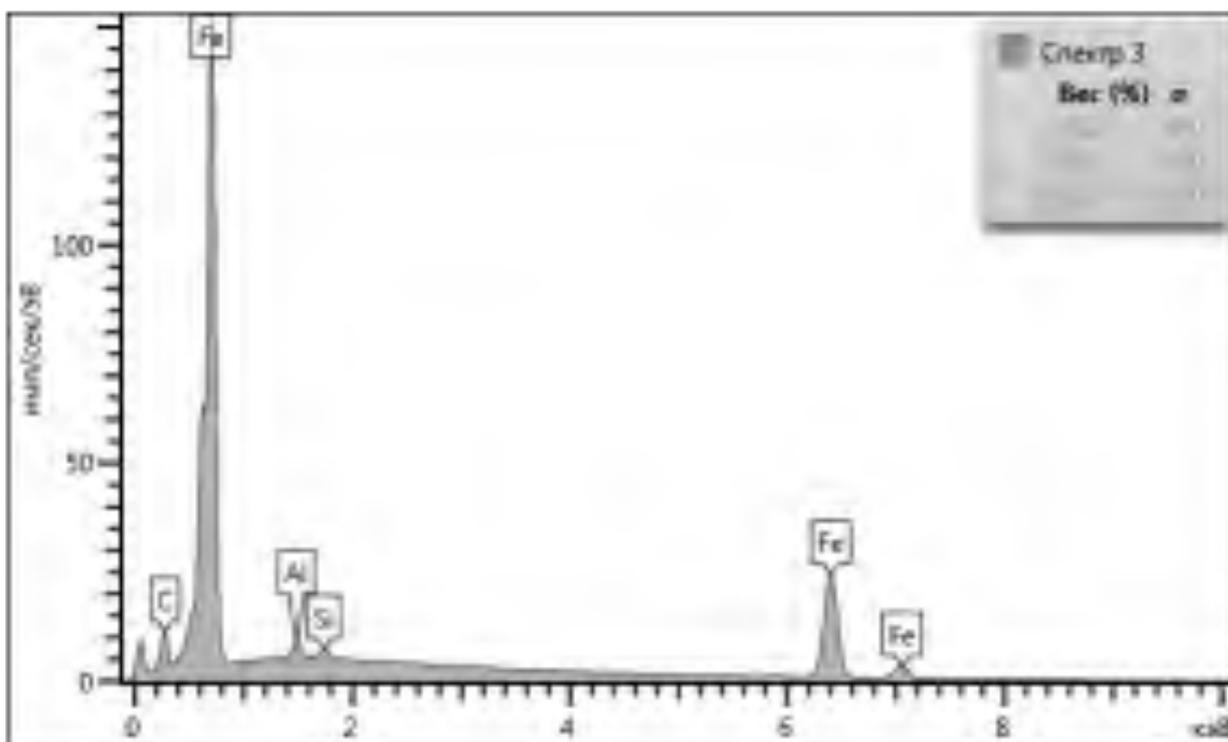


Рисунок 4.115 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 3

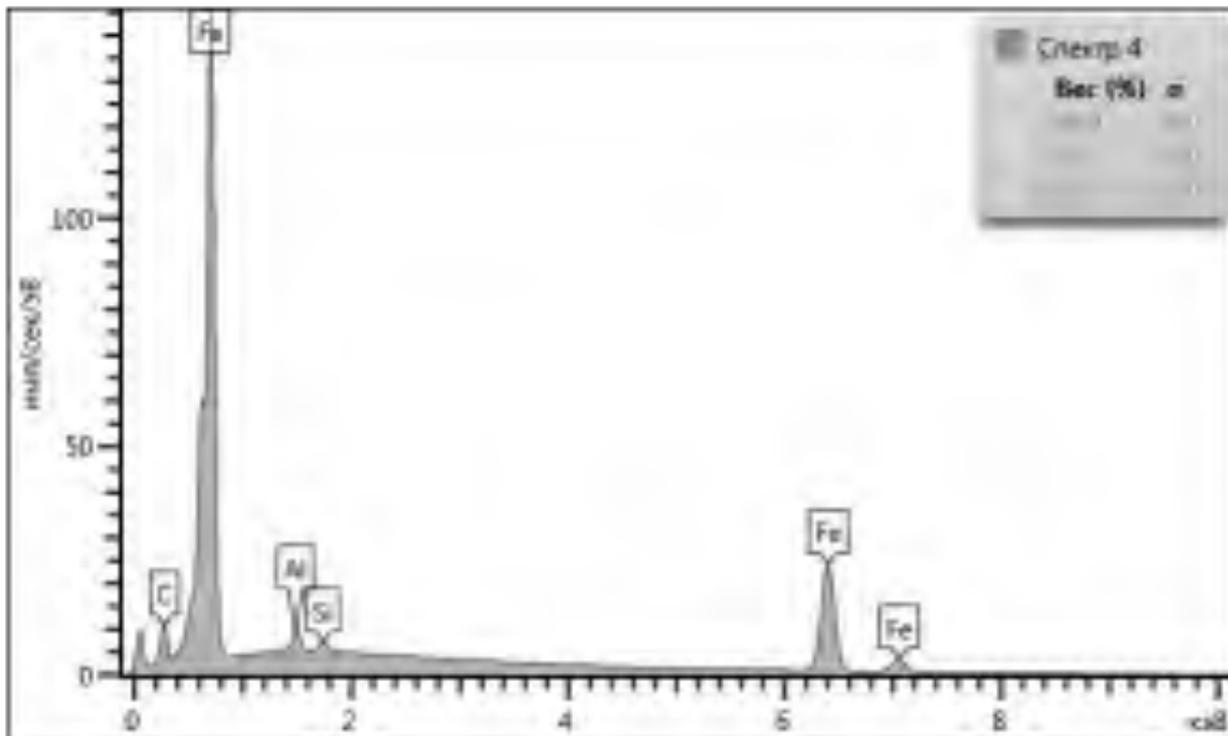


Рисунок 4.116 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 4

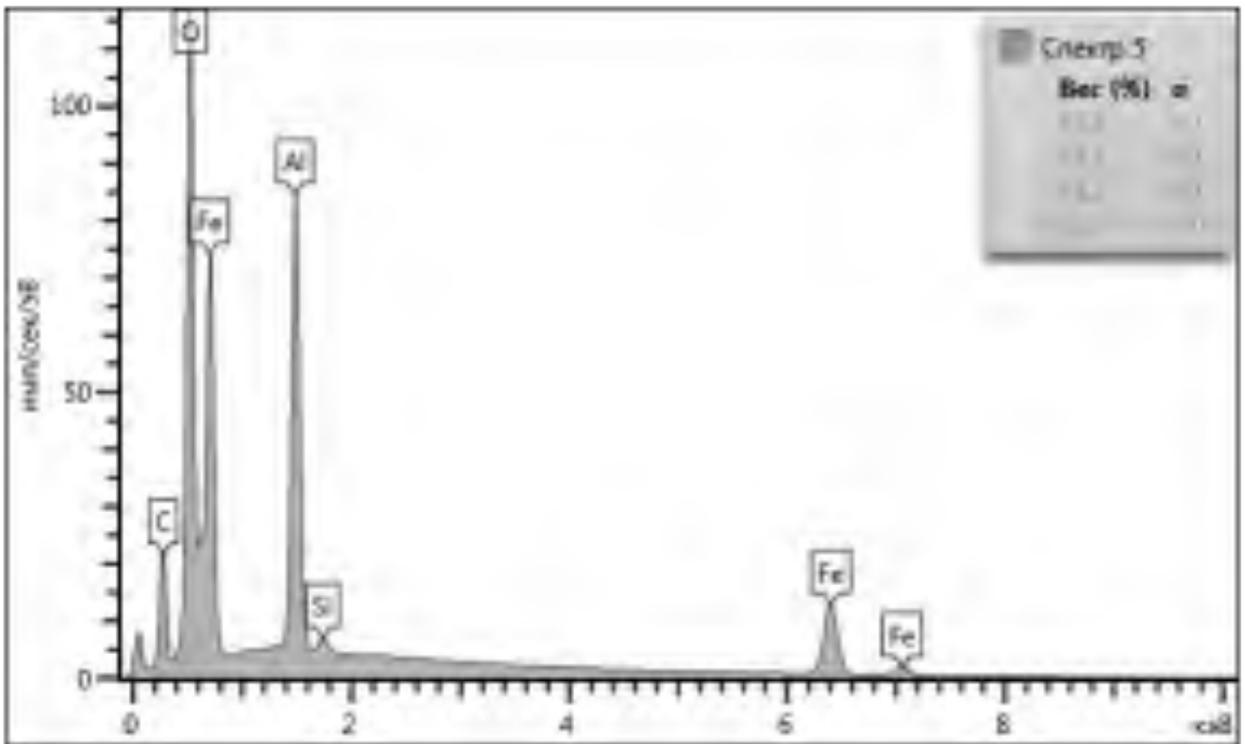


Рисунок 4.117 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 5

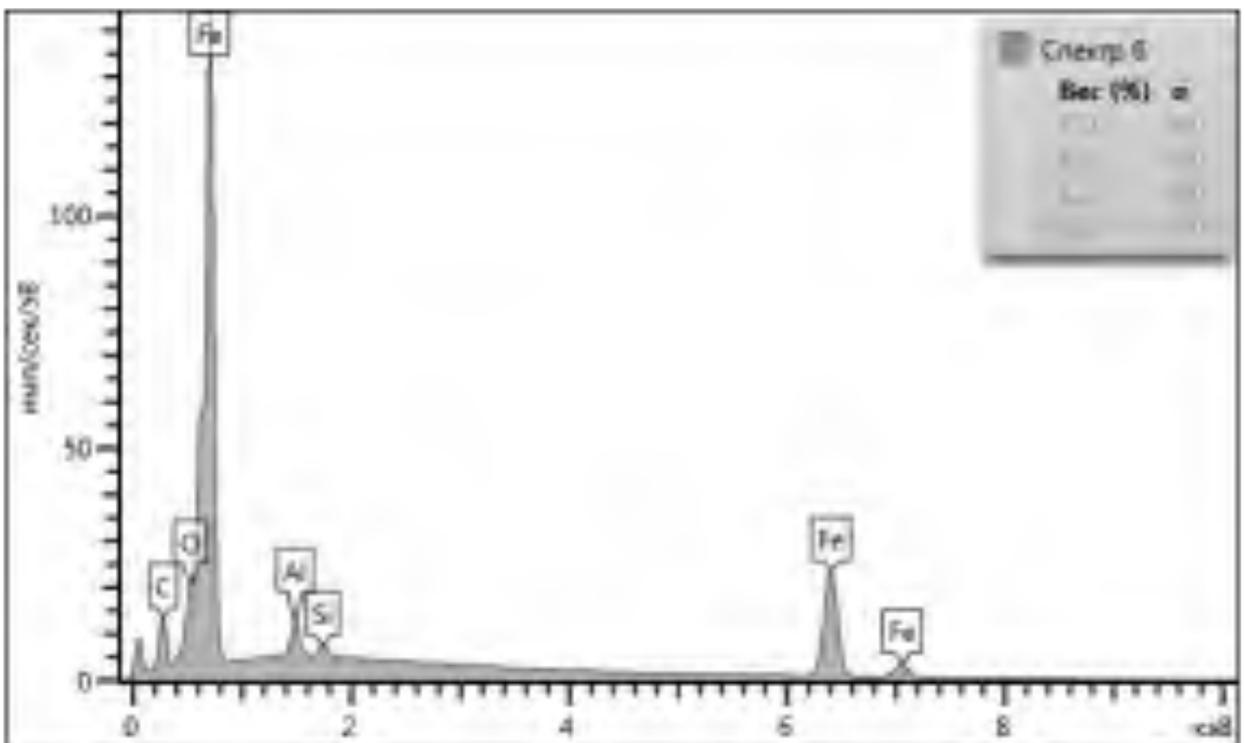


Рисунок 4.118 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 6

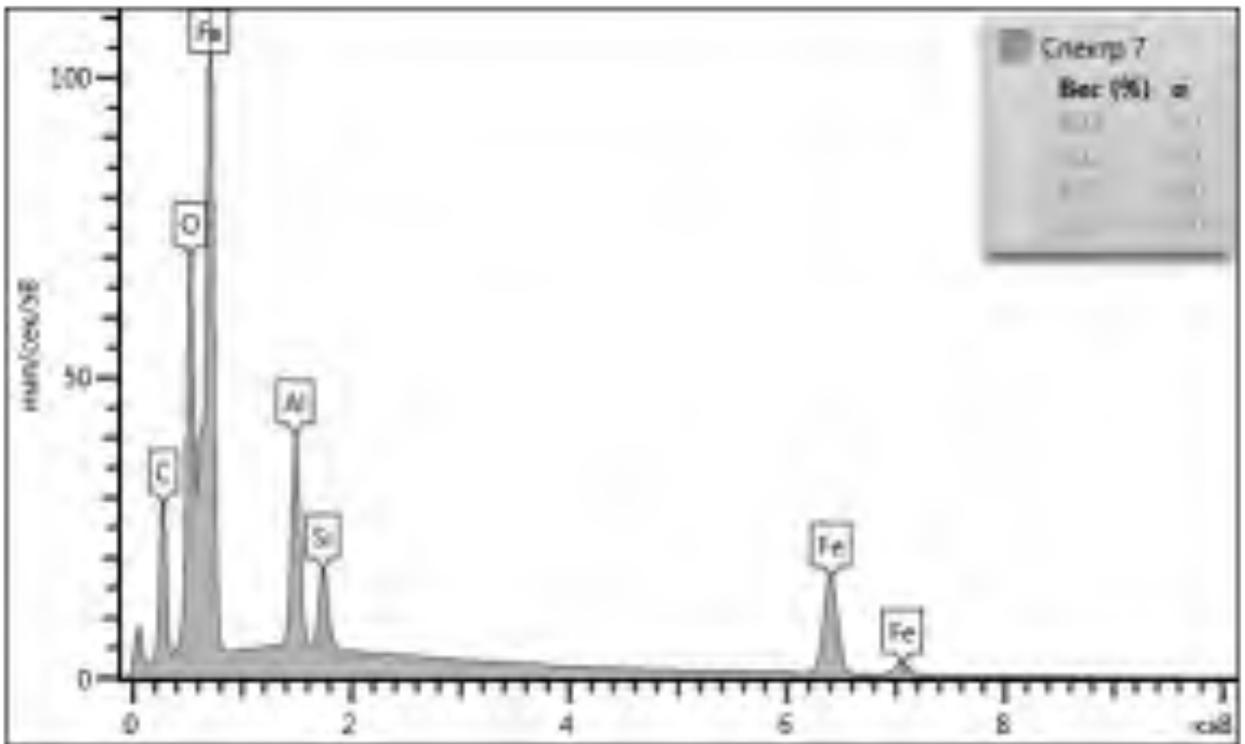


Рисунок 4.119 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 7

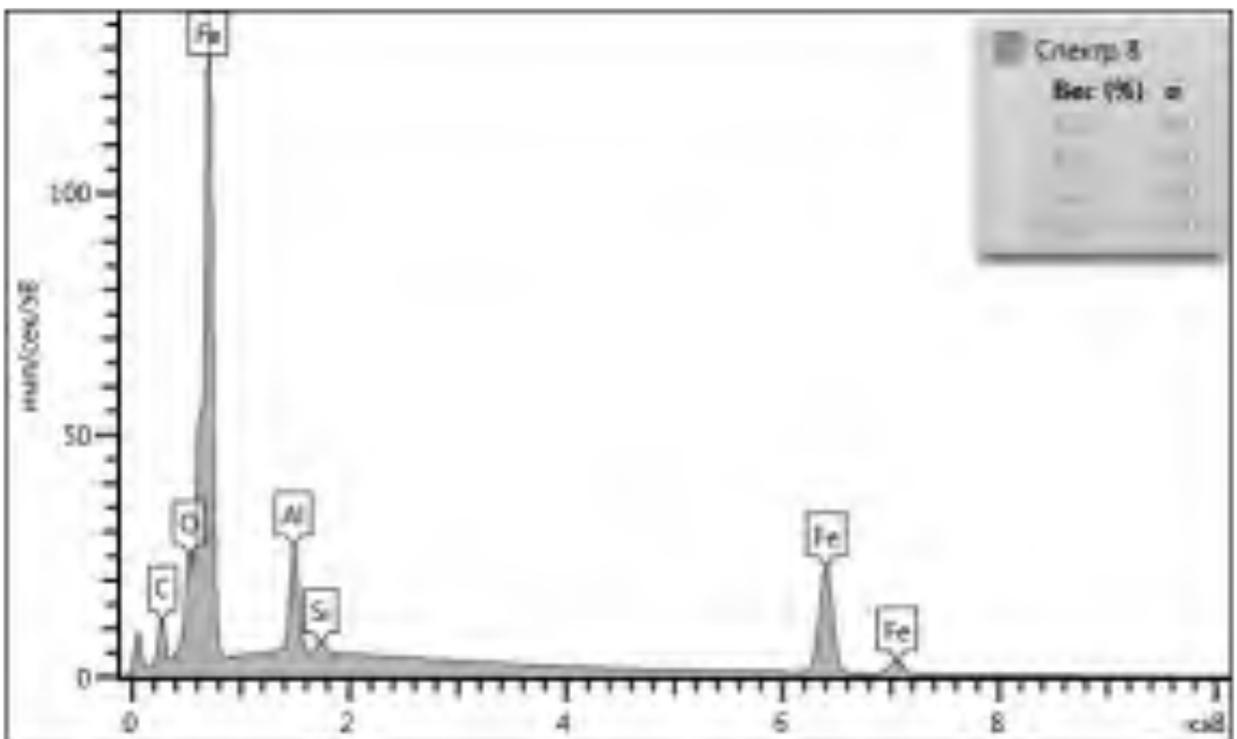


Рисунок 4.120 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 8

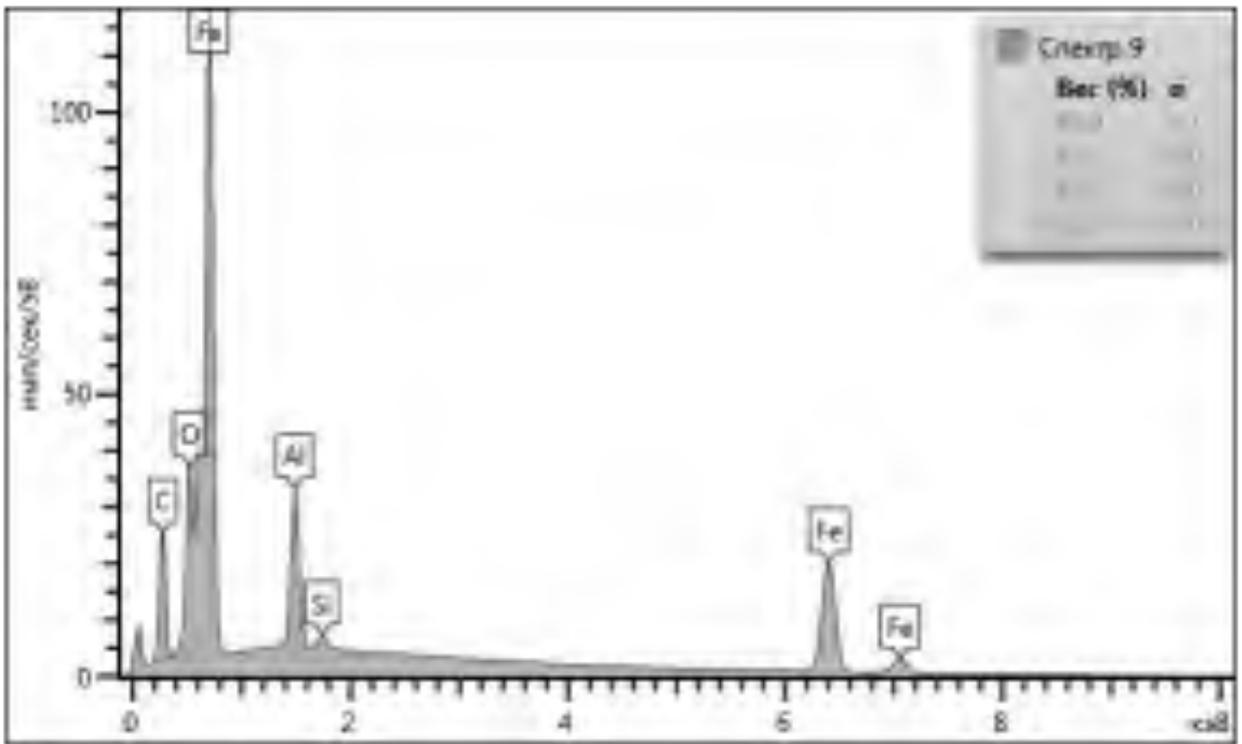


Рисунок 4.121 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 9

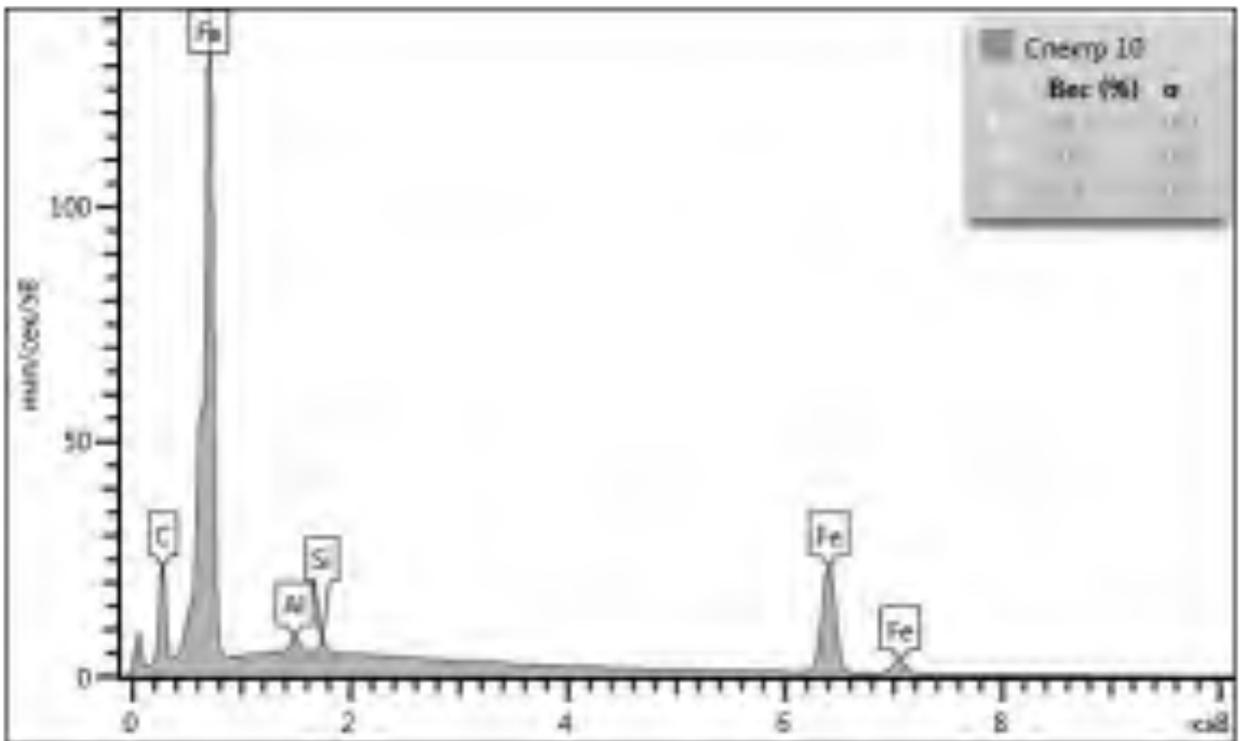


Рисунок 4.122 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 10

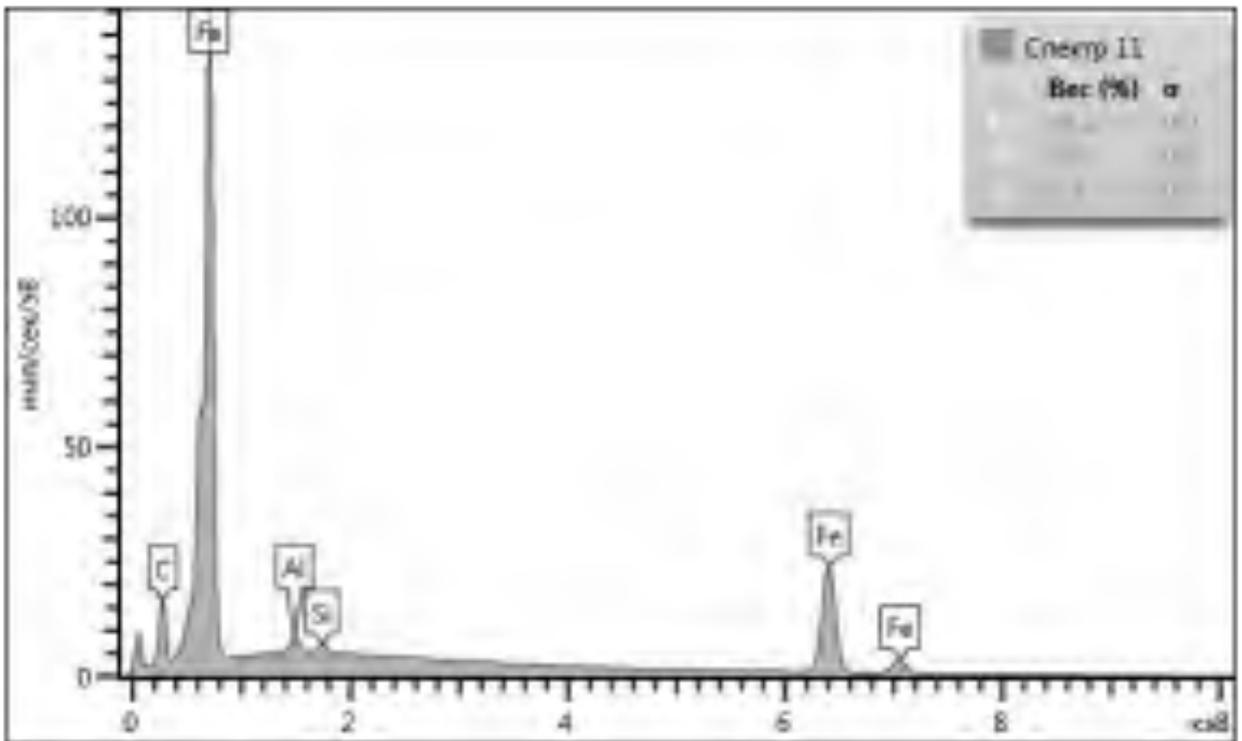


Рисунок 4.123 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 11

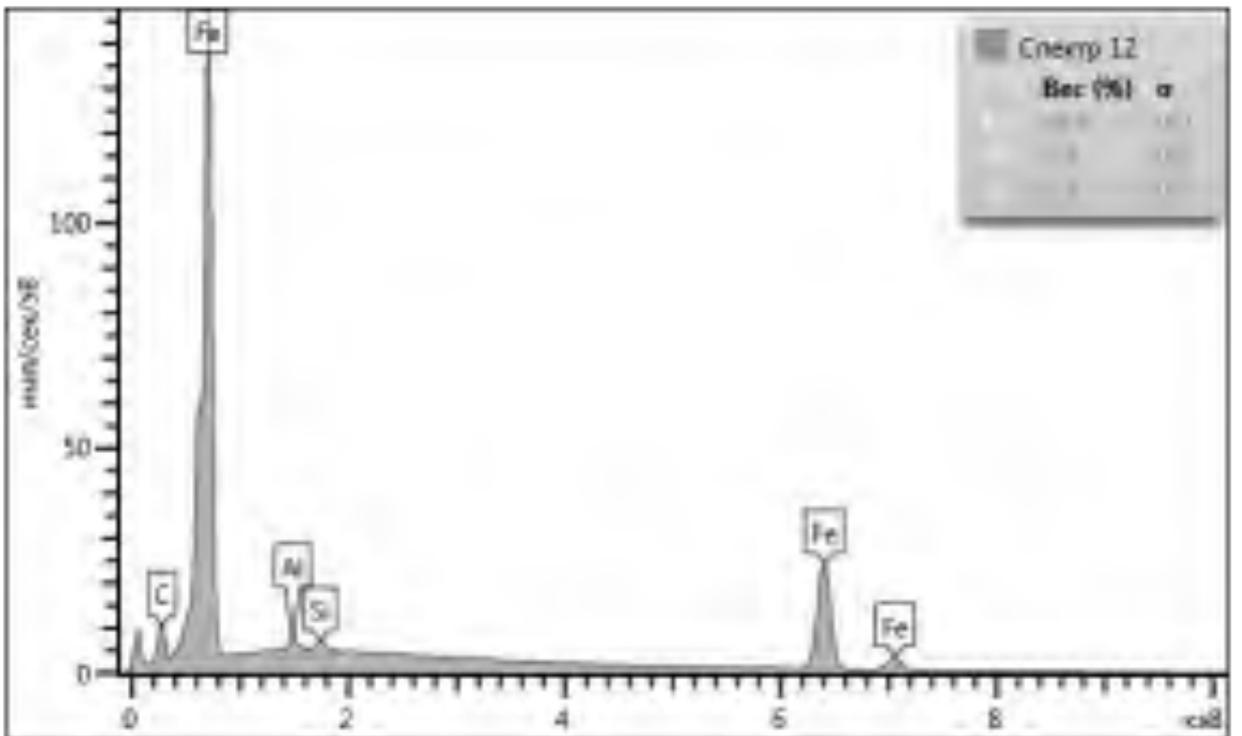


Рисунок 4.124 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 12

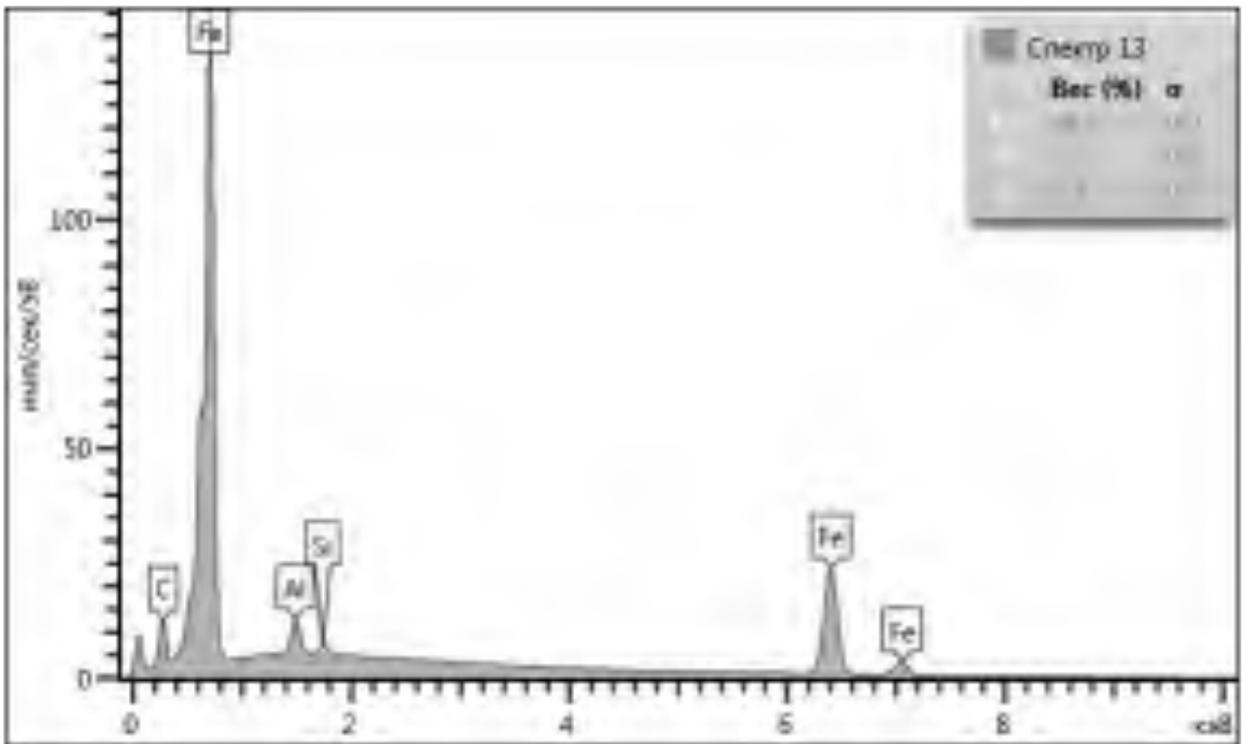


Рисунок 4.125 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 13

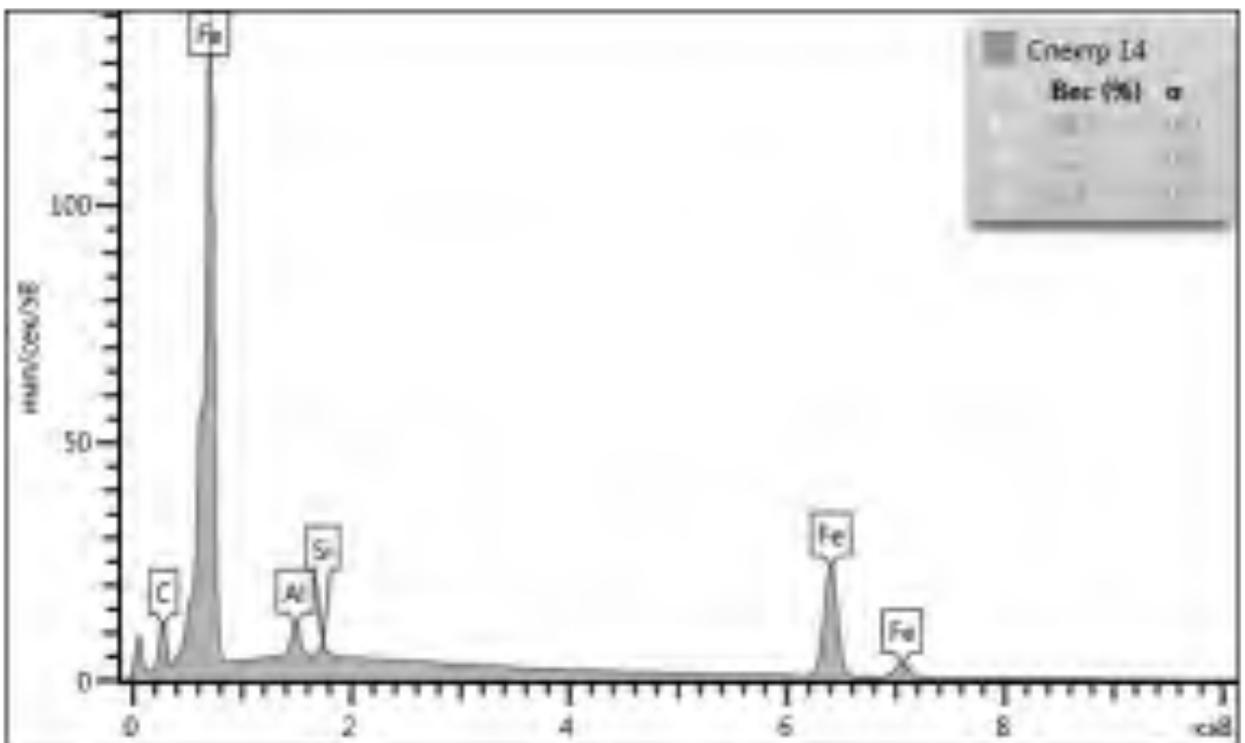


Рисунок 4.126 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 14

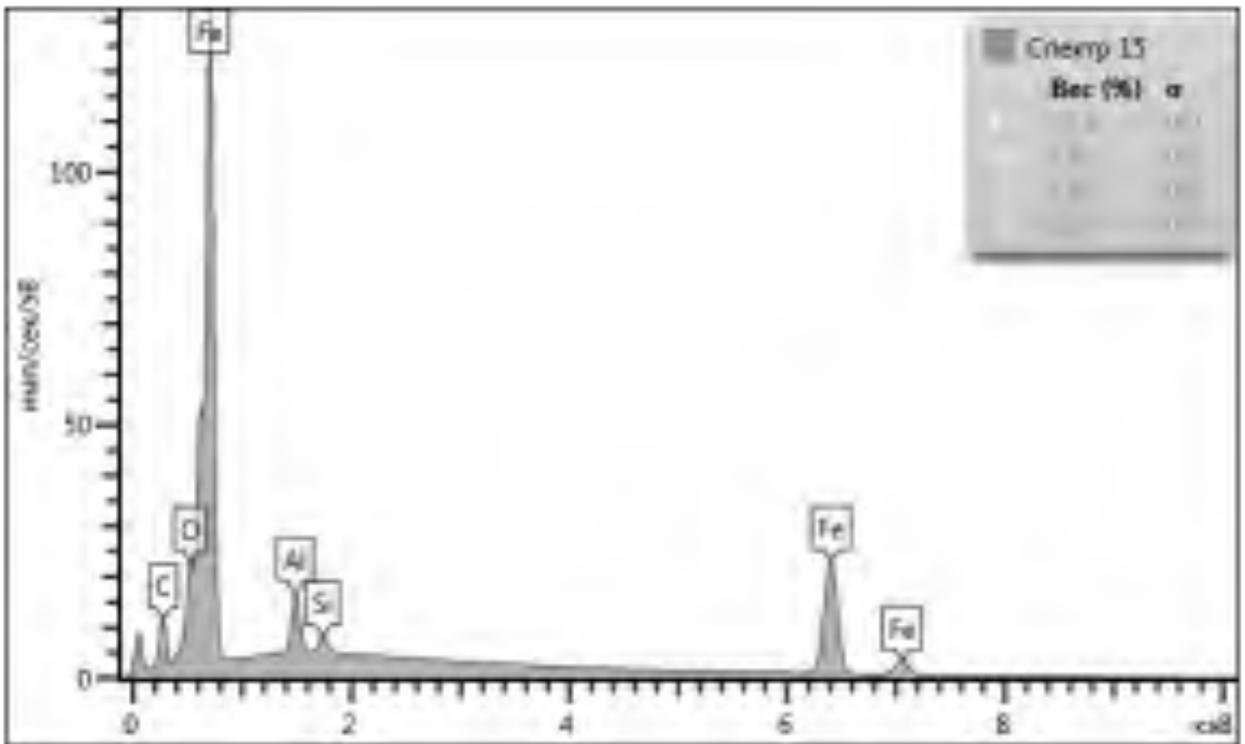


Рисунок 4.127 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 15

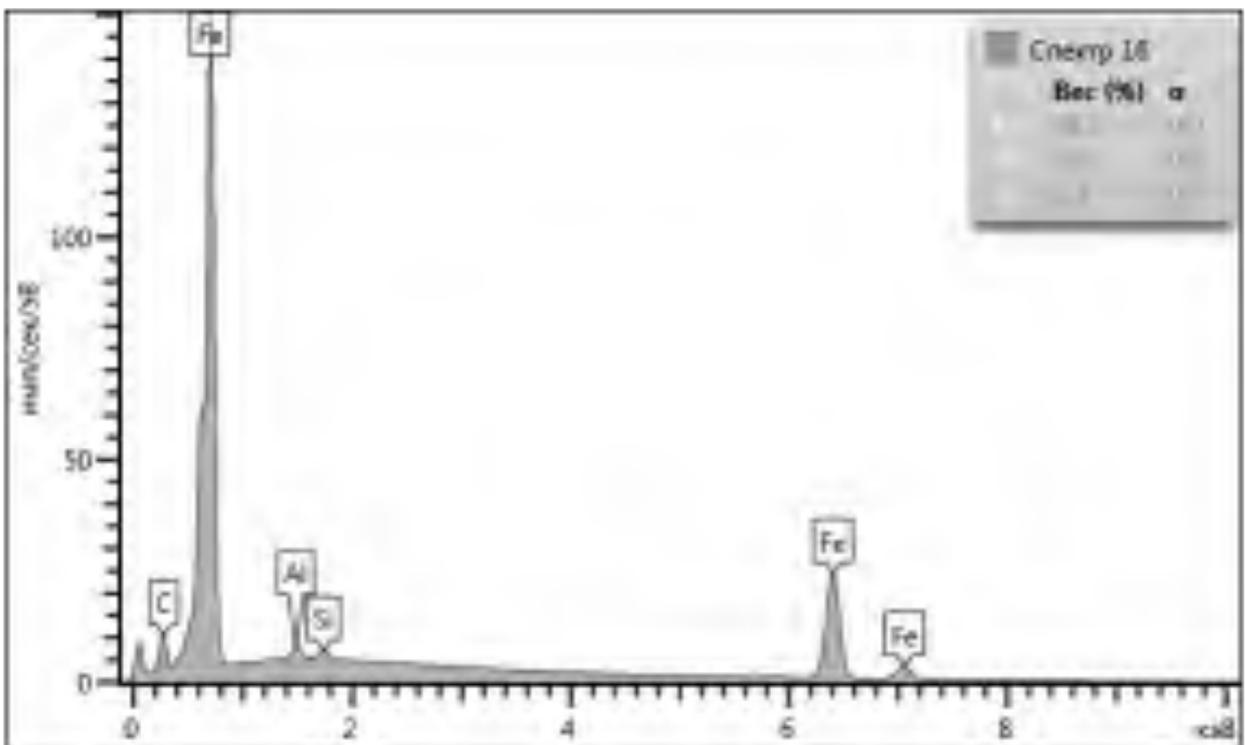


Рисунок 4.128 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 16

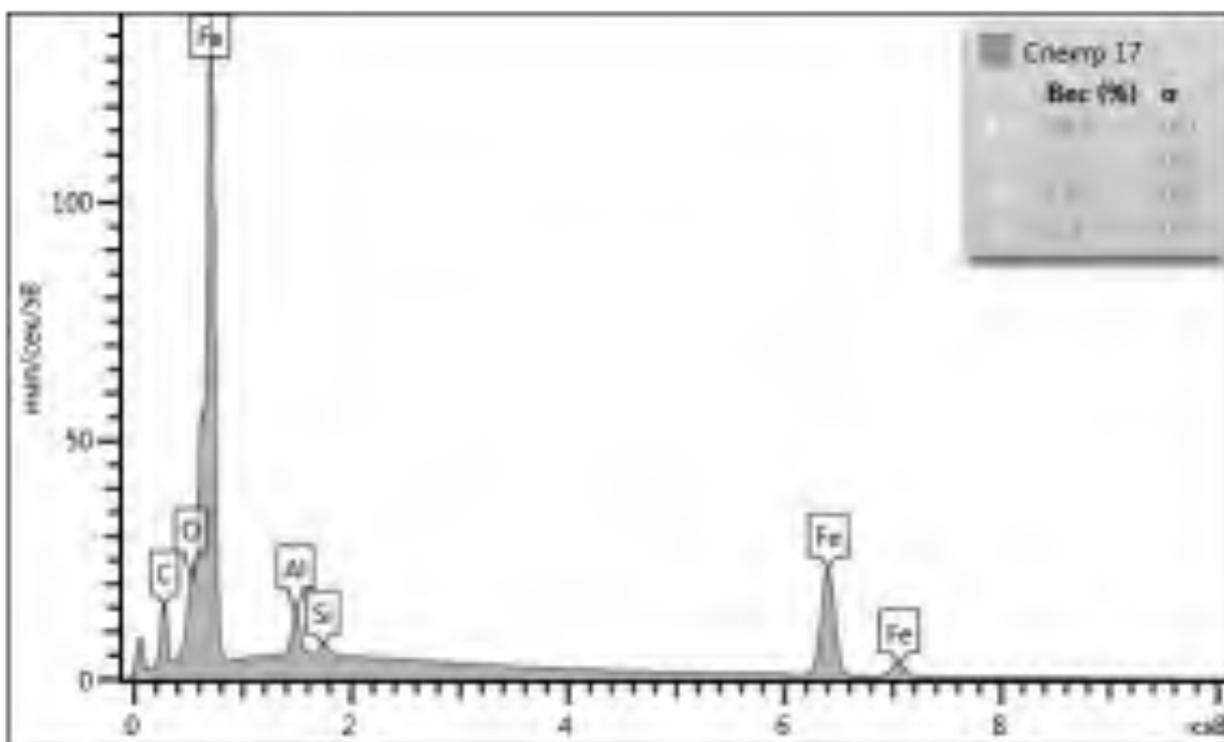


Рисунок 4.129 – Элементный состав спектра анализа вторичных структур на поверхности образца № 8 в точке 17

Спектры демонстрируют состав полученной поверхности с точностью определения 0,1 % масс. На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образца № 8 подтвердил наличие в составе образующихся покрытий элементов из состава материала образца № 5 и материала модификатора трения, а именно Fe, Al, Si, а также наличие линии кислорода, свидетельствующее о присутствии окислов указанных металлов на поверхности образца. Наличие спектров Si и отсутствие спектра O на ряде графиков свидетельствует о наличии масляного загрязнителя на поверхности образца и следовательно о защите базовой поверхности от взаимодействия с кислородом из воздуха среды, окружающей открытый узел трения.

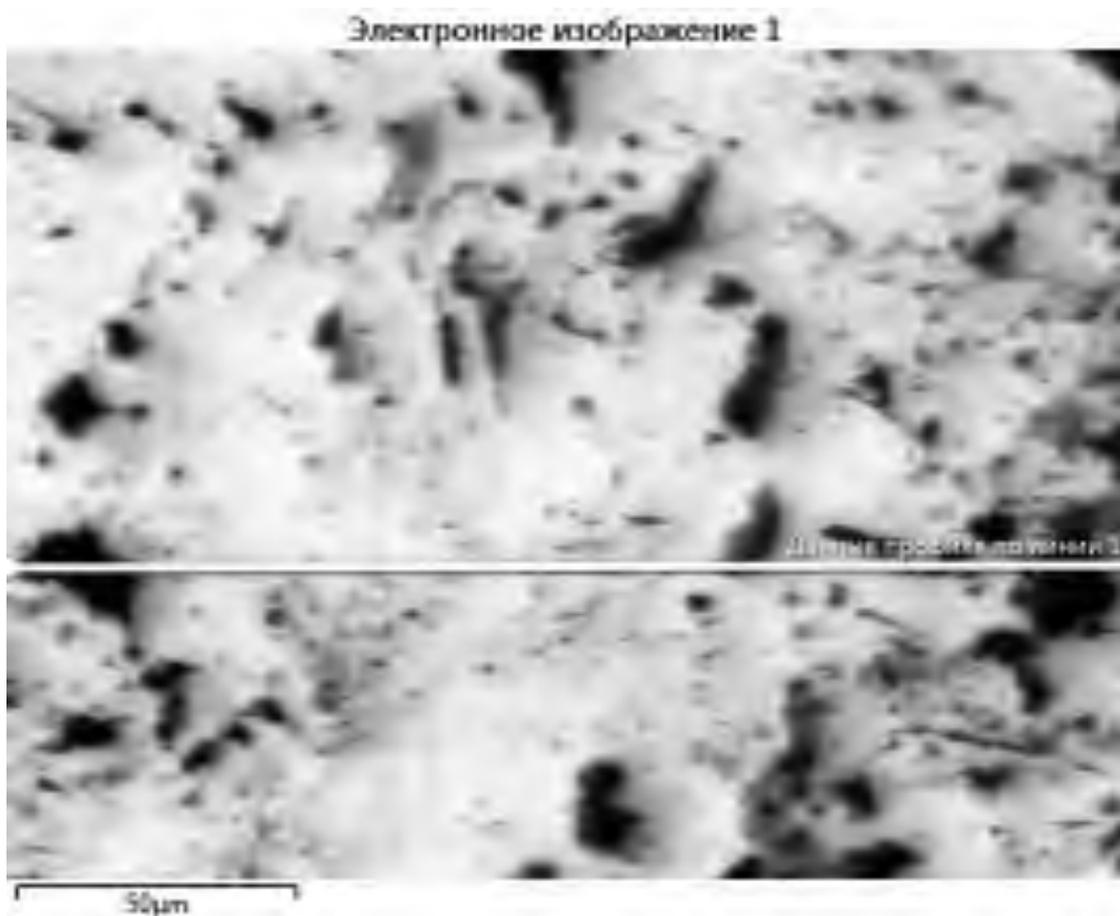


Рисунок 4.130 – Электронное изображение поверхности для анализа элементного состава вторичных структур поверхности образца № 8

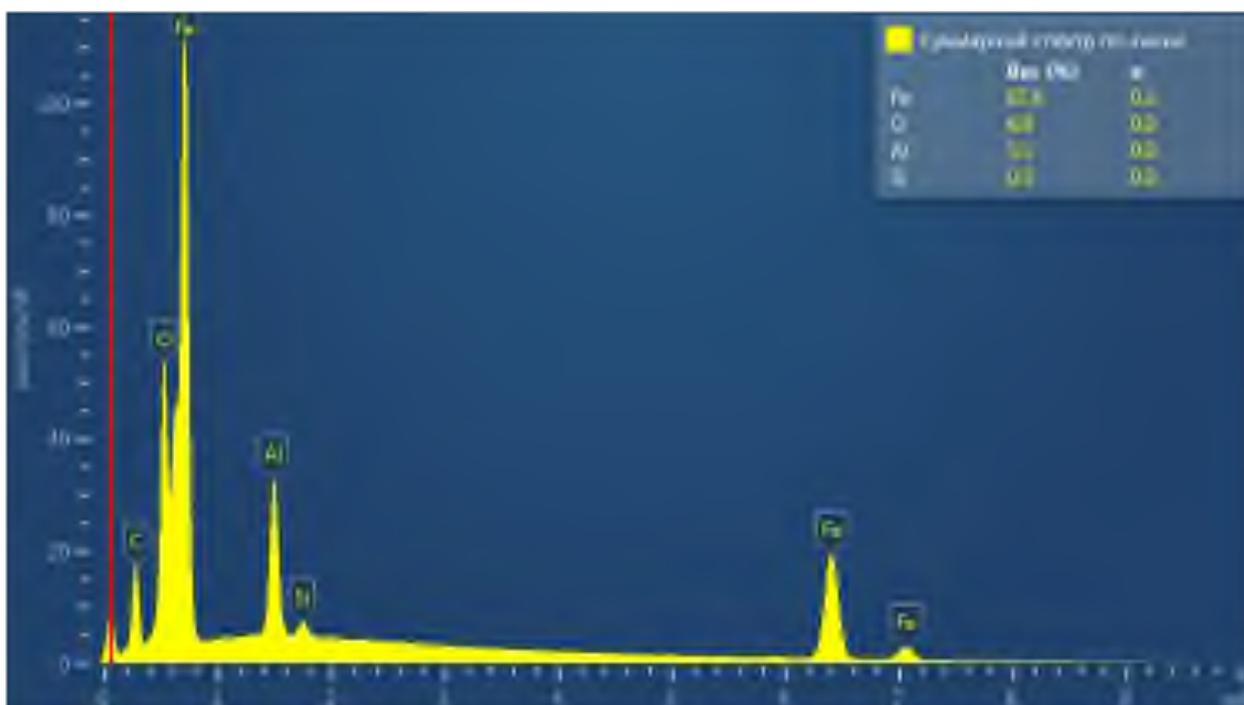


Рисунок 4.131 – Суммарные спектры элементного состава вторичных структур поверхности образца № 8

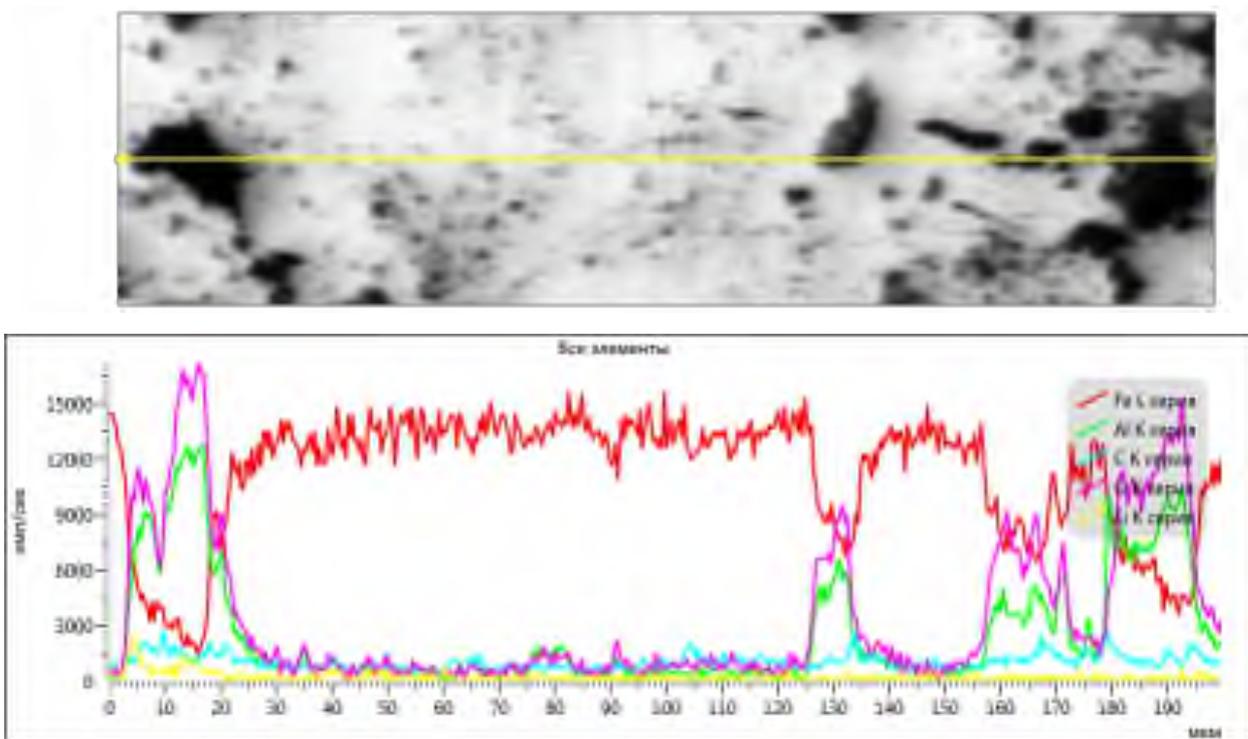


Рисунок 4.132 – Элементный состава вторичных структур поверхности образца № 8

Анализ представленных данных позволяет сделать заключение о том, что вторичные структуры, образовавшиеся на поверхности образца № 8, содержат преимущественно оксид железа и оксид алюминия. Анализ спектров различных участков образца показывает, что алюминий присутствует на поверхности в достаточной степени. Удельный вес элементов, в %, составляет Fe (87,6 %), O (6,8 %) и Al (5,1 %), но при этом следует отметить однородность поверхности с ярко выраженными образованными островками вторичных структур. При этом наблюдается уменьшение шероховатости поверхности и, как следствие, вытеснение загрязнителя из зоны трения. Наличие Al во вторичных структурах на поверхности образца № 8 свидетельствует о его переносе с верхнего ролика в зону трения даже в условиях наличия масляного загрязнения поверхностей трения.

4.3 Анализ вторичных структур образованных металлолакирующим модификатором методом рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии

Определенной проблемой в исследовании образцов является то, что их поверхность необходимо исследовать в таком состоянии, какой она получилась после всех процедур, связанных с фрикционным взаимодействием пары трения и последующей очисткой образца. Проведение исследования из материала ролика контртела после трибосопряжения был вырезан образец толщиной 1мм с поперечными размерам 10x10 мм. Предполагается, что состав поверхности трения при подготовке к исследованию методом РФЭС не нарушен. Глубина анализа метода РФЭС составляет 0,5 – 4 нм и поэтому метод РФЭС является крайне чувствителен к состоянию поверхности [1]. Поверхность образцов, находящиеся в воздушной среде содержит загрязнения, в их числе углеводородные и гидроксильные группы, а также частично адсорбированный кислород, которые приводят к уменьшению интенсивности и контрастности РФЭС спектров. Сильно развитая поверхность за счет её шероховатости также оказывает влияние на РФЭС-анализ. На интенсивность электронных линий рассматриваемых образцов оказали влияние оба фактора. Вначале были получены спектры исходной поверхности фрикционного взаимодействия, затем в течение 6 минут осуществляли травление поверхности ионами аргона. После этого при достаточно гладкой, но первоначально загрязненной поверхности мы ожидаем повышения интенсивности спектров и их контрастности. Кроме того, ионное профилирование позволяет проследить изменение химического состояния в приповерхностных слоях по глубине. На первом этапе исследования с поверхности трения регистрируются обзорные спектры в широком диапазоне и по ним выполняют качественный и количественный состав поверхности. Кроме этого, по спектрам определяются электронные линии тех химических элементов, находящихся на поверхности,

по которым возможно эффективное определение химической связи, в которой участвует тот или иной элемент.

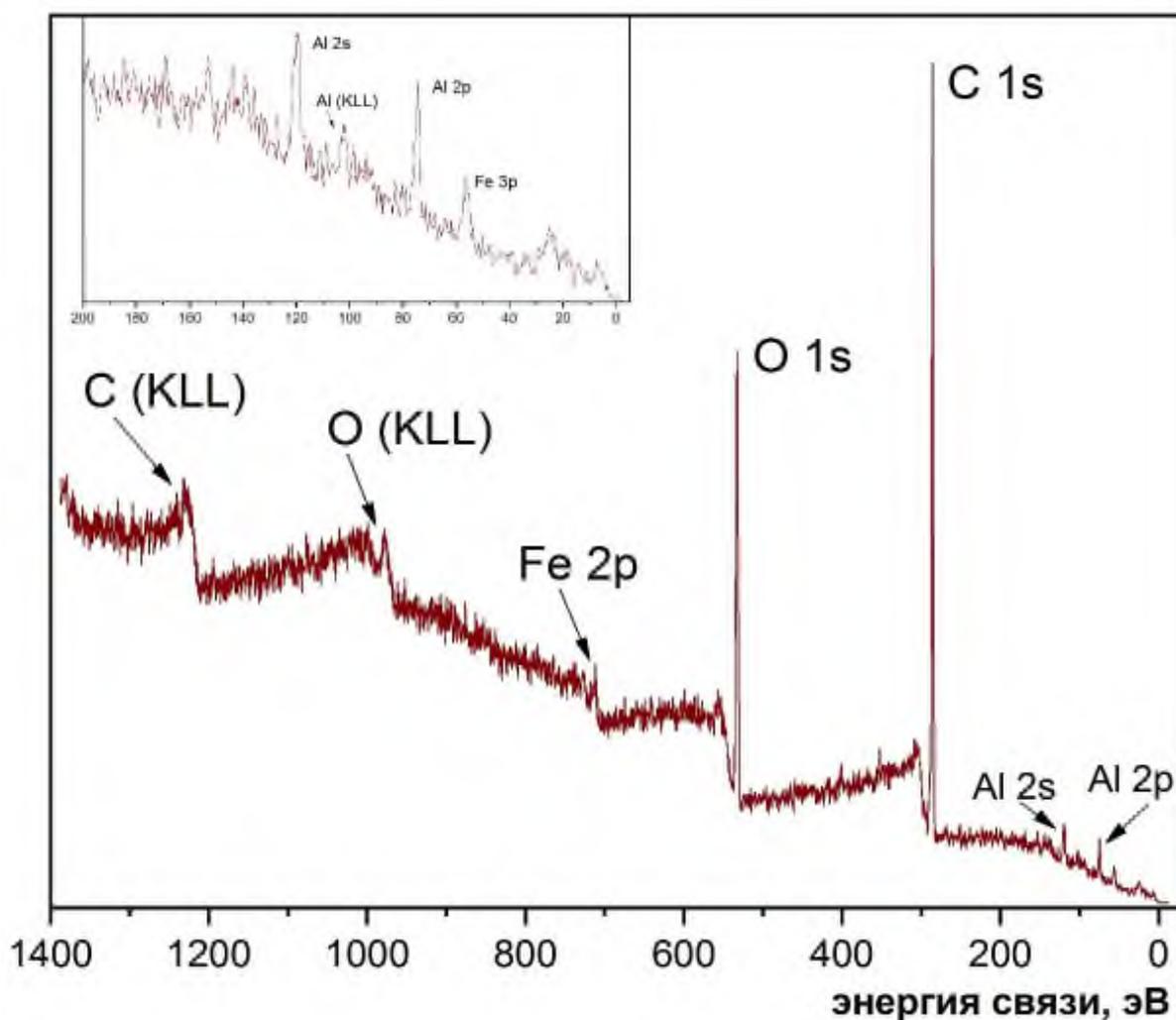


Рисунок 4.133 - РФЭС спектры с поверхности трения

На рисунок 4.133 представлен обзорный спектр с поверхности трения. Как уже отмечалось выше, спектры несколько зашумлены, мы приписываем это наличию сильно развитой поверхности образца после фрикционного взаимодействия, тем не менее Al 2p, C1s, O1s и Fe2p спектры хорошо отделены от фона.

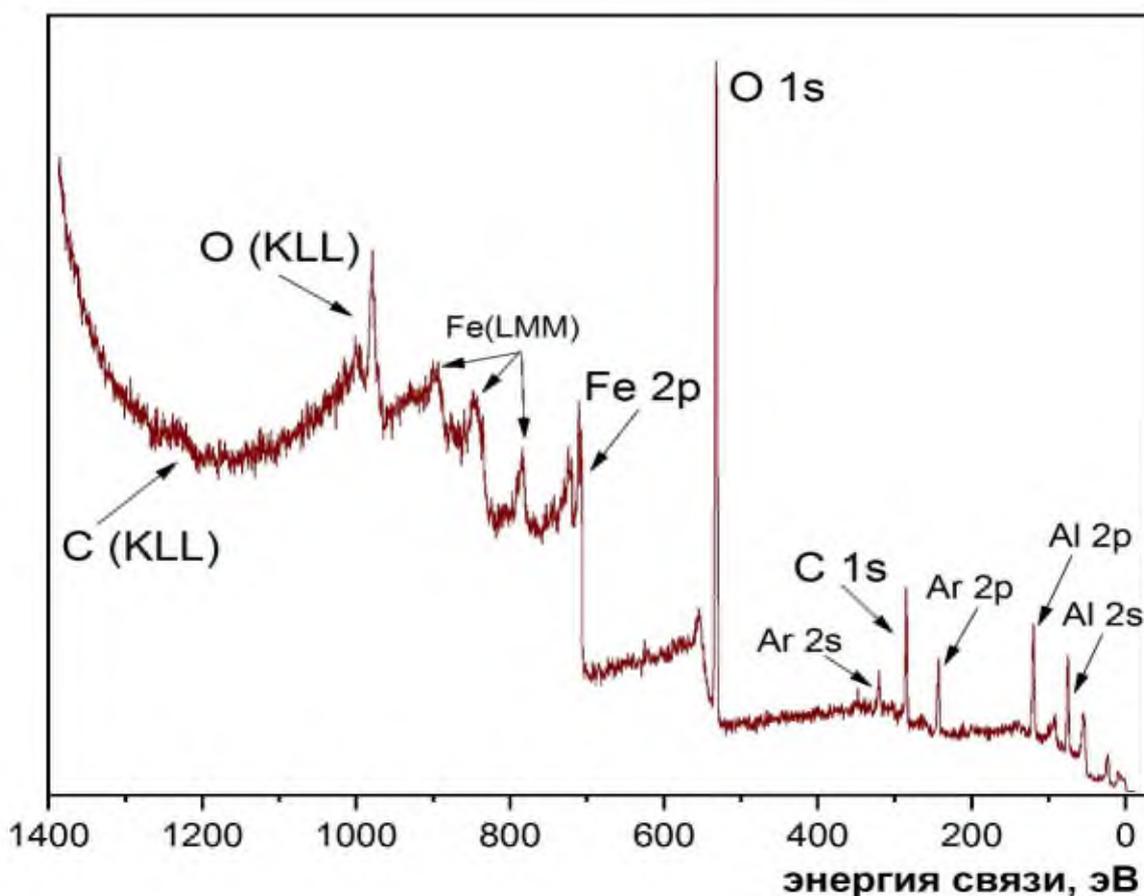


Рисунок 4.134 - РФЭС спектры исходной поверхности трения после ионного травления

Обзорный спектр с той же поверхности только после ионного профилирования приведен на рисунке 4.135. Ионное травление позволяет несколько поднять контрастность спектров (см. рис. 4.134 и рис. 4.135). Скорость ионного травления ионами Ar^+ составила 0,5нм/мин, травление осуществлялось в течение 6 минут, поэтому толщина стравленного слоя в единицах длины составляет 3 нм. В таблице 4.1 приведены данные количественного анализа по данным РФЭС.

Таблица 4.1 - Количественный анализ элементов по данным РФЭС

	Содержание на поверхности ат. %			
	O 1s	C 1s	Fe 2p	Al 2p
Исходная поверхность	21,2	74,5	0,1	4,2
Поверхность после травления ионами Ar^+	46,2	17,8	6,5	29,5

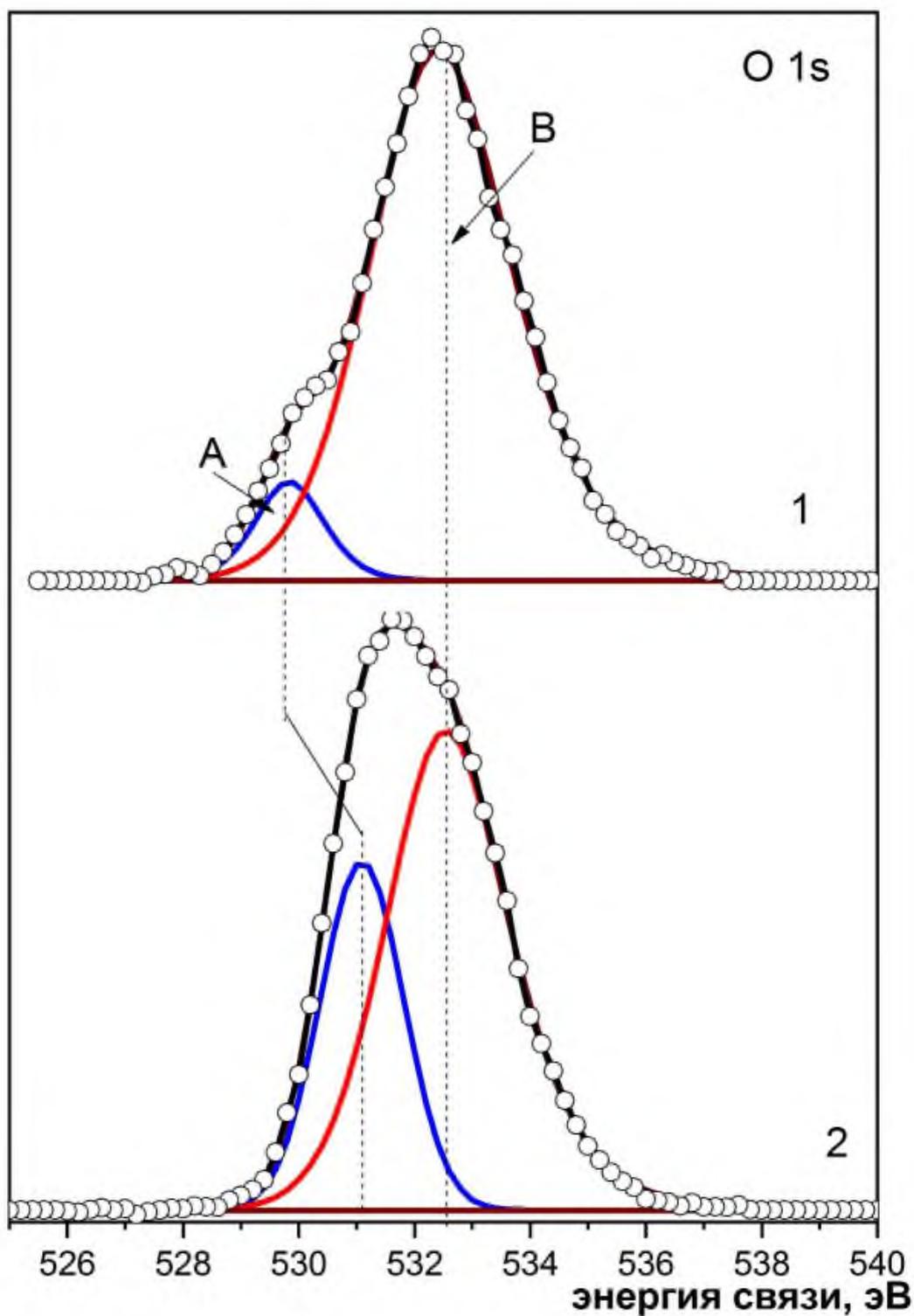


Рисунок 4.135. РФЭС спектры линий O1s исходной поверхности трения (1) и после ионного травления (2)

Наличие внешней среды приводит выяснению роли кислорода, содержащегося в воздухе, при формировании на поверхности металла

защитных пленок и вторичных структур. Наличие кислорода в химических соединениях в атомарном виде на поверхности металла контртела или по дефектам структуры важно при исследовании химической связи компонентов тонкой структуры спектров при разложении на отдельные компоненты линий кислорода и линий элементов, входящих в химическое соединение на поверхности. На рисунке 4.135 приведены O1s спектры. Спектры O1s раскладывались на компоненты. Буквами А и В на рис. 4.135 обозначены компоненты, соответствующие определенным химическим связям. Компонента А с энергией связи в диапазоне энергий 529.8- 531.0 эВ мы относим к связи O–Me , т.е. к оксиду железа и алюминия [213-215]. Компоненту В (энергия связи около 532.4 эВ) мы относим к адсорбированному на поверхности кислороду [213-218].

На рисунке 4.136 представлен C1s рентгеновский фотоэлектронный спектр с тех же поверхностей. Так же как и O1s спектр, линия C1s спектра разложена на компоненты. Компоненту А с энергией связи около 283 эВ мы относим к связи C – Fe [213, 215-218]. Компоненту В (энергия связи около 285 эВ) мы относим к связи C – C [213-218]. Эта связь может относиться к углеводородным загрязнениям, типичным для поверхности стали, находящимся на воздухе и в условиях вакуума аналитической камеры спектрометра [213]. В то же время нельзя исключить её принадлежности к фрагментам масляного загрязнителя содержащей в капсуле алюминиевый стержень [217]. Компоненту С (энергия связи около 286.0 эВ) мы относим к связям C-COO или C – OH [213-216,218].

О следах алюминия на поверхности свидетельствуют как O1s, так и линии Al 2p и 2s спектров, количество которых на поверхности увеличивается с увеличением времени ионного травления до 7 раз. На рисунке 4.137 приведены Al 2p спектры на поверхности трения (1), а также после 6 минутного травления (2). Величина энергии связи для линии Al 2p соответствует 74,8 эВ, а для линии O1s – 531,0 эВ и указывают, что на поверхности оксид алюминия Al₂O₃.

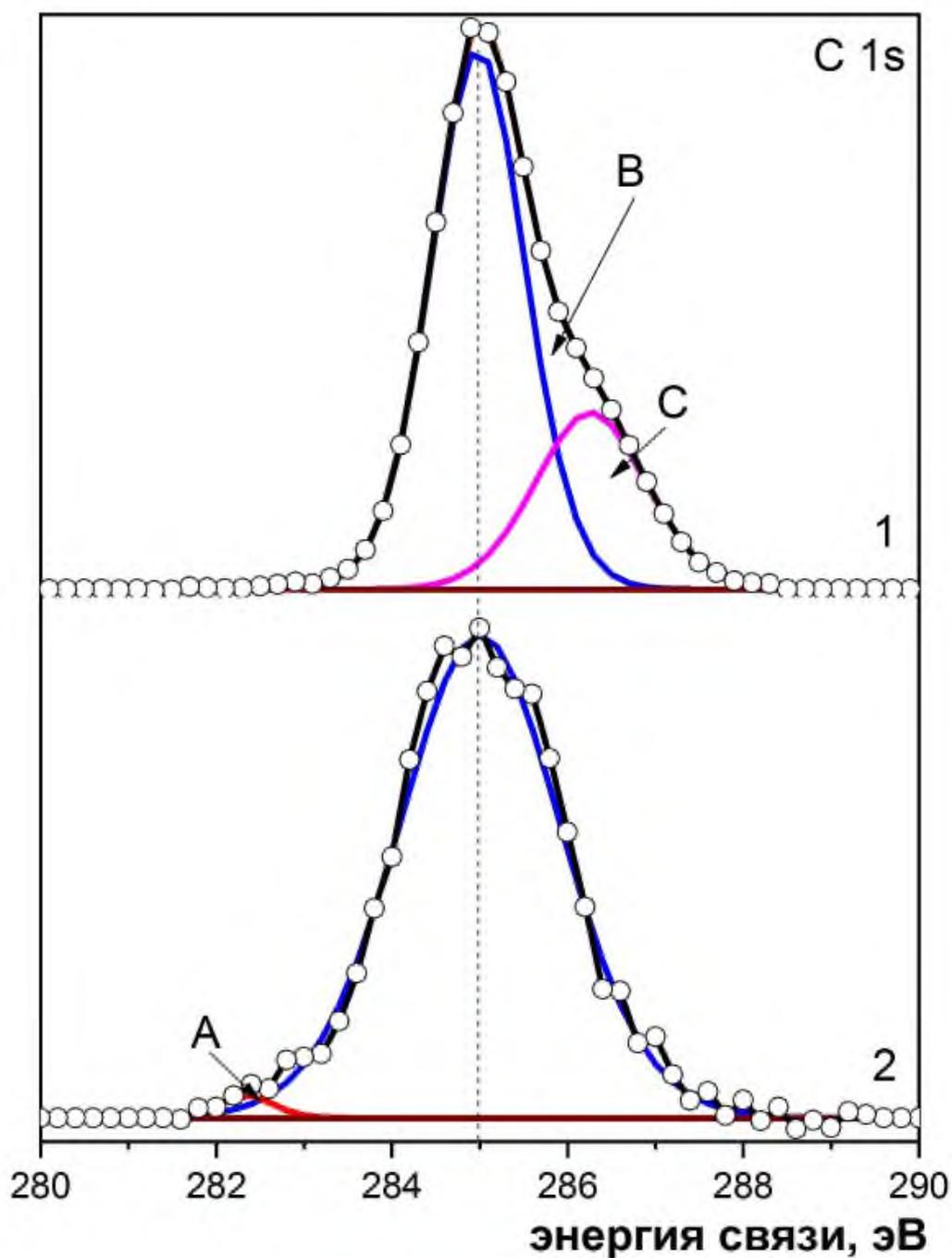


Рисунок 4.136 - РФЭС спектры линий C1s исходной поверхности трения (1) и после ионного травления (2)

Интересно отметить, что Al 2p спектр, который можно считать в данном случае своеобразным маркером, свидетельствующим о наличии переноса алюминия с материала индентора на поверхность контртела и

формирование пленки Al_2O_3 , снижающей диффузию атомов кислорода в материал контртела и обладающая хорошими фрикционными характеристиками.

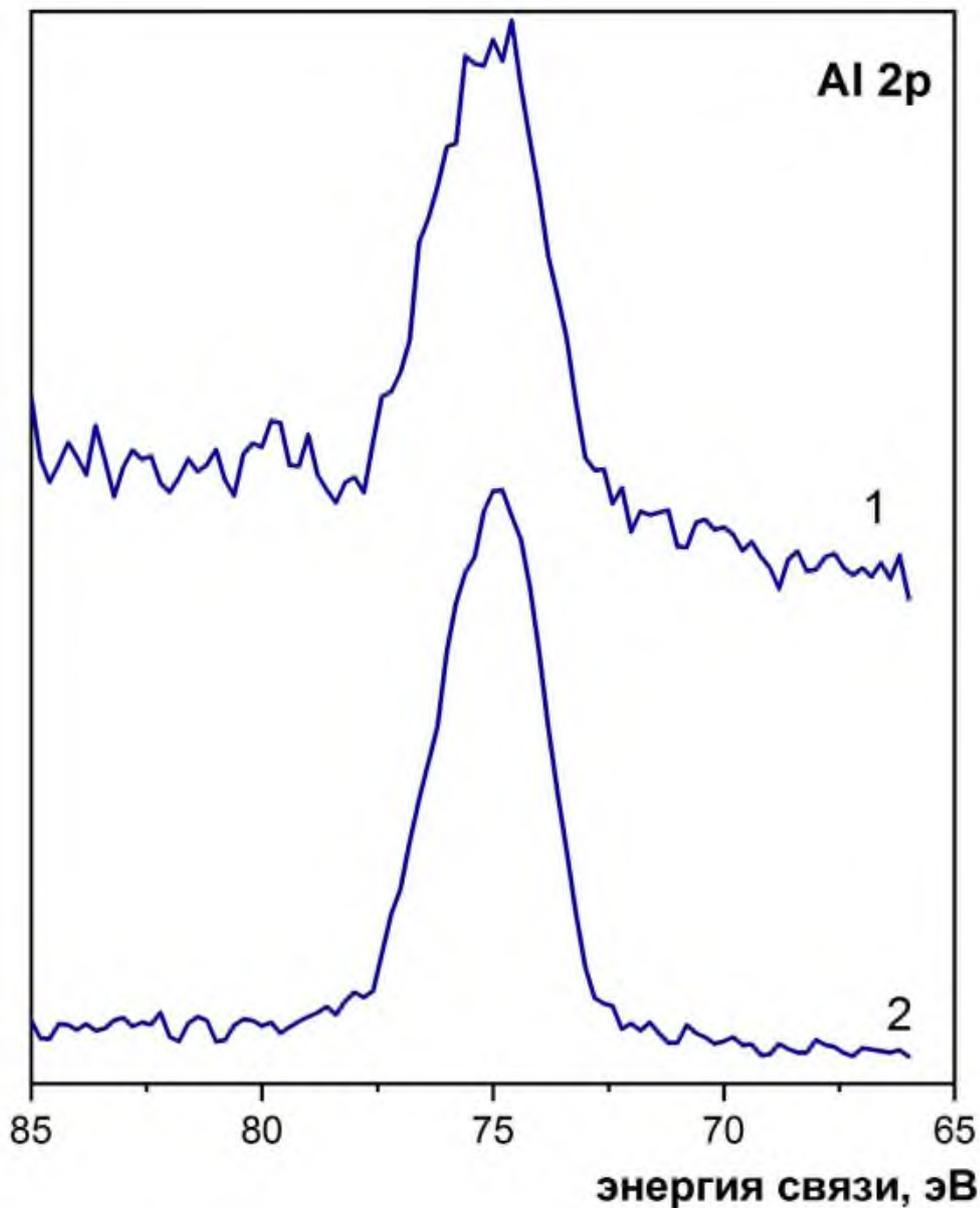


Рисунок 4.137 - РФЭС спектры линий Al 2p исходной поверхности трения (1) и после ионного травления (2)

В заключение рассмотрим химическое состояние железа (рисунок 4.138). Спектры Fe 2p приведены в обзорных спектрах на рис. 4.133 и на рисунке 4.134, но уже после травления ионами аргона.

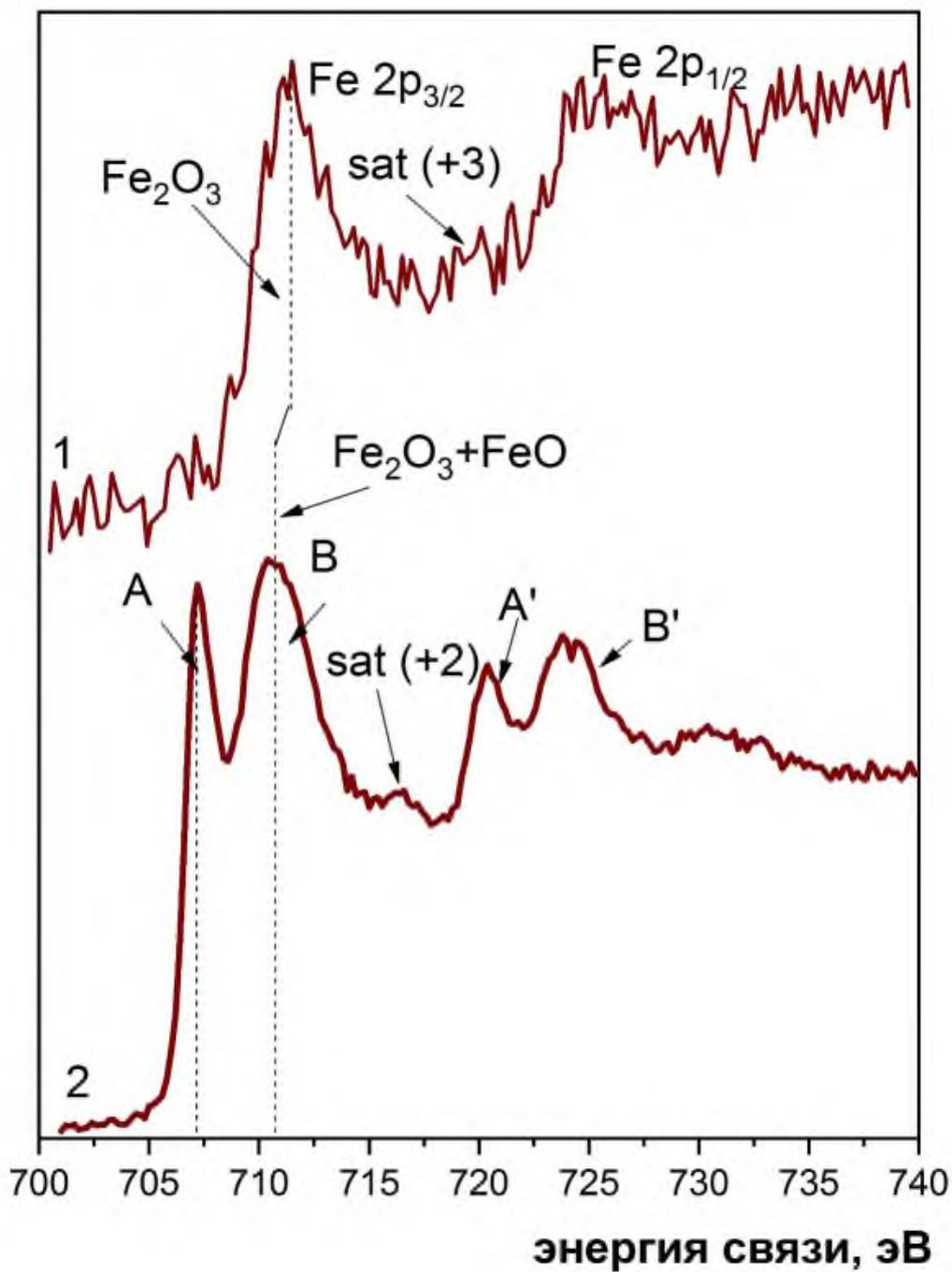


Рисунок 4.138 - РФЭС спектры линий Fe 2p исходной поверхности трения (1) и после ионного травления (2)

Компоненту А с энергией 707.1 эВ мы относим к железу-металлу, содержание которого на поверхности после травления составляет около 2 ат.%. Компоненту В в диапазоне энергий 709 – 711 эВ мы относим к оксиду железа. Наличие компонентов с обозначениями sat(+2) и sat(+3) означает, что

на поверхности присутствуют ионы двухвалентного и трехвалентного железа, т.е. в оксидах Fe_2O_3 и FeO . Тонкую структуру $\text{Fe}2p$ спектра, находящуюся в диапазоне 717-728 эВ мы обсуждать не будем, т.к. она относится к спектру $\text{Fe}2p_{1/2}$, тонкая структура которого полностью повторяет таковую для линии $\text{Fe}2p_{3/2}$ спектра в диапазоне энергий 704-717 эВ.

Сравнивая составы поверхностей трения (таблица 4.1) до и после профилирования, мы видим, что содержание железа на исходной поверхности трения и на той же поверхности, но уже после ионного профилирования отличается в 65 раз. Таким образом, результаты исследования показывают, что в слое толщиной 3 нм имеются два оксида. За счет нахождения на поверхности сформированной сложной антифрикционной пленки, содержащих одновременно пленки на основе алюминия и оксида железа.

На поверхности трения стали с алюминием, происходит образование пленок переноса, зарегистрированным нами по $\text{C}1s$, $\text{O}1s$ и $\text{Al} 2p$ спектрам. На поверхности стали находятся атомы железа, которые окислены. Качества сформированной пленки можно оценить по данным трибологических исследований, представленных ранее. Пленка оксида алюминия Al_2O_3 снижает диффузию кислорода в покрытие.

5 ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МЕТАЛЛОПЛАКИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

5.1 Применение технологии металлоплакирования для реализации образования покрытия с требуемыми функциональными свойствами

В настоящее время условия развития рельсового транспорта, наличие высокой степени конкуренции с другими видами транспорта определяют увеличение эффективности тягового подвижного состава, в частности увеличение их тягово-сцепных, технико-экономических и экологических характеристик [219-222]. Решение данных задач возможно только на базе фундаментальных наукоемких исследований, в частности по направлению «Прикладная механика» (разделы динамики машин и трибологии) и другим направлениям.

Так, например, согласно мировому опыту, использование наукоемкой технологии модифицирования рабочих поверхностей трения трибосистемы «колесо локомотива – рельс» позволяет экономить значительные объемы расходуемых энергетических ресурсов, повышая, при этом период эксплуатации колес и рельсов, а также улучшая экологические показатели механической системы «путь – подвижной состав» [219,220, 223]. В частности, технология «ГРС-РАПС», базирующаяся на контактно-ротапринтном способе модифицирования (лубликации) рабочих поверхностей колеса локомотива, является одним из наиболее эффективных способов, применяемых на сети дорог ОАО «РЖД».

Наиболее перспективным методом модификации поверхностей трения является плакирование - нанесения тонких пленок материалов с определенными функциональными свойствами (повышенным или пониженным коэффициентом трения, повышенной износостойкостью и т.д.).

Одной из составляющих технологии модифицирования трибологических поверхностей ГРС-РАПС [224], определяющим её эффективность, является привод подачи (прижатия) модификаторов трения к рабочей поверхности гребня колеса (рисунок 5.1). Процесс плакирования (фрикционного натирания) основан на активизации адгезионных связей до уровня [225, 226]:

$$F_{ад} > F_{ког} , \quad (5.1)$$

где $F_{ад}$ и $F_{ког}$ – силы адгезионного и когезионного взаимодействия во фрикционном контакте.

Как известно, величину гарантированной прицепной нагрузки локомотива обеспечивает и лимитирует фрикционная связь колеса локомотива с рельсом (рисунок 5.1) [227-228].

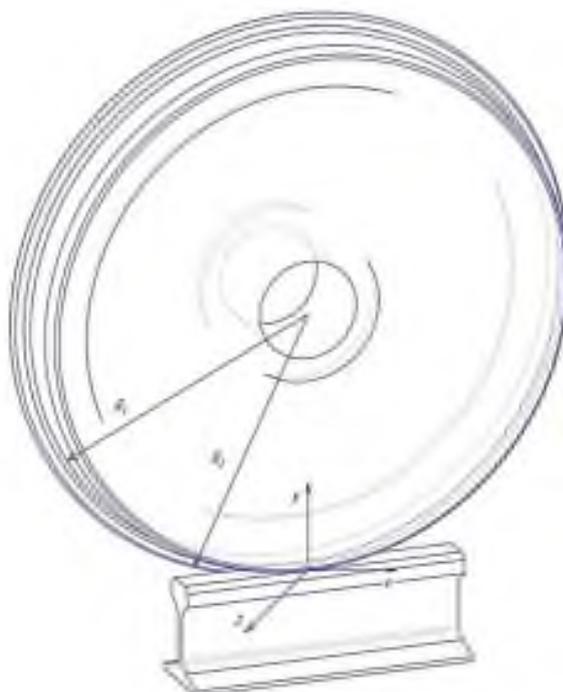


Рисунок 5.1 – Схема взаимодействия фрикционной системы «колесо локомотива – рельс»

Сила давления – это произведение $F^Z = \sum_{i=1}^n \Delta Z_i * C_i^Z$, где ΔZ_i – деформация единичной микршероховатости вдоль оси Z , C_i^Z – жесткость единичной шероховатости по оси Z .

Сила продольного крива – сила тяги $F^X = \sum_{i=1}^n \Delta X_i * C_i^x = \sum_{i=1}^n F^z * f_{сц}$; ΔX_i – деформация единичной микрошероховатости вдоль оси пути (по оси X), $f_{сц}$ – коэффициент сцепления по оси X ; C_{xi} – жесткость единичной шероховатости по оси X .

Сила поперечного крива – сила тяги $F^Y = \sum_{i=1}^n \Delta Y_i * C_i^z * f_y$, где ΔY_i – деформация единичной микрошероховатости в направлении, перпендикулярном оси пути; C_i^Y – жесткость единичной шероховатости по оси Y ; f_y – коэффициент трения по оси Y .

В свою очередь процесс формирования фрикционной связи и, соответственно, силы тяги состоит из этапов упруго-пластического деформирования контактирующих на пятне фактического касания (ФПК) колеса с рельсом микро- и макрошероховатостей материалов колеса и рельса в трехкоординатном пространстве рисунок 5.2 [227-230].

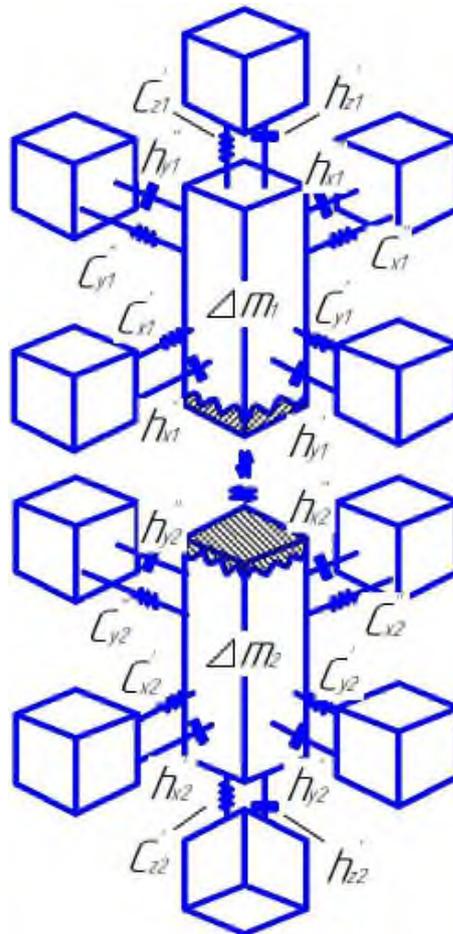


Рисунок 5.2 – Фрикционная связь колеса локомотива с рельсом в трехкоординатном пространстве

Процесс деформации контактирующих микрошероховатостей происходит с участием адгезионных связей материала колеса и рельса и является итогом механического и адгезионного взаимодействия материалов в зоне ФПК. В связи с этим реализуемая сила тяги зависит от большого числа внешних и внутренних факторов (более 40): от величин температур (T_1 колеса, T_2 третьего тела, T_3 рельса, температурных градиентов вышеназванных температур), от физико-механических характеристик ($\sigma_1\sigma_2\sigma_3$; $\Delta\sigma_1\Delta\sigma_2\Delta\sigma_3$; $\tau_1\tau_2\tau_3$; $\Delta\tau_1\Delta\tau_2\Delta\tau_3$). Вышеназванные физико-механические характеристики зависят от объемных температур и их градиентов, в свою очередь от температурных факторов и физико-механических величин зависят силы адгезионного и когезионного взаимодействия, а также скорости их формирования. Давление в зоне ФПК является одним из ведущих и определяющих факторов реализации силы тяги и в значительной степени определяется термодинамическими процессами, от которых зависит значение ФПК и, соответственно, значение реализуемой силы тяги. В свою очередь ФПК колеса с рельсом меняется на порядок и более, так как зависит от текущей геометрии контактирующих поверхностей колеса и рельса, которая постоянно меняется (например, контакт «нового» колеса с «новым» рельсом или изношенным; контакт изношенного колеса с «новым» или изношенным рельсом; постоянно меняется и степень износа, геометрия поверхности, а значит и ФПК), таким образом, контакт колеса с рельсом является неконформным узлом трения, для которого решение оптимизационных трибологических задач является очень трудоемким процессом. Выходные параметры динамических упруго-диссипативных фрикционных систем в значительной степени определяются внешними и внутренними динамическими процессами. При активизации адгезионных связей, например, связанной с возникновением кратковременных или длительных режимов взаимодействия поверхностей трения со скоростью скольжения равной нулю или с другими факторами, возникают условия формирования атермического схватывания (схватывания II рода). Данное

состояние характеризуется стремлением к нулю частот контактного взаимодействия микро- и макрошероховатостей фрикционных поверхностей, находящихся в контакте, что приводит к росту как коэффициента трения так и износа. В связи с этим значение коэффициента трения (сцепления) может варьироваться от 0 (эффект Толстого – Пуша) до ∞ при атермическом и термическом схватывании.

Способ термометаллоплакирования и формирование функциональной плёнки на поверхности бандажа колеса осуществляющееся при трении о рабочую поверхность металлоплакирующего брикета, состоящего из металлов Al, Zn, Cu, Fe, Pb, Li или из их сплавов, имеющих твёрдость ниже твёрдости металла рабочих поверхностей бандажа колёс локомотива, могущих содержать сердцевину из термопласта-адгезива с функциональными присадками например, графит, графен в отношении: мягкий металл – 5-100%; экологически чистый термопласт-адгезив – 0-95%; экологически чистые функциональные присадки: 0-60%, что дополнительно позволяет повысить тяговое усилие локомотива в процессе движения [225,226].

Для определения максимальных значений объёмной температуры на фактической площади касания, определяющих выходные триботехнические характеристики фрикционного контакта, сформированы теоретические основы экспериментальной триботермодинамики фрикционного взаимодействия [225,226].

Расчёт температуры вспышки выполняется в соответствие с понятием логарифмического декремента затухания как функции размера z_i :

1) темп затухания $q_4 = \Theta_5 / \Theta_4$, где Θ_5 и Θ_4 – значения температур, измеренных термопарами на разном удалении от фактической площади касания;

2) зная логарифмический декремент $\ln q_4 = \alpha_4 z_2$, где z_2 [мкм] – линейное расстояние между установленными термопарами, находим показатель асимптоты затухания $\alpha_4 = \ln q_4 / z_2$;

3) находим показатель асимптоты от первой термопары до фактической площади касания $\alpha_3 = \alpha_4 \times m$ $\alpha_3 = \alpha_4 \times m_{V2} / m_{V1}$, где m_{V2} – объёмная масса, заключённая между двух термопар; m_{V1} – объёмная масса, заключённая между термопарой и фактической площадью касания;

4) вычисляем логарифмический декремент затухания $\ln q_3 = \alpha_3 z_1$, где z_1 – линейное расстояние от термопары до фактической площади касания;

5) исходя из выражения темпа затухания $q_3 = e^{\alpha_3 z_1} = \Theta_4 / \Theta_3$, находим температуру $\Theta_3 = \Theta_4 / e^{\alpha_3 z_1}$.

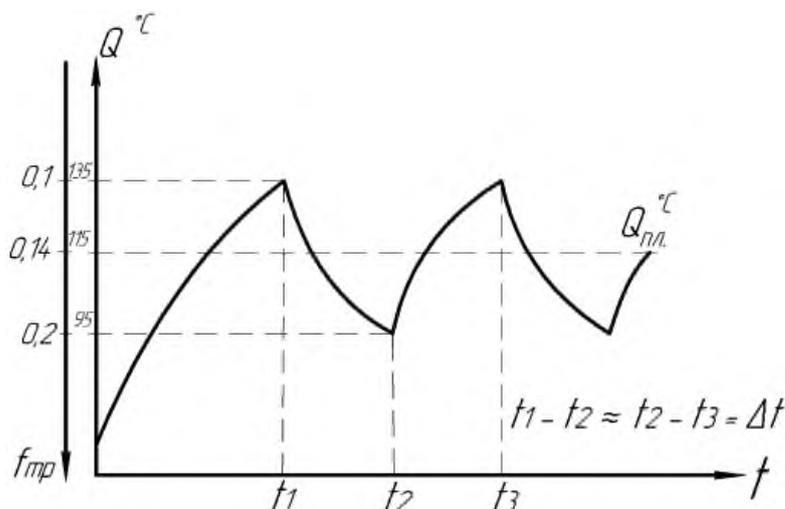


Рисунок 5.3 – Триботермодинамика процессов плакирования

Учитывая значения шероховатости R_a и наибольшей высоты профиля R_{max} , повторяем расчёт с п. 1, принимая полученные значения за начальные, до идентификации максимальной контактной температуры Θ_1 . Разработан алгоритм динамического мониторинга максимальных контактных температур позволяющий на базе интегральных оценок диссипации трибосистемы и взаимной корреляционной функции момента трения и температуры идентифицировать режимы накопления пластических

деформаций, термического и атермического схватывания поверхностей трения.

Определение значений температуры во фрикционном контакте выполнялось по методике определения объемной температуры фрикционного контакта [225,226].

Для определения температуры вспышки на микронеровности в контакте «колесо – рельс» воспользуемся выражением (5.3) [225,226]

$$\theta_{1всн}(0, \tau) = \frac{\nu_{1всн}(0, \tau)}{\nu_{V_1}} = \rho_1 \frac{6(\sqrt{\tau} - \tau)}{\sqrt{(1 - \tau)}}, \quad (5.3)$$

где $\theta_{1всн}(0, \tau)$ – соотношение между температурой вспышки и объемной температурой;

$\vartheta_{1всн}(0, \tau)$ – температура вспышки;

ϑ_{V_1} – объемная температура.

$$\rho_1 = \frac{(\sqrt{2} + 1)(1 - \alpha'_{m.n.})b_1}{\sqrt{2}(1 - \alpha''_{m.n.})\sqrt{a_1 t_m}} \sqrt{\left(\frac{2^{2/3}}{\pi \vartheta_{макс}}\right) \left(\frac{r_1 h_1}{\nu_1 b_{0_1}^{1/\nu_1} k_{B3}^{1/\nu_1}}\right)^{1/4}} \left(\frac{HB_2 A_{a_1}}{P}\right)^{\frac{4\nu_1 - 1}{4\nu_1}},$$

Приведем необходимые заданные величины для расчета $\theta_{1всн}(0, \tau)$:

$$\vartheta_{1всн}(0, \tau): \quad K_{B3} = 0,92, \quad V_{max} = 3 м/с, \quad W_{m.n.} = 1160 кДж \quad t_T = 1с, \quad A_{a_1} = 0,004 м^2,$$

$$\gamma_1 = 7750 кж/м^3, \quad c_1 = 461 Дж/кг^{\circ}C, \quad b_1 = 0,1 м, \quad \frac{(1 - \alpha'_{m.n.})}{(1 - \alpha''_{m.n.})\sqrt{a_1}} = 311,6 \frac{\sqrt{с}}{м}, \quad r_1 = 82,3 \times 10^{-6} м,$$

$$h_{1max} = 5 \times 10^{-6} м, \quad \nu_1 = 2,2, \quad b_{0_1} = 1, \quad HB_2 = 363 \times 10^6 Н/м^2, \quad P = 125000 Н.$$

Подставляя соответствующие значения параметров, входящих в формулы, получаем

$$\rho_1 = \frac{(\sqrt{2} + 1) \times 311,6 \times 0,1}{\sqrt{2} \times 1} \times \sqrt{\left(\frac{2^{2/3}}{3,14 \times 3}\right) \times \left(\frac{82,3 \times 10^{-6} \times 5 \times 10^{-6}}{2,2 \times 1 \times 0,92^{1/2,2}}\right)^{1/4}} \times \left(\frac{363 \times 0,004}{125000}\right)^{\frac{4 \times 2,2 - 1}{4 \times 2,2}} = 0,957.$$

$$\vartheta_{V_1} = \frac{\alpha''_{m.n.} W_{m.n.}}{A_{a_1} \gamma_1 c_1 b_1} = \frac{0,92 \times 1160000}{0,004 \times 7750 \times 461 \times 0,1} = 747 \text{град.}$$

Таким образом, получаем

$$\theta_{1всн}(0, \tau) = \frac{\vartheta_{1всн}(0, \tau)}{747} = 0,957 \times \frac{6(\sqrt{\tau} - \tau)}{\sqrt{(1-\tau)}},$$

так как температура вспышки $\vartheta_{1всн}(0, \tau)$, а также соотношение между температурой вспышки и объемной температурой $\theta_{1всн}(0, \tau)$ даются как функции текущего времени процесса торможения.

Финальное определение условий термодинамики фрикционного взаимодействия осуществлялось на базе метода физико-математического моделирования [160,171].

Гребень колеса при синусоидальном движении, а также при движении с непогашенными ускорениями в криволинейных участках пути создает дополнительную силу тяги, которая компенсирует возникающие дополнительное сопротивление движению подвижного состава. При этом гребень активно изнашивается за счет повышенной скорости скольжения колеса относительно рельса по оси Y . По оси X скорость скольжения гребня колеса относительно рельса практически равна скорости скольжения тяговой поверхности колеса (рисунок 5.1).

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_2+h}{R_2} = \frac{V_{СК}''}{V_{СК}' } \rightarrow 1 \text{ или } V_{СК}'' \approx V_{СК}',$$

где R_1 и R_2 – радиусы контактирования гребня и бандажа колеса, $V_{СК}^I$ – скорость скольжения бандажа колеса; $V_{СК}^{II}$ – скорость скольжения гребня колеса; h – высота точки контакта гребня колеса относительно точки контакта тяговой поверхности колеса.

Суммарная сила тяги $F_{\Sigma T}$, реализуемая при взаимодействии гребня и бандажа колеса с рельсом (рисунок 5.3):

$$F_{\Sigma T} = F_{\Gamma} + F_{\text{б}},$$

где $F_{\text{б}}$, F_{Γ} – составляющие силы тяги при взаимодействии с рельсом бандажа и гребня колеса.

С целью снижения интенсивности изнашивания гребней колес железнодорожного подвижного состава на рабочие поверхности гребней или на боковую поверхность головки рельса наносится смазочный материал. Применение этой технологии позволяет снизить интенсивность изнашивания в 5–10 раз. При этом составляющая силы тяги $F_{\text{б}}$ снижается в 2–3 и более раз. Данная технология, кроме падения силы тяги за счет $f_{\text{тр}}$ гребня колеса о боковую поверхность головки рельса, создает условия падения силы тяги за счет перехода антифрикционного материала на тяговую поверхность колеса. Кроме факта падения коэффициента сцепления возможны также и другие негативные последствия применения лубрикации: увеличение тормозного пути при замасливание тяговой поверхности головки рельса, а соответственно прохода запрещающего сигнала, появление дефекта неравномерного изнашивания поверхности кругов катания колес вагонов. В начале эксплуатации вагонов-рельсосмазывателей их ставили после локомотивов, но после появления на колесах вагонов следующих за рельсосмазывателем так называемых «ползунов» их стали цеплять к последнему вагону, при этом ползуны у состава с вагоном рельсосмазывателем исчезали, но при этом создавались условия появления ползунов у колесных пар вагонов следующих после рельсосмазывателя составов. В последнее время с целью повышения величины и стабильности силы тяги учеными и специалистами многих стран активно ведутся работы по созданию альтернативной подаче песка технологии. Одной из них является технология модифицирования поверхностей колеса и рельса с

целью повышения тягового усилия локомотива, а также исключения негативных последствий применения песка как активизатора сцепления (интенсивный износ колес и рельсов, запесочивание балластной призмы и т.д.). Применение модификаторов поверхности трения является наиболее перспективным и эффективным путем увеличения провозной и пропускной способности железных дорог, повышения конкурентоспособности системы «путь – подвижной состав». Одной из разновидностей модифицирования рабочих поверхностей колеса и рельса является метод плакирования – нанесение тонких пленок материалов с определенными функциональными свойствами (повышенным или пониженным коэффициентом трения, повышенной износостойкостью и т.д.). Методы поверхностного упрочнения (плазменного упрочнения колес) также относятся к методам модифицирования поверхности трения. Данные методы позволяют снизить интенсивность изнашивания гребней колес, но при этом резко возрастает износ рельсов.

Модифицирование рабочих поверхностей колес локомотивов методами металлополимерного плакирования являются наиболее перспективными. Применение в качестве материала для плакирования технического алюминия дает возможность в 1,5–2 раза увеличить ресурс колесных пар, при этом не создавая условий повышенного изнашивания рельсов. Применение алюминия позволяет повысить на 20–30 % величину и на 50–80 % стабильность тягового усилия при реализации сил продольного крипа и снизить на 20–50 % силы поперечного крипа, возникающие при вписывании локомотива в кривые участки пути и при движении по синусоиде в прямолинейных участках. В режиме реализации тягового усилия при взаимодействии колеса (бандажа или гребня) возможно формирование новых фрикционных связей, при нанесении $H > 2-3$ (R_z , R_a) реализуются уровни коэффициента сцепления «а» или «б» (рисунок 5.3).

Уровень реализуемого коэффициента сцепления в режиме предварительного смещения, не превышающий 1,5 % ($V_{ск} = 1,5$ %), стабильно

выше величины расчетного значения гарантированной прицепной нагрузки ($\varphi = 0,27$) и лежит в пределах 0,3–0,35. Рисунок 5.3, а соответствует взаимодействию гребня колеса или его тяговой поверхности с головкой рельса при «передозировке» алюминия или при наличии остаточных объемов его на головке рельса. Режим «б» реализуется за счет нанесения тонкого слоя алюминия на рабочую поверхность колеса, образования пленки оксида алюминия и ее разрушения. Часть объема данной пленки за счет адсорбционных свойств оксида алюминия поглощает (нейтрализует) определенный объем загрязнений, а также экранирует остатки загрязнений. Оставшийся объем закрепляется на фактической площади касания (ФПК) рабочих поверхностей колеса и рельса под воздействием энергии контактного взаимодействия на пятнах контакта, при этом формируется прочная фрикционная пленка из оксида алюминия, которая обеспечивает реализацию сцепления $f_{\text{сц}} \approx 0,35 - 0,45 > [f] = 0,27$ (рисунок 5.3, б) (превышает расчетное значение коэффициента трения на 30–60 %).

Таким образом, в случае модифицирования поверхностей трения колеса и рельса фрикционный контакт колеса с рельсом переходит в состояние 1 (рисунок 5.3, а), когда $\sum V_1 > \sum V_2$, где $\sum V_1$ – суммарный объем загрязнений во впадинах рабочих поверхностей колеса и рельса, $\sum V_2$ – суммарный объем впадин на рабочих поверхностях колеса и рельса в состоянии 2, когда $\sum V_1 < \sum V_2$.

В случае нанесения на стальную поверхность пленки алюминия, толщина H которой соизмерима с R_a рабочей поверхности в режиме предварительного смещения или скорости качения с 2–3 %-ным скольжением, коэффициент сцепления составляет величину до 0,4 в случае равенства толщины пленки $H = 5-7 R_a$ значение коэффициента сцепления будет находиться в пределах от 0,1–0,2.

Разработка и оптимизация вариантов плакирования осуществлялись на базе разномасштабного физико-математического моделирования и уникального лабораторного комплекса кафедры «Транспортные машины и

триботехника» ФГБОУ ВО РГУПС, состоящего из трех вариантов моделей системы «путь – подвижной состав» в разных масштабах.

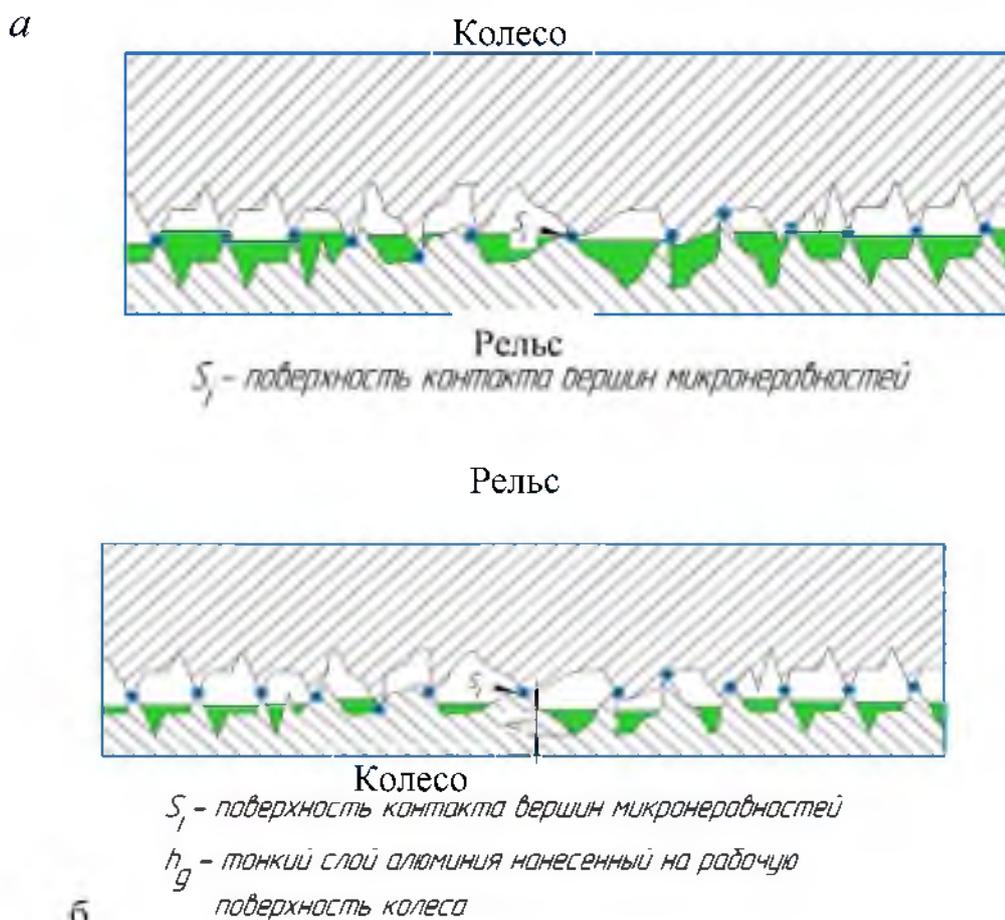


Рисунок 5.3 – Режим металлоплакирования при «передозировке» алюминия (*a*); режим металлоплакирования за счет нанесения тонкого слоя алюминия на рабочую поверхность колеса (*б*)

Бортовая система автоматического контроля и управления (САКУ) с устройствами подачи брикетов фрикционных плакирующих модификаторов (ФПМ) поверхностей трения, установленная на локомотиве, прогнозирует наступление предельного уровня скольжения с целью предварительного включения системы модифицирования и исключения режимов реализации тяги при повышенном уровне скорости скольжения. Устройства подачи брикетов ФПМ с системами САКУ устанавливаются на всех колесных парах локомотива, чем реализуется автономное (поосное) управление силовыми агрегатами.

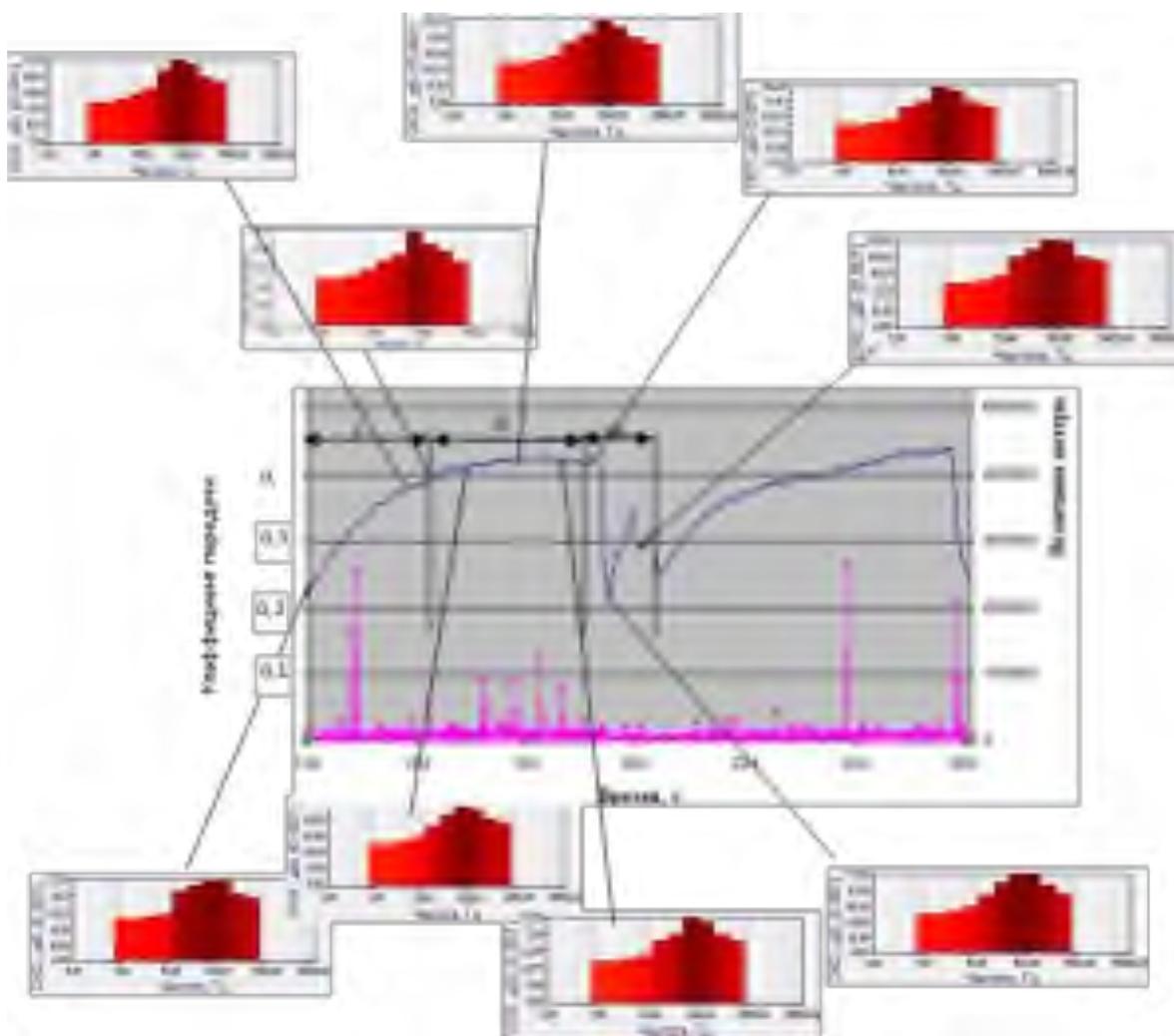


Рисунок 5.4 – Применение ФПМ для повышения силы тяги:
 I – зона нанесения, II – зона работы,
 III – зона очистки поверхностей трения

В основе данной технологии лежит схема контактно-ротапринтного модифицирования тяговой поверхности смазочными материалами, имеющими анизотропные свойства с целью реализации максимального уровня силы тяги (сил продольного крива) при качении с 2–5 %-ным проскальзыванием. Смазочный материал, выполняющий роль третьего тела (модификатор поверхности трения), позволяет реализовать коэффициент сцепления на уровне $0,3 \div 0,5$. При 100 %-ном скольжении реализуется анизотропия свойств материала модификатора поверхности трения, и коэффициент трения падает до уровня $0,12 \div 0,15$, что приводит к снижению в 3÷5 раз силы поперечного крива. Путем снижения сил сопротивления

движения локомотива, возникающих при преодолении сил поперечного крива, мы можем снизить затраты на энергопотребление [231,232]. Пример работы ФПМ представлен на рисунках 5.4 и 5.5.

Это решение позволяет повысить силу тяги путем обеспечения оптимальных скоростей скольжения каждой из осей колесных пар, улучшить условия вписывания в кривые тележек локомотивов путем снижения сил поперечного крива. За счет применения ФПМ с анизотропными свойствами снижается уровень вероятности развития усталостных трещин в материале колеса путем их «залечивания» в состоянии зарождения, что увеличивает ресурс колесной пары.

Во время проведения наблюдений на физических моделях [165] обеспечивается идентичность: а) частот и основных форм колебаний масс механических систем, б) частот и форм колебаний микро- и макро-шероховатостей, 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.

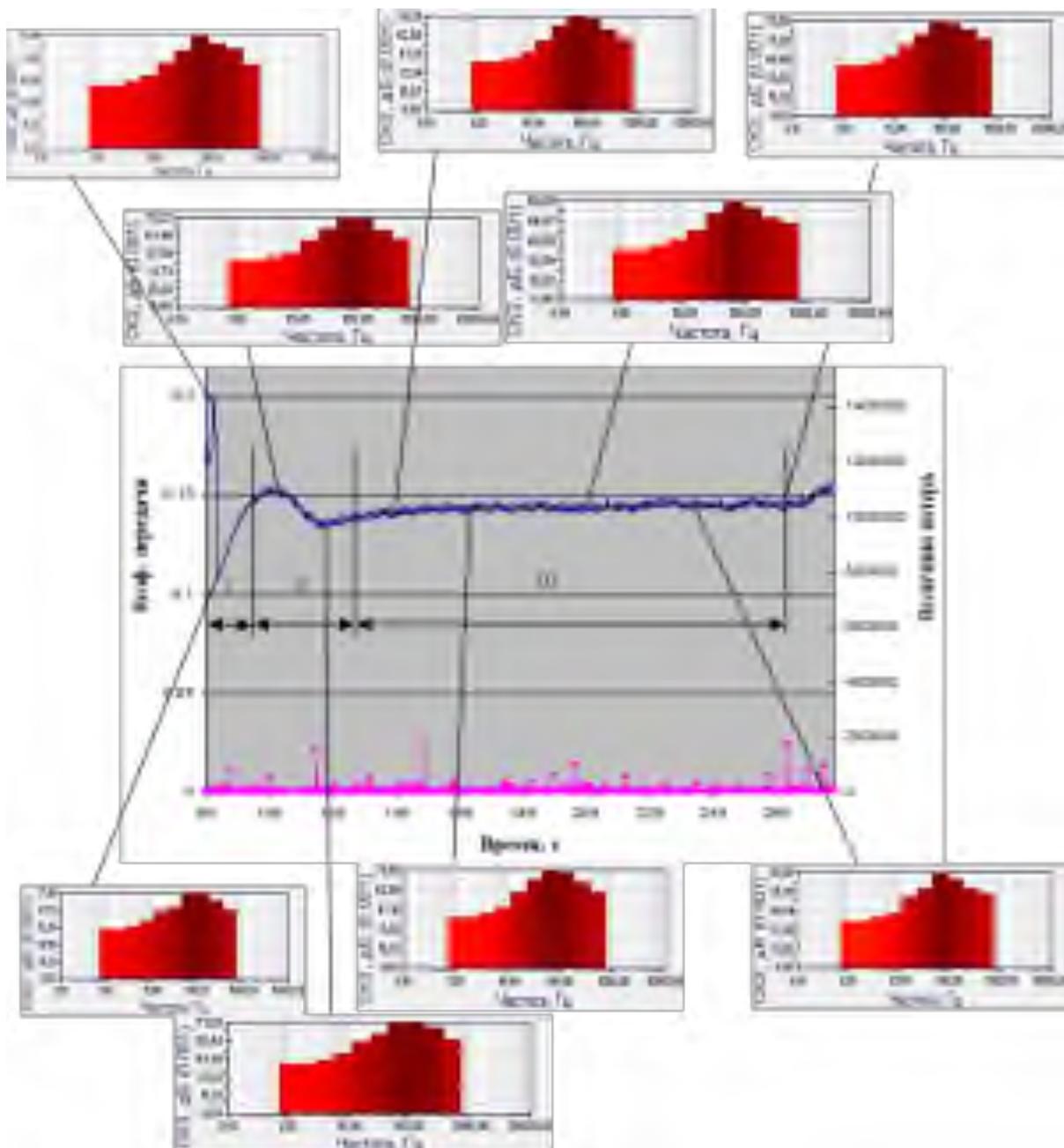


Рисунок 5.5 – Применение ФПМ в качестве смазочного материала:
 I – зона нанесения, II – зона распределения материала, III – зона работы

На данном этапе исследования параллельно с фиксацией выходных триботехнических характеристик осуществляется «неразрушающий контроль» механической системы и её фрикционных подсистем путём регистрации и анализа амплитудно-фазочастотных характеристик в требуемом частотном диапазоне, определяемом максимальной величиной одной из парциальных частот, параметрами микро- и макрошероховатостей

поверхностей трущихся тел, аппаратно-программным обеспечением и классом решаемых задач.

Таким образом, условия реализации процесса плакирования поверхностей трения определяется управляемым параметром P (давлением стержня модификатора на рабочую поверхность гребня колеса).

С целью повышения эффективности технологии ГРС-РАПС были проведены работы по оптимизации параметров консервативного привода ГРС. В частности, был разработан консервативный привод в виде витой цилиндрической пружины из стальной ленты (рисунок 5.6).

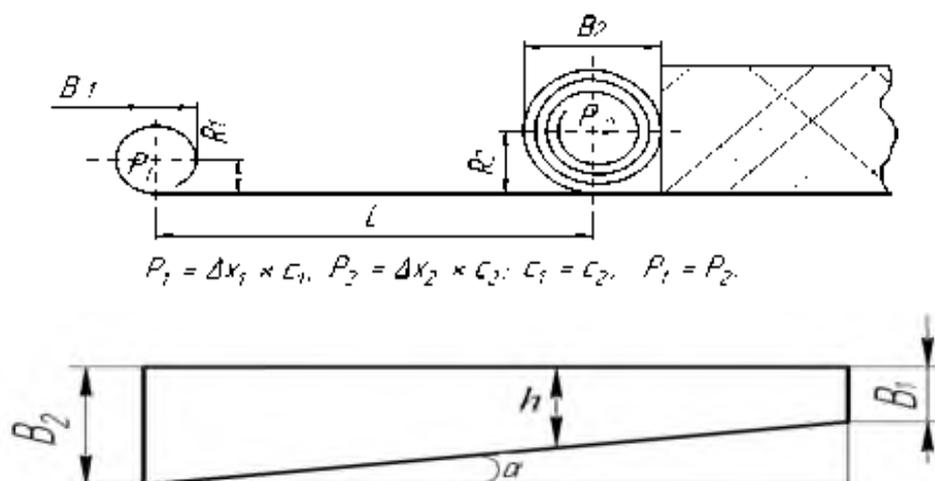


Рисунок 5.6 – Основные параметры витой ленточная пружина

Угол α рисунка 5.6 определяется из выражения

$$\alpha = \arctg \frac{[2HR_1 - (n + 2\Delta)]}{2HR_1},$$

где R_1 – начальный радиус пружины.

В качестве привода подачи брикетов используется специальная конструкция и три схемы плакирования (рисунок 5.7):

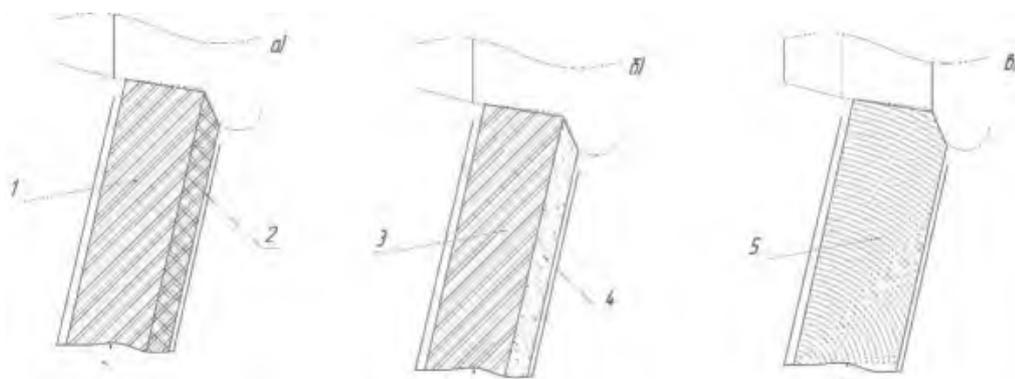


Рисунок 5.7 – Схема комбинированного метало-полимерного плакирования поверхности гребня и тяговой поверхности круга катания бандажа:

- а) комбинированное метало-полимерное плакирование: 1 – металлический (ПФМ), 2 – полимерный (ПАМ) элемент брикета модификатора;
 б) комбинированное металлоплакирование: 3 – металлический (ПФМ), 4 – металлический (ПАМ) элемент брикета модификатора; в) реализация анизотропных фрикционных связей: 5 – универсальный плакирующий материал (металл или полимер)

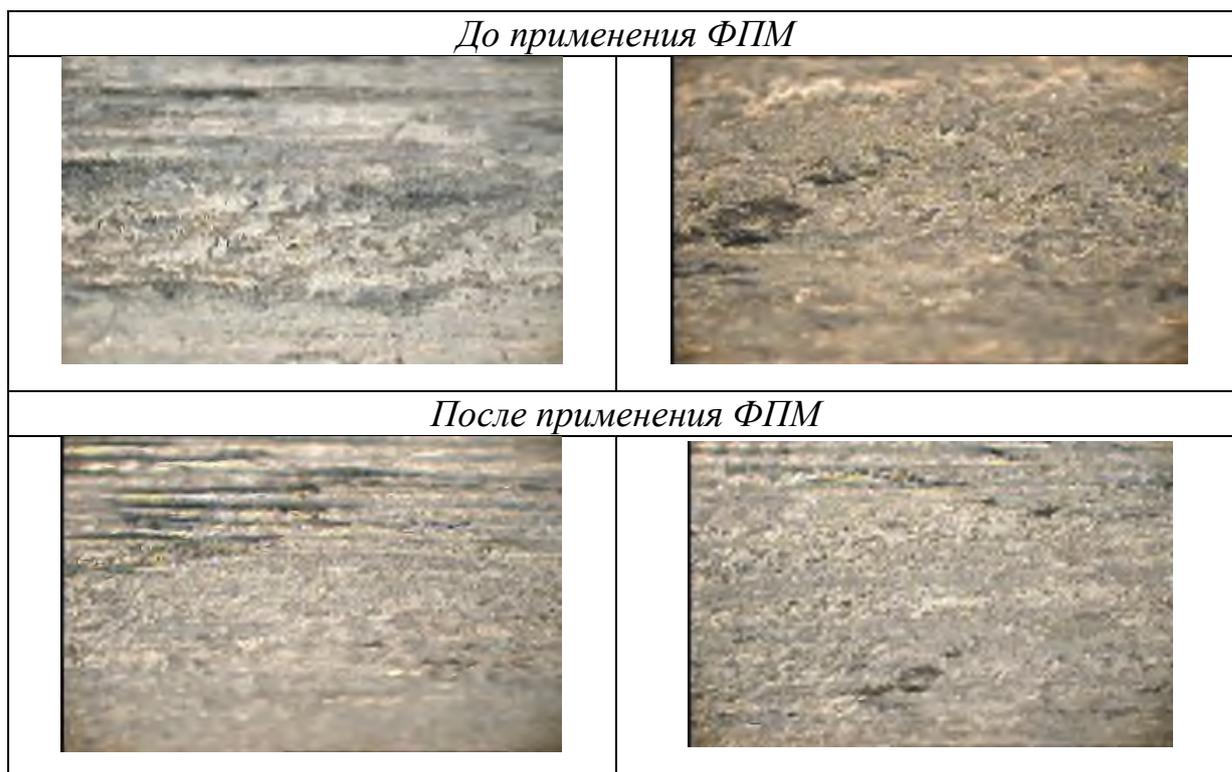
Для дальнейшего развития технологий ротапунктно-контактного модифицирования представляет научный и практический интерес системный подход к анализу трибосопряжения «колесо – рельс» с целью разработки экологически безопасных модификаторов стержневого типа, содержащих фрактальные структуры и предназначенных для работы в открытых тяглонагруженных узлах трения, обеспечивающих точную дозировку нужного количества и качества модифицирующих материалов в контакте гребня колеса с рельсом, устойчиво воспринимающих динамические нагрузки, работоспособные при температурах $-50...+130$ и имеющие существенные преимущества перед форсуночными.

Таким образом, в результате модельной оптимизации технологического оборудования для плакирования рабочей поверхности гребня колеса создан компактный, надёжный и эффективный консервативный привод.

Предлагаемый метод позволит обеспечить поддержание оптимального уровня скорости скольжения, которому соответствует максимальный уровень силы тяги локомотива. При этом обеспечивается увеличение ресурса колесных пар за счет снижения интенсивности изнашивания поверхности

кругов катания колес путем металлоплакирования, «залечивания» усталостных микротрещин на поверхности трения колес (таблица 5.1), а также за счет исключения явления термического и атермического схватывания, сопровождаемыми скачками коэффициента трения, снизить или вообще устранить фрикционные автоколебания в силовом приводе локомотива, повысить надежность и долговечность его элементов.

Таблица 5.1 – Состояние поверхностей трения



Создание нового консервативного привода, жёсткость которого прямо пропорциональна изменению плеча приложения усилия на модификатор трения, позволило обеспечить постоянство оптимального усилия прижатия стержня к поверхности колеса.

Увеличение объема расходного резервуара в используемом технологическом оборудовании в 2,5-3 раза осуществляется путем геометрической оптимизации привода подачи, а также использования витой ленточной пружины с переменным сечением ленты.

Для развития технологий ротапременно-контактного модифицирования перспективным является системный подход к анализу трибосопряжения «колесо – рельс» с целью разработки экологически безопасных модификаторов трения стержневого типа, содержащих фрактальные структуры и обеспечивающих точную дозировку нужного количества и качества модифицирующих материалов во фрикционном контакте колеса с рельсом.

5.2 Эксплуатационные испытания

Эксплуатационные сравнительные испытания проводились в период с 24.10.2019 по 27.11.2019 на базе полигона Северо-Кавказской железной дороги. В испытаниях участвовали: маневровый тепловоз ЧМЭ-3э № 6761 и магистральный тепловоз 2ТЭ25КМ № 0261. Подвижной состав оснащен стандартными системами лубрикации.

Для проведения испытаний были подготовлены соответствующие испытательные образцы (рисунки 5.8 и 5.9). Длина экспериментальных стержней для конструкций маневрового тепловоза ЧМЭ-3э № 6761 составила 195 мм.

Экспериментальные стержни для магистрального тепловоза 2ТЭ25КМ № 0261 представлены брусками круглого сечения, запрессованными в полимерную оболочку из ПВХ-трубы, для соответствия диаметру штатных конструкций лубрикации, которыми оснащен локомотив. Вес каждого типа стержня регистрировался до установки его в конструкцию.



Рисунок 5.8 – Экспериментальные стержни

После обслуживания конструкций, ревизии пружин для гарантированного прижатия стержня к поверхности колеса производилась установка стержней. Экспериментальные стержни устанавливались попарно с левой и правой стороны тележки на разные колесные пары с визуальной фиксацией правильной подачи материала.

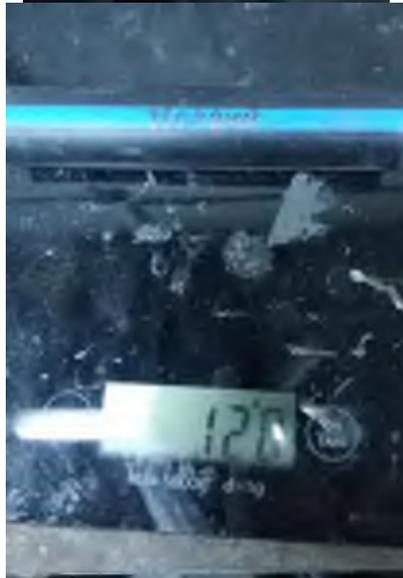


Рисунок 5.9 – Экспериментальные стержни с алюминием различной твердости



Рисунок 5.10 – Установка экспериментального стержня

В процессе работы обоих локомотивов при их остановках производился визуальный осмотр на предмет правильного позиционирования стержня в конструкции и его прижатия к рабочей поверхности колеса, после чего производилось извлечение стержня и его обмер. Пример указанных операций представлен на рисунке 5.11 и 5.12.

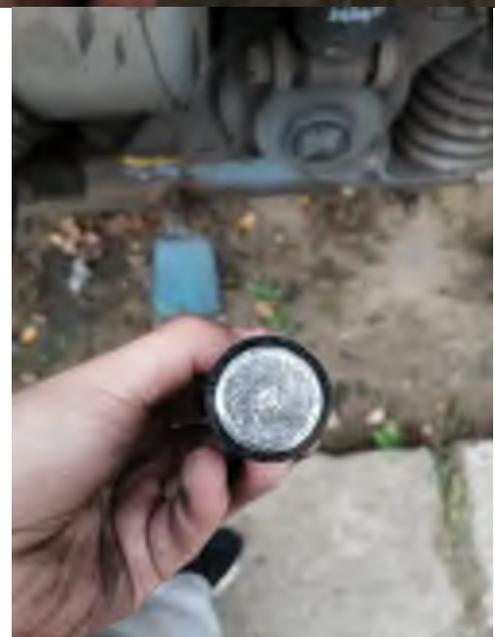


Рисунок 5.11 – Контроль правильности позиционирования экспериментальных стержней и проведение контрольных замеров на магистральном тепловозе 2ТЭ25КМ



Рисунок 5.12 – Контроль правильности позиционирования экспериментальных стержней и проведение контрольных замеров на маневровом тепловозе ЧМЭ-3э

Кроме того, происходила фиксация переноса материала экспериментальных стержней на контактирующую поверхность колеса. При использовании алюминия поверхность колеса, контактирующая с экспериментальным стержнем, имела характерный светлый налет, свидетельствующий о гарантированном переносе материала на контактирующую поверхность колеса, и, помимо этого, наблюдалась более ровная поверхность. Светлый налет наблюдался исключительно в зоне контакта стержня с поверхностью колеса по всему диаметру как до, так и после размещения стержня (рисунок 5.13).



Рисунок 5.13 – Фиксация факта переноса материала на контактную поверхность колеса на магистральном тепловозе 2ТЭ25КМ

Аналогичным образом происходила фиксация переноса материала и по колесным парам маневрового тепловоза ЧМЭ-3э (рисунок 5.14).



Рисунок 5.14 – Фиксация факта переноса материала на контактную поверхность колеса на маневровом тепловозе ЧМЭ-3э

Каждую 1 тысячу километров происходил демонтаж экспериментальных стержней, установленных на колесных парах магистрального тепловоза 2ТЭ25КМ. Осуществлялась ревизия конструкций и стержней с контролем фрикционного контакта стержня и уточняющего обмера (рисунок 5.15).



Рисунок 5.15 – Уточняющие обмеры экспериментальных стержней, установленных на магистральном тепловозе 2ТЭ25КМ

По возвращении в эксплуатационное депо был произведен контрольный осмотр и обмер экспериментальных стержней (рисунок 5.16 и 5.17).

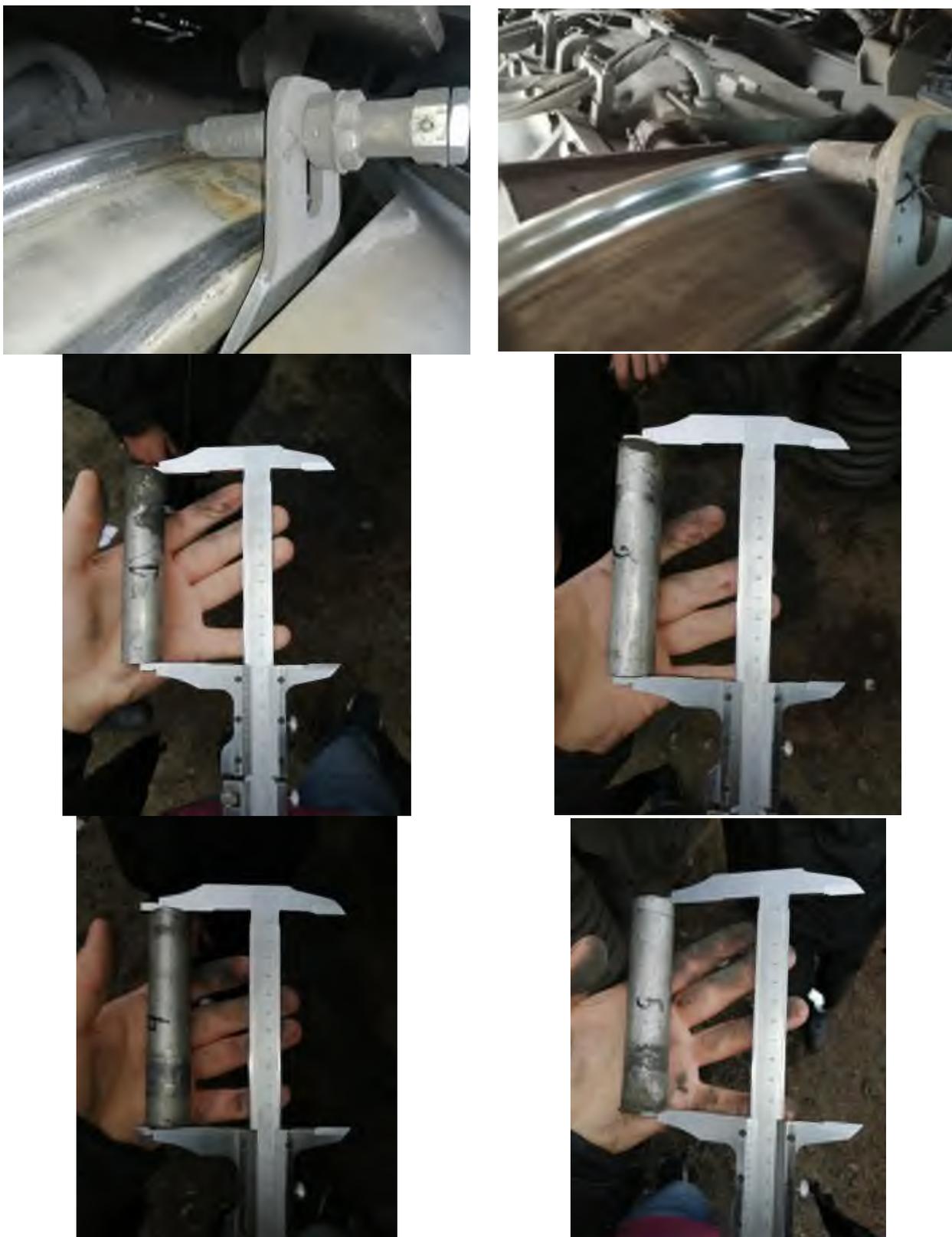


Рисунок 5.16 – Контрольный осмотр и обмеры экспериментальных стержней, установленных на магистральном тепловозе 2ТЭ25КМ

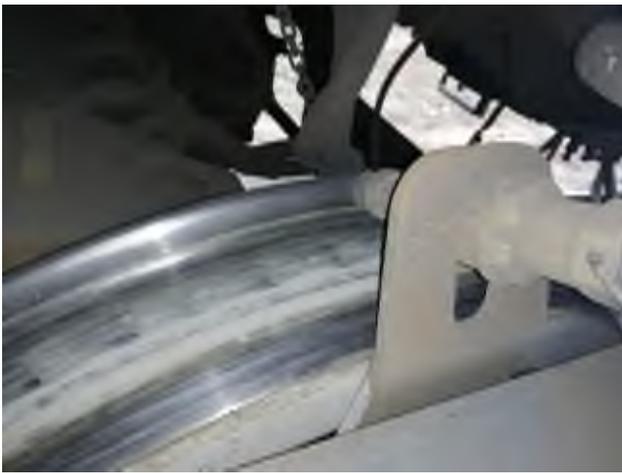


Рисунок 5.17 – Контрольный осмотр и обмеры экспериментальных стержней, установленных на магистральном тепловозе 2ТЭ25КМ

Пробег локомотива за период проведения сравнительных эксплуатационных испытаний составил 6,1 тыс. км по данным программы АСУТ-Т ЮГ.

Испытаниям подверглись экспериментальные стержни с повышенными ресурсными характеристиками. Испытания проходили для двух режимов работы:

- металлоплакирование с образованием защитного слоя с высокими фрикционными свойствами;
- нанесение переносимого на рельсы наполнителя из термостабильного термопласта-адгезива со специальными функциональными присадками.

По результатам испытаний рабочая поверхность бандажей колесных пар, на которые были установлены экспериментальные стержни, имеет характерный блеск и ровную поверхность, демонстрирующую активное металлоплакирование, перенос и удержание на рабочей поверхности колеса материала стержня. Это позволяет сделать заключение о достаточном уровне адгезии материала стержня к поверхности колеса и его гарантированное попадание в рабочую зону контакта «колесо – рельс».

Средний расчетный ресурс разовой заправки по проведенным замерам в ходе эксплуатационных испытаний представлен в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Средний ресурс экспериментальных стержней

Экспериментальные стержни	Средний ресурс разовой заправки, тыс. км
Образец 1 (твердый)	32,5
Образец 2 (мягкий)	28,7
Образец 3 (твердый в оболочке)	35,4
Образец 4 (мягкий в оболочке)	30,2
Образец 5 (трубка с термопласт-адгезивом)	29,8

На основании вышеизложенного анализа данных эксплуатационных испытаний можно сделать вывод о том, что средний ресурс разовой заправки экспериментальных стержней превышает 30 тыс. км при обеспечении заданных трибологических параметров в контакте «колесо – рельс» и защитных свойств рабочих поверхностей.

Акты проведенных сравнительных эксплуатационных испытаний представлены в приложении Ж.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

В результате проведённых исследований физико-химических и упруго-диссипативных характеристик, трибодинамических процессов на микро- и макроуровнях, протекающих во фрикционном контакте при реализации металлоплакирования стальных поверхностей, с целью управления свойствами фрикционной механической системы можно сделать следующие выводы:

1. По результатам математического моделирования поперечных и продольных сил крипа и вписывания набегающей колёсной пары в криволинейные участки моделируемого пути поперечный крип снижается на 1,5 %, что позволяет уменьшить износ колёсных пар и рельсов в криволинейных участках пути и повысить тяговую мощность локомотива за счёт снижения их энергетических потерь, а продольный крип возрастает на 60,6 %, что улучшает сцепление колёсных пар с рельсами и повышает тяговую мощность локомотива.

2. Анализ частотных и переходных критериев качества динамической системы по значениям критерия I_d позволил установить, что при повышении требований к сужению рельсовой колеи в криволинейных участках пути и рассматриваемых режимах движения (значения $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$; 0 м/с^2 и $+0,3 \text{ м/с}^2$) в подсистеме «колесо – рельс» снижаются амплитуды вынужденных сил инерции, при этом возрастание продольных сил сопротивления обуславливает лучшее кинематическое вписывание колесной пары в криволинейном участке пути.

3. Исследование, анализ и сопоставление результатов расчета математической модели «путь – подвижной состав» и частотно-временной модели с помощью критериев Фишера и Стьюдента позволили установить, что применение линейной теории автоматизированного управления, в частности прямых и косвенных критериев качества, к методу

трибоспектральной идентификации нелинейных процессов трения возможно, так как рассматриваются малые вариации нелинейной модели.

4. Установлены закономерности, позволившие обоснованно уточнить выражение для расчета безразмерного коэффициента демпфирования фрикционной механической системы, что позволяет во времени наблюдения идентифицировать в октавных диапазонах частот тренды изменения упруго-диссипативных свойств фрикционного взаимодействия.

5. Методом физико-математического моделирования определены условия динамического подобия реализации продольных и поперечных сил Крипа, что позволило разработать критерии подобия тяговой мощности и контактного давления и перенести результаты модельных исследований на натуральный объект с эквивалентными фрикционными характеристиками.

6. С помощью квантово-химических расчётов и анализа морфологии поверхностей было установлено, что эффективная работа модификатора трения в виде мягкого алюминия обусловлена наличием прочной химической связи между компонентами поверхности образца и материала модификатора трения, так как энергия адгезии алюминия к стали превышает энергию когезии в алюминии, а также уменьшением шероховатости поверхности.

7. Путем применения квантово-химических расчетов и ОЖЭ-электронной спектроскопии установлен механизм формирования вторичных поверхностных структур в тяжелонагруженных системах колесо-рельс при наличии термометаллоплакирования; показано, что во вторичных структурах по мимо зарегистрированных C 1s, O 1s и Al 2p спектрам происходит образование окисленных атомов алюминия Al_2O_3 , при этом содержание железа на исходной поверхности трения и на модифицированной поверхности после ионного травления отличается в десятки раз. Это указывает на то, что пленка Al_2O_3 снижает диффузию кислорода с внешней среды в поверхность катания колеса.

8. На основе проведенных исследований анализа изменения упруго-диссипативных характеристик фрикционного взаимодействия предложен

метод идентификации трибологических процессов во фрикционном контакте колеса тягового подвижного состава с рельсом, что позволяет контролировать триботехнические характеристики и прогнозировать аномальные состояния, например, явление срыва сцепления.

9. Показано, что при активации фрикционных связей металлоплакирующим материалом динамический безразмерный коэффициент демпфирования возрастает в два-три раза, что снижает амплитуды фрикционных автоколебаний объёмов масс поверхностных слоёв контактирующих тел, как в переходных, так и стационарных режимах движения, изменяет микрогеометрию контактирующих поверхностей трения и формирует новую равновесную шероховатость.

10. На основании результатов исследований разработан способ повышения износостойкости тяжело нагруженных металлических трибосистем и предложен метод динамического мониторинга за их работоспособностью.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Распоряжение Правительства РФ от 17.06.2008 № 877-р «О Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года» // Справочно-правовая система «Консультант-Плюс». – URL: <http://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=LAW&n=92060&fld=134&dst=1000000001,0&rnd=0.7919122096887989#07876808740244254> (дата обращения: 15.08.2021).
2. Холодецкий А.А. К вопросу о влиянии скорости и неправильного вида колес на динамические прогибы рельсов. - М., 1915. - 93 с.
3. Холодецкий А.А. Исследование влияния внешних сил на верхнее строение пути // Инженер. - 1898. - № 9. - С. 177-202.
4. Годыцкий-Цвирко А.М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог [Текст] - М.: Гострансиздат, 1931. - 215 с.
5. Жуковский Н.Е. Теория прибора инженера Ромейко-Гурко [Текст] // Собр. соч. - М.-Л.: Госиздат, 1949. - Т. 3. - С.329-333.
6. Жуковский Н.Е. Трение бандажей железнодорожных колес о рельсы [Текст] // Собр. соч. - М.-Л.: Госиздат, 1950. - Т. 7. - С. 426-478.
7. Альбрехт В. Г. Угон пути и борьба с ним [Текст] - М.: Транспорт, 1961. - 145с.
8. Альбрехт В.Г. Некоторые результаты экспериментальных исследований при движении вагонов на тележках ЦНИИ-ХЗ и ЦМВ [Текст] / В.Г. Альбрехт, Р.И. Корн, И.А. Котюков // Вестник Всесоюз. науч. -исслед. ин-та ж.-д. транспорта. - Москва, 1967. - № 4. - С. 16-18.
9. Андреев А.И. Износ рельсов и колес подвижного состава [Текст] / А.И. Андреев, К.Л. Комаров, Н.И. Карпущенко // Железнодорожный транспорт. - 1997. - №7. С. 31-36.

10. Андриевский С.М. Боковой износ рельсов на кривых [Текст] // Науч. тр. Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1961. - Вып. 207. - 128 с.
11. Блохин Е.П. Динамика поезда [Текст] / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. - М.: Транспорт, 1982. - 222 с.
12. Блохин Е.П. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов [Текст] / Е.П. Блохин, Л. А. Манашкин, Е. Л. Стамблер. - М.: Транспорт, 1986. - 263 с.
13. Беляев А.И. Интенсивность износа рельсов локомотивными и вагонными колесами [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. тепловозн. ин-та. - Коломна, 1973. Вып. 38. - С.197-204.
14. Бирюков И.В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог [Текст] / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников. - М.: Транспорт, 1986, 256 с.
15. Богданов В.М. Об износе колес и рельсов / В.М. Богданов, Л.И. Бартенева // Железнодорожный транспорт. - 1999. - №7. - С. 48-50.
16. Богданов В.М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов [Текст] // Железнодорожный транспорт. - 1992 - №12. - С. 30-34.
17. Богданов В.М. Об износе колес и рельсов / В.М. Богданов, Л.И. Бартенева // Железнодорожный транспорт. - 1999. - №7. - С. 48-50.
18. Богданов В.М. Современные проблемы системы колесо - рельс [Текст] / В.М. Богданов, С.М. Захаров // Железные дороги мира. - 2004. - № 1. - С. 57-62.
19. Вериго М.Ф. Анализ методов математического моделирования динамических процессов в исследованиях интенсивности развития бокового износа рельсов и гребней колес [Текст] / М.Ф. Вериго // Вестник Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1997. - № 6. - С. 24-32.

20. Вериго М.Ф. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути [Текст] / М.Ф. Вериго, Г.И. Петров, В.Д. Хусидов // Бюллетень ОСЖД. - Варшава, 1993. - № 4. - С. 3-8.
21. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом [Текст]: 2-е изд. доп. и перераб - Луганск: Из-во ВУГУ, 1999. - 476 с.
22. Голубятников, С.М. Исследования динамики локомотивов [Текст] /С.М. Голубятников, Л.К. Добрынин, А.И. Кокорев // Науч. тр. Всесоюз. н. -и. тепловоз. ин-та. - Коломна, 1967. - Вып.30. - С.281-322.
23. Грачева Л.О. Причины интенсивного износа гребней колес и бокового износа рельсов и оценка безопасности от схода в кривых участках пути [Текст] / Л.О. Грачева., Л.Н. Косарев // Сб. науч. трудов Всесоюз. н. -и. ин-та ж.-д. транспорта. - Москва, 1995. Проблемы повышения безопасности движения.- С. 56-66.
24. Данилов В.Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом [Текст] - М.: Трансжелдориздат, 1961. - 111 с.
25. Демин Ю.В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, О.М. Маркова. - Киев: Наук. думка, 1984. - 159 с.
26. Домбровский К.И. Пути снижения износа бандажей колес локомотивов [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта - М.: Транспорт. -- Вып.504. - С. 49-61.
27. Евдокимов, Ю.А. Триботехника на железнодорожном транспорте / Ю.А. Евдокимов, Н.А. Буше, С.М. Захаров, В.И. Колесников, Ю.М. Лужнов, В.В Шаповалов. – М.: Транспорт, 1990.
28. Евстратов А.С. Динамические нагрузки экипажа тепловоза от колебаний необрессоренных частей и их уменьшение [Текст] : автореф. дис. д-ра техн. наук. - М., 1984. - 36 с.
29. Ермаков В.М. Причины бокового износа рельсов [Текст] / Ермаков В.М., Войцеховская Н.В., Степанова Г.Е. //Путь и путевое хозяйство.-1997.-№8.-С. 2-4.

30. Жаров И.А. Влияние различных факторов на боковой износ рельсов через углы набегания и боковые силы при движении тележки в кривой [Текст] / Жаров И.А., Захаров С.М. // Вестник Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1999. - №5. - С.3-7.

31. Захаров С.М. Трибологические аспекты взаимодействия колеса и рельса [Текст] / Захаров С.М., Жаров И.А., Комаровский И.А. // Сб. докладов Межд. конф. ассоциации тяжеловесного движения «Проблемы взаимодействия колеса и рельса» (М., 1999). - Т. 1. - С. 221-228.

32. Исаев И.П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами [Текст] / Исаев И.П., Лужнов Ю.М. - М.: Машиностроение, 1985. - 238 с.

33. Камаев А.А. К вопросу моделирования факторов, определяющих износ колес и рельсов, на физическом стенде [Текст] / Камаев А.А., Михальченко Г.С. [и др.]. // Науч. труды Омского ин-та инж. ж.-д. транспорта. - Омск, 1975. - Т. 172. Взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотивов. - С. 49-53.

34. Колесин Ю.В. Анализ причин интенсивного износа бандажей колесных пар тягового подвижного состава с целью увеличения срока их службы [Текст] / Колесин Ю.В., Неглинский В.В. // Отчет по науч. -исслед. работе Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1986. - 45 с.

35. Улучшение взаимодействия пути и подвижного состава Колесников В.И., Воробьев В.Б., Шаповалов В.В., Шуб М.Б. Монография / В.И. Колесников, В.Б. Воробьев, В.В. Шаповалов, М.Б. Шуб ; редактор М.Б. Шуб. Москва, 2006.

36. Коротенко М.Л. К определению сил взаимодействия колес и рельсов [Текст] // Науч. труды Днепропетр. ин-та инж. ж.-д. транспорта. - Днепропетровск, 1972. - Вып. 128. - С. 72-76.

37. Коссов В.С. Улучшение условий взаимодействия колес локомотивов с рельсами [Текст] // Железные дороги мира. - 2000. - № 4. - С. 22-29.

38. Коссов В.С. Влияние лубрикации рельсов на динамические качества и износ гребней колес при движении локомотива в кривых [Текст] // Вопросы транспортного машиностроения: сб. - Брянск: БГТУ, 2000. - С. 31-39.

39. Коссов В.С. Влияние управляемого изменения коэффициента трения головок рельсов на снижение бокового воздействия на путь и повышение весовых норм грузовых вагонов [Текст] / В.С. Коссов, Ю.А. Панин, В.П. Гриневич, А.В. Трифонов // Вестник Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (Вестник ВНИКТИ).- 2014. - № 96. - С. 4-10.

40. Коссов В.С. Методика расчетно-экспериментальных исследований триботехнической системы колесо-рельс для тягового подвижного состава [Текст] // Труды ВНИТИ. - Коломна, 1998. - Вып. 77. - С. 3-6.

41. Коссов В.С. Факторный анализ в исследованиях триботехнических систем «колесо-рельс» для тягового подвижного состава [Текст] // Подвижной состав 21 века: тез. докладов науч.-техн. конф. - СПб., 1999. -С. 9-10.

42. Коссов В.С. Трибологические показатели в зоне взаимодействия гребней колесных пар с боковой гранью рельса при лубрикации рельсов смазкой типа РС6В [Текст] / Коссов В.С., Пузанов В.А., Панин Ю.А., Халявин В.С.// Совершенствование подвижного состава и его обслуживание: тез. докладов Всероссийской научно-практич. конф. - СПб., ПГУПС, 1999. -С. 11-12.

43. Коссов В.С. Технические решения по снижению бокового воздействия подвижного состава на путь и стрелочные переводы [Текст] / Коссов В.С., Панин Ю.А., Трифонов А.В., Кошелев В.И. // Труды ВНИКТИ. - Коломна, 2007. -Вып. 88.С. 35-49.

44. Коссов В.С. Влияние ширины колеи на показатели динамики, воздействия на путь, сопротивления движению и критерии износа рельсов

[Текст] / Коссов В.С., Бидуля А.Л., Березин В.В. Быков В.А., Лунин А.А., Гриневич В.П., Спиров А.В., Трифонов А.В. // Вестник ВНИКТИ. - Коломна, 2010. - Вып. 92.- С. 3-21.

45. Прогнозирование изнашивания тягового контакта "колесо-рельс" при использовании активизаторов сцепления / Костыгов В.Т., Шаповалов В.В., Лубягов А.М., Могилевский В.А./ Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2002. № 1. С. 41-44.

46. Лисунов В.Н. Оптимальное использование силы тяги локомотива по сцеплению/Лисунов В.Н./ Железнодорожный транспорт. 1982. № 9. - С.24-27.

47. Лужнов Ю.М. Сцепление колес с рельсами. Природа и закономерности [Текст] - М.: ИНТЕКСТ, 2003. - 144 с.

48. Лужнов, Ю.М. Физические основы и закономерности сцепления колес локомотива с рельсами: дис. д-ра. техн. наук / Ю.М. Лужнов. – М., 1981.

49. Майба И.А. Методика расчета снижения затрат тяговой энергии при лубрикации контакта "колесо-рельс" / Майба И.А., Майба В.В., Мижирицкая С.Н./В сборнике: Триботехника на железнодорожном транспорте. Сборник трудов II международного симпозиума по транспортной триботехнике. 2002. С. 110-112.

50. Майба И.А. Снижение силы трения в контакте набегающего на рельс колеса в условиях рельсосмазывания / Майба И.А., Явна В.А./Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2000. № 3. С. 1-12.

51. Марков Д.П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте [Текст] / Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М.: Интекст, 2007. - 408 с.

52. Мелентьев Л.П. Взаимодействие колес с рельсами и их износ [Текст] // Путь и путевое хозяйство. - 1999. - № 5. С. 6-15.

53. Редькин В.И. Комплексная система снижения интенсивности бокового износа рельсов на Забайкальской ж.д. [Текст]: автореф. дис. канд. техн. наук. - Чита, 1998. - 29 с.

54. Ромен Ю.С. Исследование бокового воздействия подвижного состава на путь с применением электронных вычислительных машин [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М.: Транспорт, 1969. - Вып. 385. - С. 71-94.

55. Ромен Ю.С. Методы расчетов динамических процессов в подвижном составе с учетом неровностей железнодорожного пути в эксплуатации [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук. - М., 1986. - 31 с.

56. Улучшение условий взаимодействия пути и подвижного состава / Шаповалов В.В., Колесников В.И., Воробьев В.Б., Шуб М.Б. / Москва, 2004.

57. Методы устранения износа колес и рельсов Шаповалов В.В., Щербак П.Н., Майба И.А., Костыгов В.Т. Железнодорожный транспорт. 2004. № 3. С. 110-115.

58. Расчетно-экспериментальная оценка изнашивания тягового контакта "колесо-рельс" при использовании активизаторов сцепления / Шаповалов В.В., Лубягов А.М., Костыгов В.Т., Могилевский В.А. / Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2002. № 1. С. 33-35.

59. Повышение эффективности фрикционной системы "колесо - рельс" / Шаповалов В.В., Щербак П.Н., Богданов В.М., Фейзов Э.Э., Харламов П.В., Фейзова В.А. / Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2019. Т. 78. № 3. С. 177-182.

60. Шестаков В.Н. Аналитическое исследование касания колеса и рельса [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М.: Транспорт, 1966. - Вып. 317. - С. 52-69.

61. Kalker J.J. Some New Results in Rolling Contact [Текст] / Kalker J.J., Piotrowski J. // Vehicle System Dynamics. - 1989. - № 18. - P. 223-242.

62. Kalker J.J. Uber die Mechanik des Kontaktes zwischen Rad und Schiene [Текст] // ZEV-Glasers Annalen. - 1978. - V. 102. -№ 7/8. - S. 214-218.
63. Жоли Р. Исследование поперечных колебаний железнодорожного экипажа при высоких скоростях движения [Текст] // Железные дороги мира.-1972.- №3.- С. 23-51.
64. Krettek O. Ein Berechnungsverfahren des Schwingungsverhaltens von Schienenfahrzeugen bei regelloser Erregung [Текст] // ZEV-Glasers Annalen. - 1975. - V.99. - № 1. - S.23-28; № 2. - S.54-56.
65. Креттек О. Современные достижения в исследовании проблемы сцепления [Текст] // Железные дороги мира. - 1974. - № 10. - С. 3-16.
66. Kik W. Auswirkungen des Rad- Schiene- Kontakts beim Bogeneinlauf auf eine Antriebsregelung [Текст] // ZEV+DET Glas. Annalen. - 1997. - № 2/3. - S. 234-244.
67. Проблемы тяговых испытаний моторно-рельсового подвижного состава: тр. РИИЖТа. – 1972. – Вып. 91. – 115 с.
68. Бабичков А.М. и др. Тяга поездов. М.: Транспорт, 1971. - 280 с.
69. Физико-химическая механика сцепления //Тр. МИИТа. М., 1973. - Вып. 445. – 186 с.
70. Лужнов Ю.М., Студентова В.Ф., Кондратенко С.А. Закономерности изменения исходного фрикционного состояния колёс и рельсов железнодорожного пути как основа прогнозирования коэффициента сцепления локомотивов //Обеспечение надёжности узлов трения машин: Тез. докл. науч.-техн. конф. Ворошиловград, 1998.-164 с.
71. Минов Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. М.: Транспорт, 1965. – 267 с.
72. Каменев Н.Н. Эффективное использование песка для тяги поездов// Тр. ЦНИИ МПС. М.: Транспорт,1968. Вып. № 336. – С. 86.
73. Режимы работы магистральных электровозов / О. А. Некрасов, А. Л. Лисицын, Л. А. Мугинштейн, В. И. Рахманинов. М.: Транспорт, 1983. 231 с.

74. Галичев А.Г. Влияние триботехнического состояния колес и рельсов на динамику движения грузового тепловоза в режимах выбега и тяги: дис. канд. техн. наук [Текст] - Брянск, 2002. - 195 с.

75. Камаев А.А. Взаимодействие локомотива и пути в кривых участках [Текст] / Камаев А.А., Михальченко Г.С. // Науч. труды Тульского политех. ин-та. - Тула, 1977. - 67 с.

76. Коссов В.С. Математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза для исследования движения в режиме тяги и выбега [Текст] / Коссов В.С., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Галичев А.Г. // Труды ВНИТИ, Коломна, 1999. - Вып. 79. - С. 143-158.

77. Коссов В.С. Влияние управляемого изменения коэффициента трения головок рельсов на снижение бокового воздействия на путь и повышение весовых норм грузовых вагонов [Текст] / В.С. Коссов, Ю.А. Панин, В.П. Гриневич, А.В. Трифонов // Вестник Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (Вестник ВНИКТИ).- 2014. - № 96. - С. 4-10.

78. Коссов В.С. Компьютерное моделирование динамики навесного модульного рельсосмазывателя [Текст] / Коссов В.С., Погорелов Д.Ю., Пузанов В.А. - М., ЦНИИ ТЭИ МПС, 1998. - № 1 (313) - 40 с.

79. Коссов В.С. Моделирование энергетического взаимодействия локомотива и пути для различного трибологического состояния колес и рельсов [Текст] // Вестник ВНИИЖТ. - М., 2001. - № 2. - С. 17-19.

80. Muller С. Т. Dynamische Probleme des Bogenlaufes von Eisenbahnfahrzeugen [Текст] // ZEV-Glasers Annalen. - 1956. - V. 80. - № 8. - S. 233-241.

81. Патент № 2479455 Российская Федерация, С2 МПК В61К 3/02. Способ рельсосмазывания / В. В. Шаповалов, А. М. Лубягов, А. П. Павлов [и др.] ; заявитель В. В. Шаповалов. – № 2011114662/11 : заявл. 13.04.2011 : опубл. 20.04.2013. – 6 с.

82. Чиграй, Г. В. Лубрикация – один из аспектов снижения энергоёмкости перевозочного процесса / Г. В. Чиграй, Н. В. Кирик // Транспортні системи та технології перевезень. Збірник наукових праць ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – 2017. – Вып. 14. – С. 102–106.

83. Повышение эффективности фрикционной системы "колесо — рельс" / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, В.М. Богданов [и др.]. Шаповалов, В. В. 3, 2019 г., Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта, стр. 177—182.

84. Совершенствование технологии термоформирования структуры смазочного антифрикционного материала / В.В. Шаповалов, Г.И. Шульга, Т.Л. Саямова [и др.] // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2019. – № 3. – С. 28–32. – DOI 10.17213/0321-2653-2019-3-28-32.

85. Патент № 2674899 Российская Федерация, С1 МПК В61С 15/10, F16D 65/00. Способ повышения эффективности фрикционных систем / В. В. Шаповалов, М. М. Шестаков, Р. А. Корниенко [и др.] : заявитель В. В. Шаповалов. – № 2016128401 : заявл. 12.07.2016 : опубл. 13.12.2018. – 23 с.

86. Авторское свидетельство № 1594379 СССР, А1 G 01 N 3/56. Способ диагностики пары трения / Л. И. Бершадский, М. М. Потёмкин, В. А. Войтов [и др.] : заявитель Институт проблем материаловедения АН УССР. – № 4605271/25-28 : заявл. 30.08.1988 : опубл. 23.09.1990. – 3 с.

87. Патент № 167906 Российская Федерация, U1 МПК G01M 17/00 (2006.01). Установка для вибродиагностики буксовых узлов колёсных пар железнодорожных вагонов / Д. В. Журавлёв, М. М. Мочанов, В. И. Мочалова ; заявитель ООО «Промышленная экология и безопасность». – № 2016125638 : заявл. 27.06.2016 : опубл. 11.01.2017. – 9 с.

88. Патент № 2353911 Российская Федерация, МПК G01M 13/02. Вибрационный способ определения износа зубьев шлицевых соединений валов карданных механизмов / Ю. Ф. Устинов, В. А. Жулай, В. А. Муравьёв, А. Н. Щиенко ; заявитель Государственное образовательное учреждение

высшего профессионального образования Воронежский государственный архитектурно-строительный университет. – № 2007143858/28 : заявл. 26.11.2007 : опубл. 27.04.2009. – 7 с.

89. Патент № 100253 Российская Федерация, U1 МПК G01M 13/04 (2006.01). Комплекс вибродиагностики подшипников качения / Н. А. Бочкарёв, А. В. Воротилкин, В. П. Галкин [и др.] ; заявитель ЗАО «СПЕКТР КСК». – № 2010134606/28 : заявл. 20.08.2010 : опубл. 10.12.2010. – 14 с.

90. Патент № 117627 Российская Федерация, U1 МПК G01M 17/10 (2006.01), G01M 7/02 (2006.01), B61K 9/00 (2006.01). Комплекс вибродиагностики буксовых узлов колёсной пары грузового вагона / В. И. Коровин, Н. А. Соловьёв, В. И. Щедрин. – № 2011137365/11 : заявл. 08.09.2011 : опубл. 27.06.2012. – 12 с.

91. Патент № 2220410 Российская Федерация, C1 МПК G 01 M 17/08, B 61 K 13/00. Устройство для измерения сил трения между колесом и рельсом / В. А. Пузанов, Л. К. Добрынин, В. С. Коссов [и др.] ; заявитель Государственное унитарное предприятие Всероссийский научно-исследовательский институт тепловозов и путевых машин. – № 2002125540/11 : заявл. 25.09.2002 : опубл. 27.12.2003. – 9 с.

92. Патент № 63525 Российская Федерация, U1 МПК G01L 1/22 (2006.01). Тензометрическое устройство для измерения составляющих сил и моментов сил в динамике твёрдого тела / С. С. Торбунов, заявитель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова» (АлтГТУ). – № 2006145331/22 : заявл. 19.12.2006 : опубл. 27.05.2007. – 14 с.

93. Патент № 2422784 Российская Федерация, C1 МПК G01L 1/00 (2006.01) Способ измерения физической величины / Е. Г. Зубов, В. В. Шевчук ; заявитель Российская Федерация, от имени которой выступает государственный заказчик – Министерство промышленности и торговли

Российской Федерации (Минпромторг России). – № 2009143950/28 : заявл. 27.11.2009 : опубл. 27.06.2011. – 9 с.

94. Патент № 2441206 Российская Федерация, С1 МПК G01L 5/16 (2006.01), G01L 1/22 (2006.01) Устройство для измерения вертикальных и боковых сил взаимодействия между колесом и рельсом / О. Г. Краснов, А. Л. Бидуля, А. Л. Коссов, Н. Н. Астанин ; заявитель ООО «Российские железные дороги» (ОАО «РЖД»). – № 2010144830/28 : заявл. 02.11.2010 : опубл. 27.01.2012 - 7 с.

95. Полезная модель № 133925 Российская Федерация, U1 МПК G01L 1/22 (2006.01), G01L 3/04 (2006.01). Комплекс для мониторинга крутящего момента, сил осевого упора и угловой скорости на вращающихся валах / А. А. Чернышёв, Г. И. Бухарина, К. Г. Пешков, А. В. Красильников: заявитель Российская Федерация, от имени которой выступает Министерство промышленности и торговли Российской Федерации. – № 2013112781/11 : заявл. 22.03.2013, опубл. 27.10.2013. – 11 с.

96. Патент № 2585482 Российская Федерация, С1 МПК G01L 3/00 (2006.01). Устройство для измерения крутящего момента, скорости вращения вала и мощности на валу / В. А. Халюткин, В. А. Алексеенко, А. П. Ульянов, П. С. Красов ; заявитель ФГБОУ ВО «Ставропольский государственный аграрный университет». – № 2015110018/28 : заявл. 20.03.2015 : опубл. 27.05.2016. – 12 с.

97. Патент № 2623665 Российская Федерация, С1 МПК G01L 5/16 (2006.01). Способ измерения трёх компонентов нагрузки в сечении рельса при контактном взаимодействии с колесом железнодорожного по-движного состава / В. С. Коссов, Н. Ф. Красюков, А. А. Лунин, В. А. Гапанович : заявитель ООО «Российские железные дороги». – № 2016119588 : заявл. 20.05.2016, опубл. 28.06.2017. – 15 с.

98. Патент № 2369879 Российская Федерация, С1 МПК G01R 23/16 (2006.01). Способ цифрового спектрального анализа периодических и полигармонических сигналов / А. С. Колоколов ; заявитель Учреждение

Российской академии наук Институт проблем управления им. В. А. Трапезникова РАН. – № 2008109104/28 : заявл. 07.03.2008 : опубл. 10.10.2009. – 8 с.

99. Озябкин, А. Л. Динамический мониторинг состояния резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А. Л. Озябкин, И. В. Колесников, П. В. Харламов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2012. – № 1. – С. 22–28. – ISSN 0201-727X.

100. Бендат, Д. Применения корреляционного и спектрального анализа / Д. Бендат, А. Пирсол. – Москва : Мир, 1983. – 312 с.

101. Бегагоин, Э. И. Основы теории автоматического регулирования : учебно-методическое пособие / Э. И. Бегагоин, И. А. Кузьминых. – Екатеринбург: УрГУПС, 2010..

102. Патент № 78313 Российская Федерация, U1 МПК G01M 17/08 (2006.01). Ротационное устройство для исследования динамических характеристик взаимодействия колеса железнодорожного подвижного транспортного средства и рельсового пути / Е. А. Милованова, А. А. Милованов, А. А. Тупицын [и др.] ; заявитель ГОУ ВПО ИрГУПС. – № 2008115612/22 : заявл. 21.04.2008 : опубл. 20.11.2008. – 8 с.

103. Патент № 2443587 Российская Федерация, C1 МПК B61K 3/02. Способ управления устройством лубрикации рельсов / В. А. Попов, Ю. М. Лужнов, Н. И. Полуэктанова [и др.] ; заявитель ООО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (ОАО «ВНИКТИ»). – № 2010144003/11 : заявл. 28.10.2010 : опубл. 27.02.2012. – 8 с.

104. Болотин, В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. – Москва : Машиностроение, 1984. – 312 с.

105. Вибрации в технике : справочник. В 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В. В. Болотина ; ред. совет В. Н. Челомей (пред.)). – Москва : Машиностроение, 1978.

106. Д'Анжело, Г. Д. Линейные системы с переменными параметрами : анализ и синтез / Г. Д. Д'Анжело. – Москва : Машиностроение, 1974. стр. - 288.
107. Заде, Л. А. Теория линейных систем. Метод пространства состояний / Л. А. Заде, Ч. А. Дезоер ; пер. с англ. В. Н. Варыгина [и др.] ; под ред. Г. С. Поспелова. – Москва : Наука, 1970. – 703 с.
108. Кудинов, В. А. Экспериментальное исследование динамических характеристик процесса сухого трения / В. А. Кудинов, Л. И. Белова // Исследование металлорежущих станков. – Москва : Машиностроение, 1968. – С. 125–130.
109. Толстой, Д. М. К вопросу о фрикционных автоколебаниях и скоростной зависимости силы трения / Д. М. Толстой, Р. Л. Каплан // Теория трения и износа. – Москва : Наука, 1965. – С. 44–49.
110. Крагельский, И. В. Фрикционные автоколебания / И. В. Крагельский, И. В. Гитис. – Москва : Наука, 1987. 183с.
111. Геккер, Ф. Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения / Ф. Р. Геккер. – Москва : Машиностроение, 1983. – 168 с.
112. Костерин, Ю. И. Релаксационные колебания в упругих системах трения / Ю. И. Костерин, И. В. Крагельский // Трение и износ в машинах. – 1958. – № 11. – С. 119–143.
113. Пуш, В. Э. Малые перемещения в станках / В. Э. Пуш. – Москва : МАШГИЗ, 1961. – 123 с.
114. Чичинадзе, А. В. Расчёт и исследование внешнего трения при торможении / А. В. Чичинадзе. – Москва : Наука, 1967.
115. Чичинадзе, А. В. Учёт изменения фрикционного контакта при расчёте температуры поверхности трения / А. В. Чичинадзе, З. В. Игнатьева // Машиноведение. – 1971. – № 4, стр. 11-17.

116. Заковоротный, В. Л. Введение в динамику трибосистем : монография / В. Л. Заковоротный, В. П. Блохин, М. И. Алексейчик. – Ростов-на-Дону : ИнфоСервис, 2004. – 680 с.

117. Взаимосвязь эволюции трибосопряжений с параметрами динамической системы трения / В. Л. Заковоротный, М. Марчак, И. В. Усиков, А. Д. Лукьянов // Трение и износ. – 1998. – Т. 19, № 6. – С. 751–763.

118. Заковоротный, В. Л. Исследование комплексного коэффициента трения / В. Л. Заковоротный, В. А. Шаповалов, В. В. Шаповалов // Трение и износ. – 1987. – Т. 8, № 5. – С. 722–728.

119. 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.

120. Келдыш, М. В. Автоколебания самолётных конструкций : сб. науч. тр. / М. В. Келдыш. – Москва, 1936. – URL: <http://lomonosov-fund.ru/enc/ru/library:0115035> (дата обращения: 15.08.2021).

121. Келдыш, М. В. Шимми переднего колеса трёхосного шасси / М. В. Келдыш // Труды ЦАГИ. – Москва : Изд-во Бюро новой техники НКАП, 1945. – С. 1–33.

122. Application of Methods Physical and Mathematical Modeling for a Research of Nonlinear Mechanical Systems on the Example of the Rolling Stock / V. Shapovalov, P. Kharlamov, A. Oziabkin, S. Gorin, V. Zinovev, R. Kornienko, A. Mihajluk. Shapovalov, V. New York : AIP Conference Proceedings, 2019. XV International Scientific-Technical Conference "Dynamic of Technical Systems" (DTS-2019). Vol. 2188, pp. 020017-1 ... 020017-10.

123. Островский, М. С. Повышение ресурса горных машин путем мониторинга соединений деталей и узлов : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.05.06 / Островский Михаил Сергеевич ; [Место защиты: Моск. гос. горный ун-т]. – Москва, 1997. – 395 с.

124. Корнеев, К. Б. Система контроля и прогнозирования состояния контактных соединений электрических сетей : диссертация на соискание

ученой степени кандидата технических наук : 05.13.01 / Корнеев Константин Борисович ; [Место защиты: Твер. гос. техн. ун-т]. – Тверь, 2004. – 162 с.

125. Аметов, В. А. Повышение эксплуатационной надежности агрегатов автотранспортных средств путем контроля и модифицирования смазочного масла : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.22.10 / Аметов Винур Абдурафиевич; [Место защиты: Тюмен. гос. нефтегаз. ун-т]. – Тюмень, 2006. – 382 с.

126. Коропец, П. А. Прогнозирование боксования колесных пар локомотива по характеристикам динамических процессов в системе «экипаж – тяговый привод – путь» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.22.07 / Коропец Петр Алексеевич; [Место защиты: Рост. гос. ун-т путей сообщения]. – Ростов-на-Дону, 2007. – 163 с.

127. Гурьянов, Ю. А. Экспресс-методы и средства диагностирования агрегатов машин по параметрам масла : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.20.03 / Гурьянов Юрий Анатольевич; [Место защиты: Челяб. гос. агроинженер. ун-т]. – Челябинск, 2007. – 371 с..

128. Наумов, А. Е. Автоматизированная система прогнозирования остаточного ресурса контактных соединений электрических сетей в условиях ограниченного объема диагностической информации : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.13.01, 05.09.01 / Наумов Александр Евгеньевич; [Место защиты: Твер. гос. техн. ун-т]. – Тверь, 2009. – 173 с.

129. Ибатуллин, И. Д. Новые методы и природы для экспрессной оценки энергетических параметров усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев : диссертация на соискание ученой степени доктора физико-математических наук : 01.04.01 / Ибатуллин Ильдар Дугласович ; [Место защиты: Тольяттинский государственный университет]. – Тольятти, 2010. – 387 с.

130. Раловец, С. А. Методика построения динамического мониторинга колесных пар локомотивов на основе акустической эмиссии : диссертация на

соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.22 / Раловец Сергей Анатольевич ; [Место защиты: Междунар. межакадем. союз]. – Москва, 2010. – 339 с.

131. Марчак, М. Динамический мониторинг трибосопряжений : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.02.04 / Марчак Михаил [Место защиты: Дон. гос. техн. ун-т]. – Ростов-на-Дону, 1996. – 466 с.

132. Семёнова, Н. С. Изучение стационарных многообразий, формируемых в пространстве состояний динамических систем трения, и разработка на этой основе устройств динамической диагностики трибоузлов : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 01.02.06, 05.02.04 / Семенова Наталья Сергеевна ; [Место защиты: Донец. гос. техн. ун-т]. – Ростов-на-Дону, 2005. – 230 с.

133. Ханукаев, М. Г. Повышение эффективности глубокого сверления отверстий малого диаметра поликристаллическими алмазными инструментами на основе динамического мониторинга процесса резания : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.03.01 / Ханукаев Михаил Гаврилович ; [Место защиты: Дон. гос. техн. ун-т]. – Ростов-на-Дону. 2006. – 221 с.

134. Мартиросов, К. Б. Разработка принципов управления траекториями формообразующих движений на основе синергетической концепции : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.03.01 / Мартиросов Капрел Бедросович [Место защиты: Дон. гос. техн. ун-т]. – Ростов-на-Дону, 2006. – 206 с.

135. Авилов, А. В. Влияние частотных характеристик технологической системы и износа режущего инструмента на точность токарной обработки : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.03.01 / Авилов Алексей Васильевич ; [Место защиты: Дон. гос. техн. ун-т]. – Ростов-на-Дону, 2008. – 172 с.

136. Маркаръян, Ю. А. Разработка алгоритмов и технических средств управления технологическими режимами сверления : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.03.01 / Маркаръян Юлия Артемовна [Место защиты: Дон. гос. техн. ун-т]. – Ростов-на-Дону, 2009. – 181 с.

137. Флек, М. Б. Разработка научных методов создания технологии высокоэффективной многокоординатной автоматизированной обработки с синергетическим управлением формообразующими движениями : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.02.08, 05.03.01 / Флек Михаил Бенсионович ; [Место защиты: Дон. гос. техн. ун-т]. – Ростов-на-Дону, 2008. – 314 с.

138. Фам, Д. Т. Разработка методов анализа и синтеза управляемой динамической системы резания с учетом эволюции связей и самоорганизации : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.13.01 / Фам Динь Тунг ; [Место защиты: Юж. федер. ун-т]. – Ростов-на-Дону, 2012. – 585 с.

139. Шаповалов, В. В. Теоретические основы трибоспектральной идентификации процессов трения : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / В. В. Шаповалов. – Москва : ВНИИЖТ, 1988. – 38 с.

140. Шаповалов, В. В. Актуальные задачи современной триботехники и пути их решения / В. В. Шаповалов, А. Сладковски, А. Ч. Эркенев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2015. – № 1 (658). – С. 64–75. – ISSN 0536-1044.

141. Express Analysis of Lubricants' Properties for Dynamically Loaded Open- and Closed-Loop Units / V. Shapovalov, A. Ozyabkin, I. Kolesnikov [et al.] // XV International Scientific-Technical Conference "Dynamic of Technical Systems" (DTS-2019). Vol. 2188, pp. 020012-1 ... 020012-7. – New York: AIP Conference Proceedings, 2019.

142. Колесников, И. В. Повышение долговечности резьбовых соединений тормозных систем вагонов : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.02.04 / Колесников Игорь Владимирович ; [Место защиты: Ростовский государственный университет путей сообщения]. – Ростов-на-Дону, 2009. – 148 с.

143. Колесников, И. В. Системный анализ и синтез процессов, происходящих в металлополимерных узлах трения фрикционного и антифрикционного назначения : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.02.04 / Колесников Игорь Владимирович; [Место защиты: Дон. гос. техн. ун-т]. – Ростов-на-Дону, 2016. – 394 с.

144. Харламов, П. В. Трибоспектральная идентификация и прогнозирование критического состояния подсистемы «тормозной диск – колодка» автомобиля : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.02.04 / Харламов Павел Викторович ; [Место защиты: Рост. гос. ун-т путей сообщ.]. – Ростов-на-Дону, 2009. – 172 с.

145. Трибомониторинг фрикционного контакта тормозного механизма автомобиля (монография) / П.В. Харламов // Монография. – LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., Germany, 2012. – 167 с. ISBN 978-3-8465-9713-2

146. Харламов П.В. Повышение оперативности срабатывания антиблокировочных систем на основе метода трибоспектральной идентификации / П.В. Харламов // Инженерный вестник Дона. 2009. № 3 (9). С. 47-58.

147. Харламов П.В. Мониторинг изменений упруго-диссипативных характеристик для решения задач по исследованию трибологических процессов в системе "железнодорожный путь - подвижной состав" /П.В. Харламов //Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. №. 1, С. 122-129.

148. Харламов П.В. Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга

процессов в мобильных трибосистемах / П.В. Харламов // Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике. Материалы Международной конференции. Южно-Российский государственный технический университет (Новочеркасский политехнический институт). Новочеркасск, 2011. С. 266-269.

149. Александров, А. А. Повышение ресурса колесных пар грузовых вагонов и рельсов путем улучшения условий их взаимодействия и динамического мониторинга : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.04, 05.22.07 / Александров Анатолий Александрович; [Место защиты: Рост. гос. ун-т путей сообщ.]. – Ростов-на-Дону, 2011. – 222 с.

150. Озябкин, А. Л. Развитие теории и методов динамического мониторинга фрикционных систем железнодорожного транспорта : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.02.04 / Озябкин Андрей Львович; [Место защиты: Рост. гос. ун-т путей сообщ.]. – Ростов-на-Дону. 2014. – 398 с.

151. Колесников, В. И. Диагностика диссипативных характеристик демпферов / В. И. Колесников, А. Л. Озябкин, В. Д. Вермель // Вестник машиностроения. – 2019. – № 3. – С. 7–13. – ISSN 0042-4633.

152. Колесников, В. И. Инновационный подход к изучению процессов трения, износа и мониторинга тяжело нагруженных трибосистем / В. И. Колесников, А. Л. Озябкин, Е. С. Новиков // Трение и износ. – 2019. – Т. 40, № 4. – С. 380–388. – ISSN 0202-4977.

153. Tribological testing of MI-26T helicopter tail driver couplings / V.V. Shapovalov, A.L. Ozyabkin, I.V. Kolesnikov [et al.] // XV International Scientific-Technical Conference "Dynamic of Technical Systems" (DTS-2019). 2188, pp. 020013-1 ... 020013-10. – New York: AIP Conference Proceedings, 2019.

154. Патент № 2343450 Российская Федерация, С2 МПК G01N 3/56 (2006.01). Способ испытаний узлов трения / В. В. Шаповалов, А. В. Челохьян,

А. М. Лубягов [и др.] ; заявитель В.В. Шаповалов. – № 2006121024/28 : заявл. 13.06.2006 : опубл. 10.01.2009. – 33 с.

155. Патент № 2517946 Российская Федерация, С2 МПК G01N 3/56 (2006.01). Способ динамического мониторинга фрикционных мобильных систем / В. В. Шаповалов, А. М. Лубягов, А. Л. Выщепан, П. Н. Щербак, заявитель В.В. Шаповалов. – № 2012113329/28 : заявл. 05.04.2012 : опубл. 10.06.2014. – 30 с.

156. Методика МВ.03.7826741252. Идентификация состояния механизмов с узлами вращения по результатам вибрационного мониторинга и контроля температуры (23.12.2011) / А. В. Барков, Н. А. Баркова, Д. В. Грищенко. – Санкт-Петербург : СЕВЗАПУЧЦЕНТР, 2011.

157. Мониторинг наземных транспортно-технологических средств: учебник / В.В. Шаповалов, А.Ч. Эркенов, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, С.А. Вялов, Д.В. Глазунов, А.М. Лубягов // ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», М.: 2018. – 221 с.

158. Харламов П.В. Мониторинг изменений упруго-диссипативных характеристик для решения задач по исследованию трибологических процессов в системе "железнодорожный путь - подвижной состав" /П.В. Харламов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. №. 1, С. 122-129. DOI: 10.46973/0201-727X_2021_1_122

159. Харламов П.В. Применение метода трибоспектральной идентификации для осуществления процессов протекающих во фрикционном контакте / П.В. Харламов // Проблемы синергетики в трибологии, трибоэлектрохимии, материаловедении и мехатронике. Материалы Международной конференции. Южно-Российский государственный технический университет (Новочеркасский политехнический институт). Новочеркасск, 2011. С. 270-277.

160. Амплитудо-фазочастотный анализ критических состояний фрикционных систем : монография / В.В. Шаповалов, А.В. Челохьян, А.Л.

Озябкин, И.В. Колесников, П.В. Харламов. – М. : ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 383 с. ISBN 978-5-9994-0021-5

161. 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.

162. Теория систем автоматического управления / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов/ Изд. 3-е, испр. - М.: Наука, 1975 - 768 с.

163. Application of Methods Physical and Mathematical Modeling for a Research of Nonlinear Mechanical Systems on the Example of the Rolling Stock / V. Shapovalov, P. Kharlamov, A. Oziabkin [et al.] // XV International Scientific-Technical Conference "Dynamic of Technical Systems" (DTS-2019). 2188, pp. 020017-1 ... 020017-10. – New York: AIP Conference Proceedings, 2019.

164. Шаповалов В.В. Основы моделирования и мониторинга фрикционных систем с учётом синергетического подхода / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, П.В. Харламов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2016. № 4 (64). С. 57-64.

165. Харламов П.В. Физическое подобие фрикционных подсистем модели подвижного состава / Харламов П.В.//Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2016. № 4 (192). С. 77-85.

166. Shapovalov V. Friction contact control in "wheel - rail" locomotive system / V.V. Shapovalov, P.V. Kharlamov, S.L. Gorin // Procedia Engineering, 206, 2017, pp. 682-687. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.537

167. Тепловоз 2ТЭ116 / С. П. Филонов, А. И. Гибалов, Е. А. Никитин [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1996. – 333 с. – ISBN 5-277-01295-8.

168. Михальченко, Г. С. Теория и конструкция локомотивов: учебник для вузов ж.-д. транспорта / Г. С. Михальченко, В. Н. Кашников. – Москва : Маршрут, 2006. – 584 с.

169. Бирюков, И. В. Механическая часть тягового подвижного состава : учебник для вузов ж.-д. трансп. / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин. – Москва : Транспорт, 1992. – 440 с.

170. Тибилев, Т. А. Математическая модель железнодорожного экипажа с изношенными поверхностями катания колёс, движущегося с постоянной скоростью по пути произвольного очертания в плане / Т. А. Тибилев, В. И. Чащинов // Труды РИИЖТа. – Вып. 87. – Ростов-на-Дону, 1972. – С. 30–39.

171. Моделирование мобильных фрикционных систем : учебник / В. В. Шаповалов, П. Н. Щербак, А. Л. Озябкин, П. В. Харламов ; под ред. В. В. Шаповалова. – Москва : ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2020. – 1147 с.

172. Loktev, A.A. Simulation of the railway under dynamic loading. Part 1. Ray method for dynamic problem/A.A. Loktev, E.A. Gridasova, E.V. Zapolnova//Contemporary Engineering Sciences. -2015. -Vol. 8. -№ 18. -P. 799-807.

173. Evans, J. & Berg, M. Challenges in simulation of rail vehicle dynamics, Vehicle System Dynamics. 2009. Vol. 47. P. 1023-1048.

174. Dumitriu, M. Modeling of railway vehicles for virtual homologation from dynamic behavior perspective. Applied Mechanics and Materials. 2013. Vol. 371. P. 647-651.

175. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса : пер. с англ. / У. Дж. Харрис [и др.]. – Москва : Интекст, 2002. – 408 с.

176. Особенности описания нелинейных функций при моделировании взаимодействия подвижного состава и пути в кривых участках с использованием пакета MATHCAD / В. Г. Рубан, А. М. Матва, С. А.

Хачкинаян, А. М. Лященко // Сб. науч. тр. РГУПС. Технические науки. Мин. Воды, 2008. – С. 108–114.

177. Рубан, В. Г. Решение задач динамики в пакете Mathcad : учебное пособие / В. Г. Рубан, А. М. Матва. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2009. – 98 с.

178. Андриевский, С. М. Боковой износ рельсов на кривых. 207. М. : Труды ВНИИЖТ, 1961. стр. 128.

179. Шевалин, В. А. Критерий бокового износа рельсов и гребней бандажей электровозов в кривых / В. А. Шевалин. – Ленинград : ЛИИЖТ, 1941. 135л.

180. Методы классической и современной теории автоматического управления : учебник в 5 т. Т. 1. Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления / Под ред. К. А. Пупкова, Н. Д. Егупова. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 656 с.

181. Актуальные задачи современной триботехники. Шаповалов, В. В., Сладковски, А. и Эркенов, А. Ч. 1 [658], 2015 г., Известия высших учебных заведений, стр. 48-59.

182. Патент № 94038989 Российская Федерация, А1 МПК G01R 3/00. Способ определения относительных коэффициентов демпфирования механических колебательных систем : № 94038989/28 : заявл. 06.10.1994 : опубл. 20.06.1996 / Санкин, Ю. Н.; Санкин, Н. Ю. : заявитель Ульяновский государственный технический университет. - 10 с. : ил. - Текст : непосредственный

183. квантово-химический анализ прочности связей в борсодержащих соединениях /Мигаль Ю.Ф., Карпенко К.И. /В сборнике: сборник научных трудов "ТРАНСПОРТ: НАУКА, ОБРАЗОВАНИЕ, ПРОИЗВОДСТВО". Сборник трудов Международной научно-практической конференции. 2018. С. 136-139.

184. Компьютерное моделирование взаимодействия силикатных и фосфатных присадок методом квантово-химического анализа и

молекулярной динамики /Майба И.А., Мигаль Ю.Ф., Глазунов Д.В., Никитина М.И., Никитин Е.И. / Инженерный вестник Дона. 2018. № 3 (50). С. 72.

185. Квантово-химический анализ прочности межатомных связей на большеугловых границах зерен в железе /Мигаль Ю.Ф., Колесников В.И./ Наука Юга России. 2018. Т. 14. № 4. С. 46-52.

186. Формирование адгезионных связей при контактно-ротапринтном смазывании /Шаповалов В.В., Харламов П.В., Мищиненко В.Б., Шестаков М.М., Мигаль Ю.Ф. / Трение и износ. 2017. Т. 38. № 5. С. 488-497.

187. Квантово-химический анализ взаимодействия присадки фосфоромолибдата кобальта с поверхностью металла/ Колесников В.И., Мигаль Ю.Ф., Савенкова М.А., Колесников И.В./ В книге: Трибология - Машиностроению. труды XI Международной научно-технической конференции. Институт машиноведения им. А.А. Благонравова. 2016. С. 114-116.

188. Квантово-химический анализ взаимодействия присадок с поверхностью металла /Колесников В.И., Мигаль Ю.Ф., Савенкова М.А. / В сборнике: Механика и трибология транспортных систем (МехТрибоТранс-2016). Сборник докладов Международной научной конференции. В 2-х томах. 2016. С. 178-183.

189. Квантово-химические расчеты в решении трибологических задач / Майба И.А., Мигаль Ю.Ф., Бекетов А.С. / В сборнике: Транспорт: наука, образование, производство. труды международной научно-практической конференции. 2016. С. 294-296.

190. Квантово-химический анализ межатомных взаимодействий в многослойных покрытиях на стали / Мигаль Ю.Ф., Доронькин В.Н., Камышанская Г.П. / В сборнике: Транспорт-2010. Труды Всероссийской научно-практической конференции: в 3-х частях. Министерство транспорта РФ, Федеральное агентство железнодорожного транспорта, Отделение

энергетики, машиностроения, механики и процессов управления РАН, Южный научный центр РАН, Российский национальный комитет по трибологии, Ростовский государственный университет путей сообщения, Российская академия транспорта; Председатель оргкомитета А.Н Гуда. 2010. С. 86-88.

191. Колесников, В.И. Исследование процессов трения и изнашивания в системе колесо-рельс с помощью методов рентгеноэлектронной, оже-электронной спектроскопии и квантовой химии / Колесников В.И., Козаков А.Т., Мигаль Ю.Ф. / Трение и износ. 2010. Т. 31. № 1. С. 24-37.

192. Колесников, В.И. Квантово-химический анализ межатомных взаимодействий на зернограничных поверхностях в стали /, Мигаль Ю.Ф., Доронькин В.Н. / Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. № 12. С. 8-13.

193. Колесников, В.И. Квантово-химический анализ адсорбции гетерополифосфатов на поверхности железа / Колесников В.И., Мигаль Ю.Ф., Савенкова М.А., Мижирицкая С.Н. / В книге: ПОЛИКОМТРИБ - 2009. Тезисы докладов международной научно-технической конференции "Полимерные композиты и трибология". Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого. 2009. С. 109.

194. Колесников, В.И. Квантово-химическое исследование влияния зернограничной сегрегации на износостойкость стали / Колесников В.И., Мигаль Ю.Ф., Мижирицкая С.Н., Доронькин В.Н. /Трение и износ. 2008. Т. 29. № 2. С. 134-143.

195. Колесников, В.И. Квантово-химический анализ изменений прочности железа, вызванных зернограничной сегрегацией / Колесников В.И., Мигаль Ю.Ф., Мижирицкая С.Н., Доронькин В.Н. / Вестник Южного научного центра РАН. 2007. Т. 3. № 2. С. 12-19.

196. Майба И.А. Оценка и прогнозирование свойств материалов при помощи молекулярного моделирования / Майба И.А., Никитин Е.И., Никитина М.И. / Инженерный вестник Дона. 2020. № 10 (70). С. 108-120.
197. Майба И.А. Моделирование поведения смазочных материалов при граничном трении методом молекулярной динамики / Майба И.А., Никитин Е.И., Никитина М.И. / Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2019. № 2 (74). С. 29-36.
198. С.Б. Булгаревич, М.В. Бойко Химические взаимодействия в трибосистемах. ФГБОУ ВПО РГУПС – Ростов н/Д, 2014. – 108 с
199. Пригожин, И. Введение в термодинамику необратимых процессов./ И. Пригожин – М.: Иностранная литература, 1960. – 127 с.
200. Гжиров, Р.И. Краткий справочник конструктора / Р.И. Гжиров. – Л. : Машиностроение, 1983. – С. 122–148.
201. Трение, изнашивание и смазка : справочник. Т. 1; под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М. : Машиностроение, 1978. – 400 с.
202. Хайнике, Г. Трибохимия./ Г. Хайнике – М.: Мир, 1987. – 582 с.
203. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса. – Международная ассоциация тяжеловесного движения, 2002. – 408 с.
204. Рабинович, В.А. Краткий химический справочник / В.А. Рабинович, З.Я. Хавин. – Л. : Химия, 1978. – 392 с.
205. ГОСТ 17168-82 Фильтры электронные октавные и третьоктавные (Общие технические требования и методы испытаний)
206. Стрелков, С. П. Введение в теорию колебаний / С. П. Стрелков. – Москва : Наука, 1964. – 440 с.
207. Чичинадзе, А. В. Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учебник для технических вузов / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше ; под ред. А. В. Чичинадзе. – Москва : Машиностроение, 2001. стр. 664.

208. Инновационный подход к изучению процессов трения, износа и мониторинга тяжело нагруженных трибосистем. Колесников, В. И., Озябкин, А. Л. и Новиков, Е. С. 4, 2019 г., Трение и износ, Т. 40, стр. 380-388.

209. Барков А.В., Баркова Н.А., Грищенко Д.В. Идентификация состояния механизмов с узлами вращения по результатам вибрационного мониторинга и контроля температуры : Методика МВ.03.7826741252. СПб: Методика МВ.03.7826741252, 23.12.2011.

210. Повышение эффективности фрикционной системы «колесо – рельс» / В. В. Шаповалов, П. Н. Щербак, В. М. Богданов [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2019. – № 3. – С. 177–182. – DOI 10.21780/2223-9731-2019-78-3-177-182.

211. NewView 600. Microscope Application Manual. – URL: <https://engineering.tufts.edu/microfab/documents/Zygo.pdf> (дата обращения 15.08.2021).

212. Программа и методики исследования свойств модифицированного покрытия поверхности трибоконтакта ПП.0203.001-ПМ, ФГБОУ ВО РГУПС, утв. 24.12.2018г. – Ростов-на-Дону, 2018. – 20с.

213. Козаков, А.Т. Модификация и анализ поверхности сталей и сплавов / Козаков А.Т., Ярьсько С.И., Сидашов А.В.; ФГБОУ ВПО РГУПС. – Ростов н/Д, 2015. – 378 с.

214. Сидашов, А.В. Применение метода РФЭС для изучения особенности строения, химической связи и состава границы раздела оксид-металл бинарного сплава нихром / Сидашов А.В., Козаков А.Т., Бойко М.В. // Изв. РАН. Сер. Физ. – 2014. Т.78, № 4. – С. 385-397

215. Сидашов, А.В. Особенности модификации поверхности инструментальных сталей лазерным излучением / Сидашов А.В., Козаков А.Т., Колесников В.И., Мантуров Д.С., Ярьсько С.И. // Трение и износ. - 2020. Т. 41, № 6. - С. 738-744

216. Sidashov, A.V. The influence of the elemental composition of friction materials on the composition, microrelief and the mechanical characteristics of

metal counterbody's surface layers / Sidashov A.V., Kozakov A.T., Kolesnikov V.I., Sergienko V.P. // Springer Proceedings in Physics. - 2017. Vol. 193, pages 419-433. DOI: 10.1007/978-3-319-56062-5_35

217. Sidashov, A.V. Nonequilibrium processes of segregation and diffusion in metal-polymer tribosystems / Sidashov A.V., Kolesnikov I.V. // AIP Conference Proceedings. - 2017. Vol. 1915. DOI: 10.1063/1.5017319

218. Sidashov, A.V. Auger and X-ray photoelectron spectroscopy study of the tribocontact surface after laser modification / Sidashov A.V., Kozakov A.T., Yaresko S.I. // Mater. Sci. Forum. - 2016. Vol. 870, pages 298-302. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.870.298

219. Майба И.А. Обоснование технических требований к активаторам трения в зоне контакта "колесо - рельс" / Майба И.А., Ананко А.М., Бекетов А.С., Никитина М.И. / Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2017. № 1 (65). С. 54-61.

220. Шаповалов В.В. Повышение эффективности системы "путь - подвижной состав" / Шаповалов В.В., Майба И.А., Щербак П.Н., Озябкин А.Л., Фейзов Э.Э. / Локомотив. 2011. № 5 (653). С. 40-42.

221. Шаповалов В.В. Повышение эффективности системы "путь - подвижной состав" / Шаповалов В.В., Майба И.А., Щербак П.Н., Озябкин А.Л., Фейзов Э.Э. / Локомотив. 2011. № 6 (654). С. 40-41.

222. Майба И.А. Активизация сцепления в системе «колесо-рельс» на основе применения модификаторов трения нового поколения / Майба И.А., Данилейко Д.А., Глазунов Д.В. / Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2008. № 3 (31). С. 5-12.

223. Евдокимов Ю.А. Пути снижения износа железнодорожной техники / Евдокимов Ю.А., Богданов В.М., Щербаков А.В., Майба И.А. / Железнодорожный транспорт. 1995. № 12. С. 23-25.

224. Шаповалов В.В. Методы устранения износа колес и рельсов / Шаповалов В.В., Щербак П.Н., Майба И.А., Костыгов В.Т. / Железнодорожный транспорт. 2004. № 3. С. 110-115.

225. Патент РФ № RU 2740465 С1. Способ термоплакирования стальных поверхностей трения / В.В. Шаповалов, В.Б. Мищиненко, П.Н. Щербак, П.В. Харламов [и др.]; В61К 3/02, № заявки 2019145543, заявл. 30.12.2019; опубл. 14.01.2021.

226. Патент РФ № RU 2750585 С1 Способ модифицирования систем термоплакирования стальных поверхностей трения / В.В. Шаповалов, В.Б. Мищиненко, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов [и др.]; В61К 3/02, № заявки 2020134704, заявл. 21.10.2020; опубл. 29.06.2021.

227. Евдокимов Ю.А. Влияние динамических сил в зоне фрикционного контакта на износ рельсов / Евдокимов Ю.А., Майба И.А. / Механика и физика фрикционного контакта. 1997. С. 105.

228. Богданов В.М. Проблемы износа колес и рельсов. возможные способы борьбы / Богданов В.М., Евдокимов Ю.А., Кашников В.Н., Майба И.А. / Железнодорожный транспорт. 1996. № 12. С. 30-33.

229. Евдокимов Ю.А. Влияние нагрузок и скоростей движения подвижного состава на износ / Евдокимов Ю.А., Майба И.А., Кротов В.Н., Рябчун С.В. / В сборнике: Совершенствование конструкций, технического обслуживания и ремонта подвижного состава в современных условиях. Сборник научных трудов. МПС СССР, Ростовский государственный университет путей сообщения. Ростов-на-Дону, 1995. С. 17-21.

230. Евдокимов Ю.А. Проблемы износа открытых узлов трения вагонов / Евдокимов Ю.А., Шаповалов В.В., Майба И.А., Кротов В.Н. / В сборнике: Совершенствование конструкций, технического обслуживания и ремонта подвижного состава в современных условиях. Сборник научных трудов. МПС СССР, Ростовский государственный университет путей сообщения. Ростов-на-Дону, 1995. С. 21-25.

231. Харламов П.В. Проектирование системы подачи модификаторов трения к фрикционным поверхностям трибологического контакта "колесо-рельс" / П.В. Харламов / Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. № 2 (82). С. 58-66.

232. Шаповалов, В.В. Металлоплакирование рабочих поверхностей трения пары “колесо - рельс” / В.В. Шаповалов, Ю.Ф. Мигаль, А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, Р.А. Корниенко, Е.С. Новиков, Э.Э. Фейзов, П.В. Харламов //Трение и износ. 2020. Т. 41. № 4. С. 464-474. DOI: 10.3103/S1068366620040121

Горизонтальная динамика трехосной тележки в переходной и круговой кривой

Параметры экипажной части:

$M_p := 10.5$		Масса тележки, подрессоренная, т
$J_p := 30$		Момент инерции тележки, $тм^2$
$M_n := 4.25$		Масса неподрессоренная, т
$M_b := 275.6$	$M_b := M_b - 4 \cdot (M_p + 3 \cdot M_n)$	Масса кузова (без массы тележек и кол. пар), т
	$M_b := 0.5 \cdot M_b = 91.3$	
$J_b := 1400$		Момент инерции кузова, $тм^2$
$P := 225.4$	$P := 0.5 \cdot P$	Статическая нагрузка колёсной пары на рельсы, кН
	$P = 112.7$	
$a_s := 3.315$		Половина шкворневой базы кузова, м
$a_c := -0.185$		Продольное расстояние шкворня относительно средней колёсной пары, м
$a_p := 1.85$		Половина базы тележки, м
$C_{yb0} := 756$	$y_{b0} := 0.020$	Поперечная жёсткость кузов-тележка, кН/м
$C_{yb1} := 4000$	$y_{b1} := 0.040$	
$B_y := 60$		Поперечное сопротивление кузов-тележка, кНс/м
$C_{fi} := 300$		Угловая жёсткость связи кузов-тележка, кНм/рад
$B_{fi} := 0$		Угловое сопротивление связи кузов-тележка, кНсм/рад
$r_0 := 0.525$		Радиус колеса по кругу катания, м
$C_{yp1} := 8000$		Поперечная жёсткость связи рама тележки - крайняя колёсная пара, кН/м
$C_{yp2} := 8000$		Поперечная жёсткость связи рама тележки - средняя колёсная пара, кН/м
$B_{yp1} := 0$		Поперечное сопротивление связи рама тележки - крайняя колёсная пара, кНс/м
$B_{yp2} := 0$		Поперечное сопротивление связи рама тележки - средняя колёсная пара, кНс/м
$y_{p20} := 0.014$		Свободный разбег средней колёсной пары, м
$h_c := 2$		Высота центра тяжести, м
$b_s := 0.8$		Половина расстояния между кругами катания, м
$\sigma_0 := 0.007$	для справки:	Половина свободного зазора в колее в прямой, м
	σ_1 0.007 1520	
$\sigma_1 := 0.0145$	0.012 1530	Половина свободного зазора в колее в кривой, м
	0.0145 1535	
	$2 \cdot (\sigma_1 - \sigma_0) + 1.52 = 1.535$	
$V_k := 40.13$	$V_k := \text{if}(V_k > 100, 100, V_k)$	Конструкционная скорость, км/ч
	$V := \frac{V_k}{3.6} = 11.15$	- " -, м/с
$Name := "2TE116"$		Вариант решения

Параметры пути:

$C_r := 23000$	Боковая жёсткость рельса, кН/м
$B_r := 250$	Боковое сопротивление рельса, кНс/м

$$R := 250$$

$$\rho_1 := \frac{1}{R} = 0.004$$

$$hR := 0.13$$

$$g := 9.81$$

$$AnR := \left(\frac{V^2}{R} - \frac{g \cdot hR}{2 \cdot bs} \right) = -0.3$$

Радиус криволинейного участка пути, м

Кривизна пути, м⁻¹

Возвышение наружного рельса, м

Ускорение свободного падения, м/с²

Непогашенное ускорение, м/с²

Модель пути:

$$h_0 := 0.0$$

$$sr_0 := 10$$

$$\rho_0 := 1 \cdot 10^{-15}$$

$$sr_1 := 50$$

$$\rho_1 = 0.004$$

$$h_1 := hR$$

$$sR := 150$$

$$sr_2 := 50$$

$$sr_3 := 200$$

$$S_m := sr_0 + sr_1 + sR + sr_2 + sr_3 = 460$$

$$T_m := \frac{S_m}{V} = 41.266 \quad \text{секунд}$$

$$s_i := 0, 1 \dots S_m$$

Возвышение наружного рельса при входе в кривую

Длина переходного участка на входе в кривую

Кривизна участка пути на входе в кривую

Длина переходной кривой

Кривизна криволинейного участка пути

Возвышение наружного рельса в кривой пути

Длина криволинейного участка пути

Длина переходной кривой

Длина прямолинейного участка пути

Длина моделируемого участка пути

Время прохождения моделируемого участка пути

Моделируемый участок пути

Изменение кривизны пути вдоль участка, 1/м

$$\begin{aligned} \rho(s) := & \rho_0 + \Phi(s - sr_0) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{sr_1} \cdot (s - sr_0) \dots \\ & + -\Phi(s - sr_0 - sr_1) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{sr_1} \cdot (s - sr_0 - sr_1) \dots \\ & + -\Phi(s - sr_0 - sr_1 - sR) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{sr_2} \cdot (s - sr_0 - sr_1 - sR) \dots \\ & + \Phi(s - sr_0 - sr_1 - sR - sr_2) \cdot \frac{\rho_1 - \rho_0}{sr_2} \cdot (s - sr_0 - sr_1 - sR - sr_2) \end{aligned} \quad (2.9)$$

Половина свободного зазора в колее в кривой, м

$$\sigma_0 = 0.007$$

Свободный зазор на прямом участке пути

$$\sigma_1 = 0.015$$

Свободный зазор в круговой кривой

$$\begin{aligned} \sigma(s) := & \sigma_0 + \Phi(s - sr_0) \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{sr_1} \cdot (s - sr_0) \dots \\ & + -\Phi(s - sr_0 - sr_1) \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{sr_1} \cdot (s - sr_0 - sr_1) \dots \\ & + -\Phi(s - sr_0 - sr_1 - sR) \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{sr_2} \cdot (s - sr_0 - sr_1 - sR) \dots \\ & + \Phi(s - sr_0 - sr_1 - sR - sr_2) \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{sr_2} \cdot (s - sr_0 - sr_1 - sR - sr_2) \end{aligned}$$

По нормам устройства пути

$$\sigma_{\max}(\rho) := \sigma_0 + 0.005 \cdot \Phi\left(349 - \frac{1}{\rho}\right) + 0.0025 \cdot \Phi\left(299 - \frac{1}{\rho}\right) \quad \sigma_0 = 0.007$$

Изменение возвышения наружного рельса вдоль пути

$$\begin{aligned} h(s) := & h_0 + \Phi(s - sr_0) \cdot \frac{h_1 - h_0}{sr_1} \cdot (s - sr_0) \dots \\ & + -\Phi(s - sr_0 - sr_1) \cdot \frac{h_1 - h_0}{sr_1} \cdot (s - sr_0 - sr_1) \dots \\ & + -\Phi(s - sr_0 - sr_1 - sR) \cdot \frac{h_1 - h_0}{sr_2} \cdot (s - sr_0 - sr_1 - sR) \dots \\ & + \Phi(s - sr_0 - sr_1 - sR - sr_2) \cdot \frac{h_1 - h_0}{sr_2} \cdot (s - sr_0 - sr_1 - sR - sr_2) \end{aligned} \quad (2.10)$$

Изменение непогашенного ускорения вдоль пути, м/с²

$$A_n(s) := V^2 \cdot \rho(s) - \frac{g \cdot h(s)}{2 \cdot bs} \quad (2.8)$$

Перераспределение вертикальной нагрузки колёс на рельсы:

$$p_0 := \frac{hc}{g \cdot bs} = 0.255 \quad \text{Относительное перераспределение нагрузки на колесо} \quad (2.7)$$

Статическая нагрузка колёсной пары на рельсы

$$P_0 := \frac{(M_b + 2 \cdot M_p + 6 \cdot M_n) \cdot g}{12} = 112.652 \quad P = 112.7 \quad \text{кН} \quad (2.6)$$

Моделирование трибологических характеристик:

$$K := 235 \cdot P_0 - 2.4 \cdot P_0^2 + 0.01 \cdot P_0^3 = 10312.1 \quad \text{Коэффициент Кривы, кН по Мюллеру} \quad (2.1)$$

Эмпирическая формула коэффициента трения тягового колеса (2.2)

$$f_{mm}(v, s) := \min \left(0.25, \frac{8}{100 + 20 \cdot v} + 0.042 + 3.026 \cdot 10^{-3} \cdot s - 1.553 \cdot 10^{-5} \cdot s^2 + 3.366 \cdot 10^{-8} \cdot s^3 \dots \right)^{\blacksquare}$$

$$+ 2.626 \cdot 10^{-11} \cdot s^4$$

data1 := READPRN("фрикционная поверхность.txt")

n := длина(data1) = 3274

i := 0..n - 1

road1_i := i · $\frac{Sm}{n}$

ps := pspline(road1, data1)

f_T(s) := interp(ps, road1, data1, s)

f_T(s) := fmm(Vk, s)[■]

Максимальный коэффициент трения на текущей скорости движения

$$Ks(s) := \frac{K}{P_0 \cdot f_T(s)} \quad \text{Удельный коэффициент Крипа} \quad (2.3)$$

$$fm(s) := \begin{pmatrix} f_T(s) \cdot 1.01 & f_T(s) \\ f_T(s) \cdot 0.92 & f_T(s) \cdot 0.9 \\ f_T(s) \cdot 0.82 & f_T(s) \cdot 0.8 \end{pmatrix} \quad \text{Коэффициент трения колёс по рельсам по} \\ \text{кругу катания (3 к.п. левый - правый)}$$

Коэффициент трения гребня колеса по рельсу

$$f_{TC}(s) := 0.057 + 1.177 \cdot 10^{-3} \cdot s - 2.145 \cdot 10^{-5} \cdot s^2 + 1.594 \cdot 10^{-7} \cdot s^3 - 4.271 \cdot 10^{-10} \cdot s^4 + \dots \\ + 3.791 \cdot 10^{-13} \cdot s^5 \quad (2.4)$$

data2 := READPRN("антифрикционная поверхность.txt")

n := длина(data2) = 5012

i := 0..n - 1

road2_i := i · $\frac{Sm}{n}$

ps := pspline(road2, data2)

f_{TC}(s) := interp(ps, road2, data2, s)

Скорости проскальзывания (крип)

$$\beta(k) := \text{atan}(0.05) \cdot (-1)^{k+1} \quad \text{угол наклона конической части} \\ \text{профиля колеса по кругу катания} \quad (2.15)$$

относительное изменение радиуса колеса

$$\Delta r(j, k, y, \psi) := \frac{y + (-1)^{j+1} \cdot (2 - j) \cdot ar \cdot \psi}{r_0} \cdot \beta(k) \quad (2.14)$$

Продольное проскальзывание:

$$ux(j, k, \eta, \psi, \psi_1, s) := \Delta r(j, k, \eta, \psi) + (-1)^k \cdot bs \cdot \left(\rho(s) - \frac{\psi_1}{V} \right) \quad (2.13)$$

Поперечное проскальзывание:

$$uy(j, \eta_1, \psi, s) := \psi - \frac{\eta_1}{V} + (2 - j) \cdot ar \cdot \rho(s) \quad (2.18)$$

Полная скорость проскальзывания:

$$u(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) := \sqrt{ux(j, k, \eta, \psi, \psi_1, s)^2 + \left(\frac{uy(j, \eta_1, \psi, s)}{\cos(\beta(k))} \right)^2} \quad (2.12)$$

Функция касательной силы трения в точке контакта колеса и рельса, определяемой в рамках нелинейной теории Крипа

Относительная величина силы крипа

$$fsi(u, s) := f_T(s) \cdot \frac{Ks(s) \cdot u}{\sqrt{1 + Ks(s)^2 \cdot u^2}} \quad ui := -0.020, -0.0199 .. 0.020$$

$$Fs(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) := fm(s)_{j-1, k-1} \cdot \frac{Ks(s)}{\sqrt{1 + Ks(s)^2 \cdot u(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s)^2}} \quad (2.11)$$

Нормальная сила по кругу катания

$$N(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) := \frac{P_0 \cdot [1 + p_0 \cdot An(s) \cdot (-1)^{k+1}]}{Fs(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) \cdot uy(j, \eta_1, \psi, s) \cdot \tan(\beta(k)) + \cos(\beta(k))} \quad (2.5)$$

Проекции силы Крива (2.19, 2.20)

$$X(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) := N(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) \cdot (Fs(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) \cdot ux(j, k, \eta, \psi, \psi_1, s))$$

$$Y(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) := N(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) \cdot (Fs(j, k, \eta, \eta_1, \psi, \psi_1, s) \cdot uy(j, \eta_1, \psi, s) - \sin(\beta(k)))$$

Нелинейные характеристики связей:

Характеристика поперечной связи "кузов - тележка" имеет участок, жёсткость которого определяется работой роликовых опор, и участок, включающий дополнительный упругий упор.

$$FYb(y) := Cyb0 \cdot y + (Cyb1 - Cyb0) \cdot \left[y + \frac{1}{2} \cdot (|y - yb0| - |y + yb0|) \right] \dots \\ + 20 \cdot Cyb1 \cdot \left[y + \frac{1}{2} \cdot (|y - yb1| - |y + yb1|) \right] \quad y_i := -0.045, -0.0449 .. 0.045 \quad (2.22)$$

Упругая характеристика связи "тележка - средняя колёсная пара", определяемая свободным ходом колёсной пары относительно буксы и упругой связью буксы и рамы тележки.

$$FYp2(y) := Cyp2 \cdot \left[y + \frac{1}{2} \cdot (|y - yp20| - |y + yp20|) \right] \quad y_{i2} := -0.020, -0.019 .. 0.020 \quad (2.24)$$

Направляющая сила поперечного перемещения колёсной пары, определяемая свободным ходом поперечного перемещения колёсной пары

$$Yn(\eta, s) := Cr \cdot \left[\eta + \frac{1}{2} \cdot (|\eta - \sigma(s)| - |\eta + \sigma(s)|) \right] \quad (2.23)$$

$$e := \sigma_1 = 0.015 \quad e_{max} := 1.3 \cdot e \quad y_u := -e_{max}, -e_{max} + 0.00005 .. e_{max}$$

Параметры интегрирования

$$T_m = 41.266$$

$$dt := 0.01 \quad \text{шаг интегрирования}$$

$$N_t := \text{round}\left(\frac{T_m}{dt}\right) + 1 = 4128 \quad \text{количество точек на интервале}$$

Вектор начальных условий

$$y := (0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0)^T$$

$$\begin{aligned}
& y_1 \\
& \frac{1}{M_b} \cdot [FY_b(y_2 - y_0) + B_y \cdot (y_3 - y_1)] + A_n(V \cdot t) \\
& y_3 \\
& \frac{1}{M_p} \cdot \left[\begin{aligned} & FY_b(y_0 - y_2) + B_y \cdot (y_1 - y_3) \dots \\ & + [-C_{yp1} \cdot (2 \cdot y_2 - y_4 - y_6) - B_{yp1} \cdot (2 \cdot y_3 - y_5 - y_7)] \dots \\ & + [-FY_{p2}(y_2 - y_{10}) - B_{yp2} \cdot (y_3 - y_{11})] \end{aligned} \right] + A_n(V \cdot t) \\
& y_5 \\
& \frac{1}{M_n} \cdot \left[\begin{aligned} & C_{yp1} \cdot (y_2 - y_4 + a_p \cdot y_8) + B_{yp1} \cdot (y_3 - y_5 + a_p \cdot y_9) \dots \\ & + Y(1, 1, y_4, y_5, y_8, y_9, V \cdot t) + Y(1, 2, y_4, y_5, y_8, y_9, V \cdot t) - Y_n(y_4, V \cdot t) \end{aligned} \right] \dots \\
& + A_n(V \cdot t + a_p) \\
& y_7 \\
& \frac{1}{M_n} \cdot \left[\begin{aligned} & C_{yp1} \cdot (y_2 - y_6 - a_p \cdot y_8) + B_{yp1} \cdot (y_3 - y_7 - a_p \cdot y_9) \dots \\ & + Y(3, 1, y_6, y_7, y_8, y_9, V \cdot t) + Y(3, 2, y_6, y_7, y_8, y_9, V \cdot t) - Y_n(y_6, V \cdot t) \end{aligned} \right] \dots \\
& + A_n(V \cdot t - a_p) \\
& y_9 \\
& \frac{1}{J_p} \cdot \left[\begin{aligned} & C_{fi} \cdot (a_s \cdot \rho(V \cdot t) - y_8) - B_{fi} \cdot y_9 + a_p \cdot \left[\begin{aligned} & C_{yp1} \cdot (y_4 - y_6 - 2 \cdot a_p \cdot y_8) \dots \\ & + B_{yp1} \cdot (y_5 - y_7 - 2 \cdot a_p \cdot y_9) \end{aligned} \right] \dots \\ & + a_c \cdot FY_b(y_2 - y_0) + b_s \cdot \left(\begin{aligned} & X(1, 2, y_4, y_5, y_8, y_9, V \cdot t) - X(1, 1, y_4, y_5, y_8, y_9, V \cdot t) \dots \\ & + X(3, 2, y_6, y_7, y_8, y_9, V \cdot t) - X(3, 1, y_6, y_7, y_8, y_9, V \cdot t) \dots \\ & + X(2, 2, y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, V \cdot t) \dots \\ & + -X(2, 1, y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, V \cdot t) \end{aligned} \right) \dots \end{aligned} \right] \\
& y_{11} \\
& \frac{1}{M_n} \cdot \left[\begin{aligned} & FY_{p2}(y_2 - y_{10}) + B_{yp2} \cdot (y_3 - y_{11}) \dots \\ & + Y(2, 1, y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, V \cdot t) + Y(2, 2, y_{10}, y_{11}, y_8, y_9, V \cdot t) - Y_n(y_{10}, V \cdot t) \end{aligned} \right] \dots \\
& + A_n(V \cdot t)
\end{aligned}$$

Решение

$$G := R_{kadapt}(y, 0, T_m, N_t, H)$$

$$n := 0..N_t$$

Количество точек решения

$$T := G^{(0)}$$

$$Rs2^{(0)} := T$$

Моделируемое время, с

$$S := V \cdot T$$

Пройденный путь, м

$$\eta_b := G^{(1)}$$

$$\eta_{\eta b} := G^{(2)}$$

Поперечное перемещение центра масс кузова и его скорость

$$\eta_p := G^{(3)}$$

$$\eta_{\eta p} := G^{(4)}$$

Поперечное перемещение центра масс рамы тележки и его скорость

$$\eta_1 := G^{(5)}$$

$$\eta_{\eta 1} := G^{(6)}$$

Поперечное перемещение центра масс 1 колёсной пары

$$\eta_3 := G^{(7)}$$

$$\eta_{\eta 3} := G^{(8)}$$

Поперечное перемещение центра масс 3 колёсной пары

$$\psi_p := G^{(9)}$$

$$\psi_{\psi p} := G^{(10)}$$

Угол поворота (влияние) рамы тележки и его скорость

$$\eta_2 := G^{\langle 11 \rangle} \quad \eta\eta_2 := G^{\langle 12 \rangle}$$

Поперечное перемещение центра масс 2 колёсной пары

$$y_{b_n} := \eta b_n - \eta p_n$$

Перемещение кузова относительно тележки

$$y_{1_n} := \eta 1_n - \eta p_n - ap \cdot \psi p_n - \frac{\rho(S_n) \cdot ap^2}{2}$$

Перемещения колёсных пар относительно рамы тележки

$$y_{2_n} := \eta 2_n - \eta p_n - \frac{\rho(S_n) \cdot ap^2}{2}$$

$$y_{3_n} := \eta 3_n - \eta p_n + ap \cdot \psi p_n - \frac{\rho(S_n) \cdot ap^2}{2}$$

$$Y_{b_n} := FYb(\eta b_n - \eta p_n) + By \cdot (\eta \eta b_n - \eta \eta p_n) \quad Rs2^{\langle 1 \rangle} := Y_b \text{ Возвращающая сила кузова локомотива} \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned} Y_{n1_n} &:= Y_n(\eta 1_n, S_n) & Rs2^{\langle 2 \rangle} &:= Y_{n1} \\ Y_{n2_n} &:= Y_n(\eta 2_n, S_n) & Rs2^{\langle 3 \rangle} &:= Y_{n2} \\ Y_{n3_n} &:= Y_n(\eta 3_n, S_n) & Rs2^{\langle 4 \rangle} &:= Y_{n3} \end{aligned} \quad \begin{array}{l} \text{Направляющие силы определяют боковой износ головки рельсов и гребней колёс} \\ (2.23) \end{array}$$

Фактор износа гребней

$$\begin{aligned} Fg_{1_n} &:= Y_{n1_n} \cdot \left(\psi p_n + \frac{ap}{R} \right) \cdot f_{TC}(S_n) & Rs2^{\langle 11 \rangle} &:= Fg_1 \\ Fg_{2_n} &:= Y_{n2_n} \cdot (\psi p_n) \cdot f_{TC}(S_n) & Rs2^{\langle 12 \rangle} &:= Fg_2 \\ Fg_{3_n} &:= Y_{n3_n} \cdot \left(\psi p_n - \frac{ap}{R} \right) \cdot f_{TC}(S_n) & Rs2^{\langle 13 \rangle} &:= Fg_3 \end{aligned} \quad (2.28)$$

Рамные силы определяют поперечный сдвиг пути

$$\begin{aligned} Y_{p1_n} &:= Cyp1 \cdot (\eta p_n - \eta 1_n + ap \cdot \psi p_n) + Byp1 \cdot (\eta \eta p_n - \eta \eta 1_n + ap \cdot \psi \psi p_n) & Rs2^{\langle 5 \rangle} &:= Y_{p1} \\ Y_{p2_n} &:= FYp2(\eta p_n - \eta 2_n) + Byp2 \cdot (\eta \eta p_n - \eta \eta 2_n) & Rs2^{\langle 6 \rangle} &:= Y_{p2} \\ Y_{p3_n} &:= Cyp1 \cdot (\eta p_n - \eta 3_n - ap \cdot \psi p_n) + Byp1 \cdot (\eta \eta p_n - \eta \eta 3_n - ap \cdot \psi \psi p_n) & Rs2^{\langle 7 \rangle} &:= Y_{p3} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Нормальная сила по кругу катания (2.5)

$$\begin{aligned} N_{11_n} &:= N(1, 1, \eta 1_n, \eta \eta 1_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) & N_{12_n} &:= N(1, 2, \eta 1_n, \eta \eta 1_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) \\ N_{21_n} &:= N(2, 1, \eta 2_n, \eta \eta 2_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) & N_{22_n} &:= N(2, 2, \eta 2_n, \eta \eta 2_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) \\ N_{31_n} &:= N(3, 1, \eta 3_n, \eta \eta 3_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) & N_{32_n} &:= N(3, 2, \eta 3_n, \eta \eta 3_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Rs2^{\langle 14 \rangle} &:= N_{11} & Rs2^{\langle 23 \rangle} &:= N_{12} \\ Rs2^{\langle 17 \rangle} &:= N_{21} & Rs2^{\langle 26 \rangle} &:= N_{22} \\ Rs2^{\langle 20 \rangle} &:= N_{31} & Rs2^{\langle 29 \rangle} &:= N_{32} \end{aligned}$$

Силы крипа

$$\begin{aligned} Y_{11_n} &:= Y(1, 1, \eta 1_n, \eta \eta 1_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) & Y_{12_n} &:= Y(1, 2, \eta 1_n, \eta \eta 1_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) \\ Y_{21_n} &:= Y(2, 1, \eta 2_n, \eta \eta 2_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) & Y_{22_n} &:= Y(2, 2, \eta 2_n, \eta \eta 2_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) \\ Y_{31_n} &:= Y(3, 1, \eta 3_n, \eta \eta 3_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) & Y_{32_n} &:= Y(3, 2, \eta 3_n, \eta \eta 3_n, \psi p_n, \psi \psi p_n, S_n) \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} \text{Rs2}^{\langle 15 \rangle} &:= Y11 & \text{Rs2}^{\langle 24 \rangle} &:= Y12 \\ \text{Rs2}^{\langle 18 \rangle} &:= Y21 & \text{Rs2}^{\langle 27 \rangle} &:= Y22 \\ \text{Rs2}^{\langle 21 \rangle} &:= Y31 & \text{Rs2}^{\langle 30 \rangle} &:= Y32 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X11_n &:= X(1, 1, \eta_{1n}, \eta\eta_{1n}, \psi_{pn}, \psi\psi_{pn}, S_n) \\ X21_n &:= X(2, 1, \eta_{2n}, \eta\eta_{2n}, \psi_{pn}, \psi\psi_{pn}, S_n) \\ X31_n &:= X(3, 1, \eta_{3n}, \eta\eta_{3n}, \psi_{pn}, \psi\psi_{pn}, S_n) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X12_n &:= X(1, 2, \eta_{1n}, \eta\eta_{1n}, \psi_{pn}, \psi\psi_{pn}, S_n) \\ X22_n &:= X(2, 2, \eta_{2n}, \eta\eta_{2n}, \psi_{pn}, \psi\psi_{pn}, S_n) \\ X32_n &:= X(3, 2, \eta_{3n}, \eta\eta_{3n}, \psi_{pn}, \psi\psi_{pn}, S_n) \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} \text{Rs2}^{\langle 16 \rangle} &:= X11 & \text{Rs2}^{\langle 25 \rangle} &:= X12 \\ \text{Rs2}^{\langle 19 \rangle} &:= X21 & \text{Rs2}^{\langle 28 \rangle} &:= X22 \\ \text{Rs2}^{\langle 22 \rangle} &:= X31 & \text{Rs2}^{\langle 31 \rangle} &:= X32 \end{aligned}$$

Боковые силы, определяющие отжатие рельса и контактное давление колёс с рельсами

$$\begin{aligned} Yr1 &:= Yn1 - Y11 \\ Yr2 &:= Yn2 - Y21 \\ Yr3 &:= Yn3 - Y31 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rs2}^{\langle 8 \rangle} &:= Yr1 \\ \text{Rs2}^{\langle 9 \rangle} &:= Yr2 \\ \text{Rs2}^{\langle 10 \rangle} &:= Yr3 \end{aligned} \quad (2.27)$$

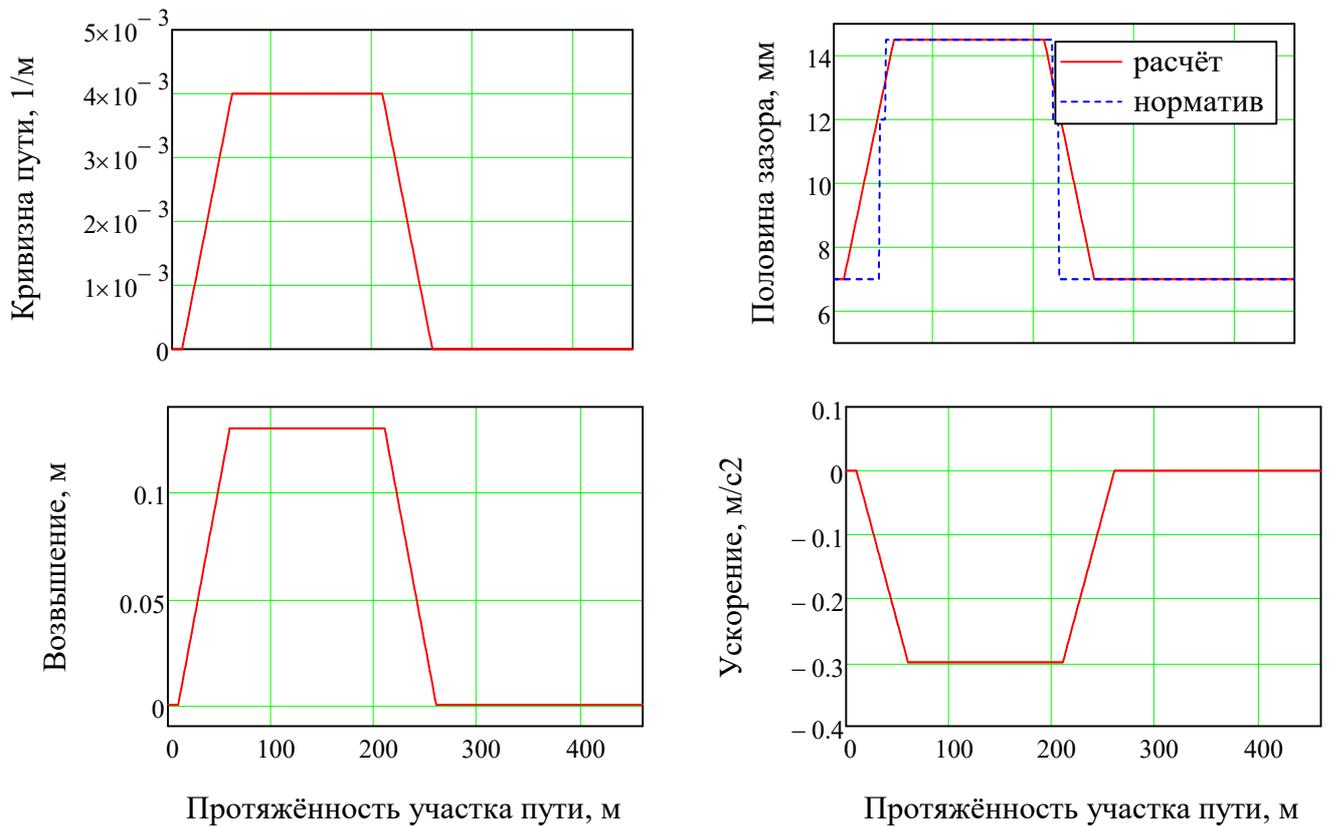


Рис. 1 - Моделируемый участок пути (4.49) - а; половина свободного зазора в колесе (4.50); (4.51) - б; возвышение наружного рельса вдоль пути (4.52) - в; непогашенное ускорение вдоль пути, m/s^2 (4.53) - г

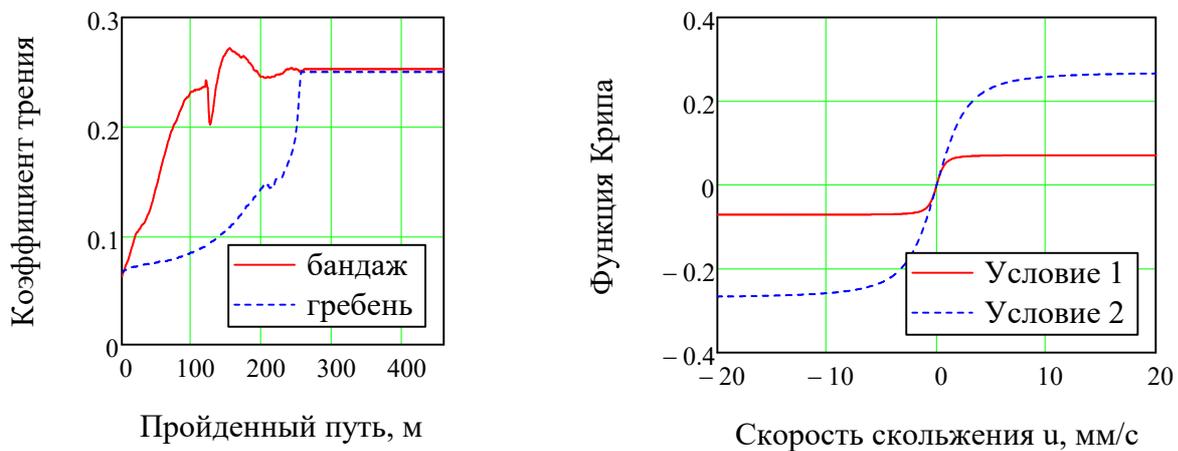


Рис. 2 - Зависимости коэффициента трения (а); касательной силы трения (б)
 Условие 1: Непошанное ускорение $A_n(5) = 0$; Коэф. тр. бандажа $f_m(5)_{0,0} = 0.07$;
 Коэф. тр. гребня $f_{TC}(5) = 0.07$;
 Условие 2: Непошанное ускорение $A_n(154) = -0.3$; Коэф. тр. бандажа $f_m(154)_{0,0} = 0.27$;
 Коэф. тр. гребня $f_{TC}(154) = 0.11$

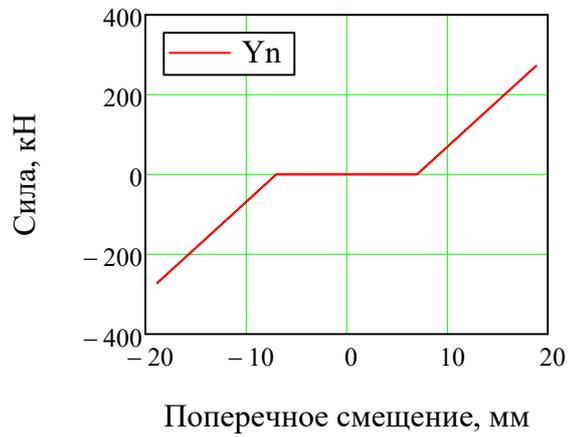
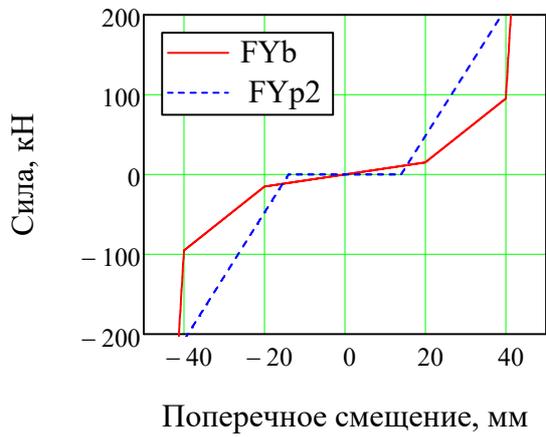


Рис. 3 - Нелинейные силовые характеристики: *а* поперечной связи «кузов-тележка»; *б* поперечной связи «тележка средняя колёсная пара»; *в* направляющая сила поперечного смещения колёсной пары

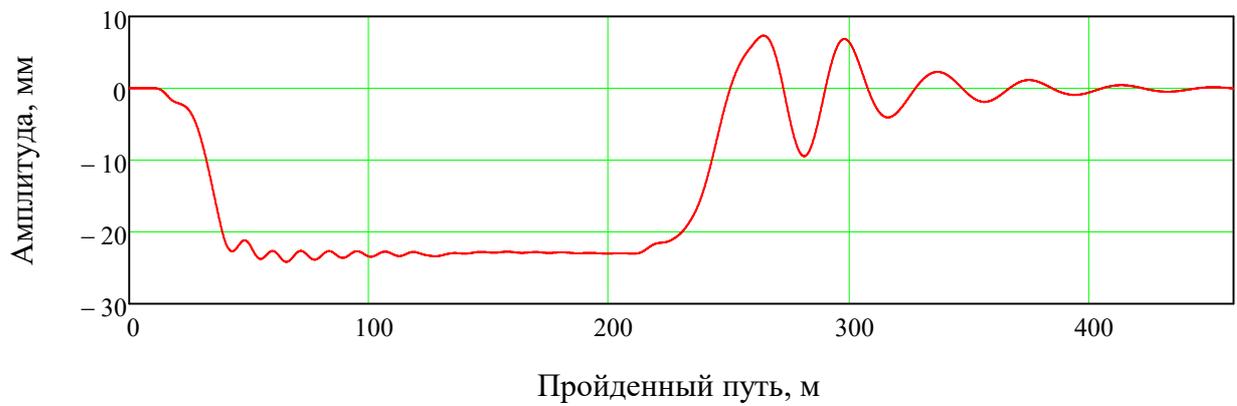


Рис. 10 - Поперечные смещения центра масс кузова

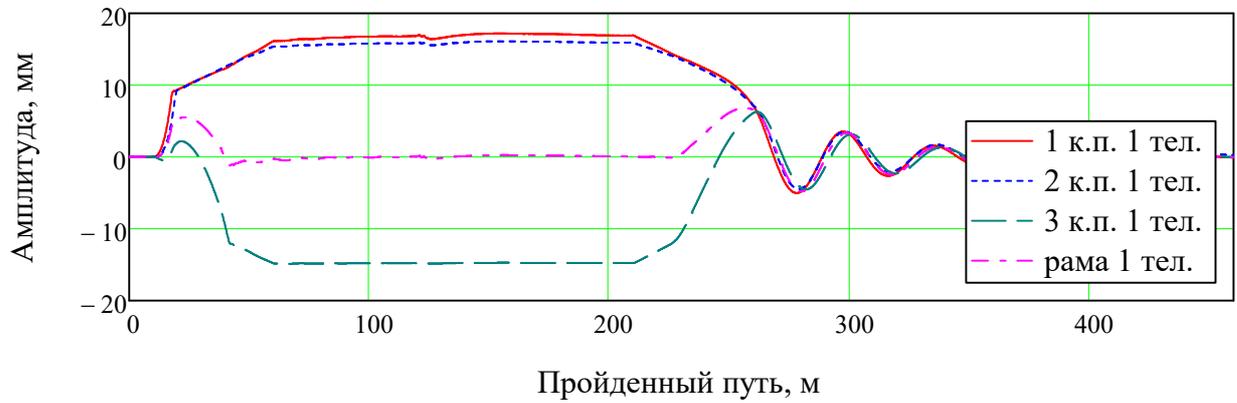


Рис. 11 - Поперечные смещения центра масс

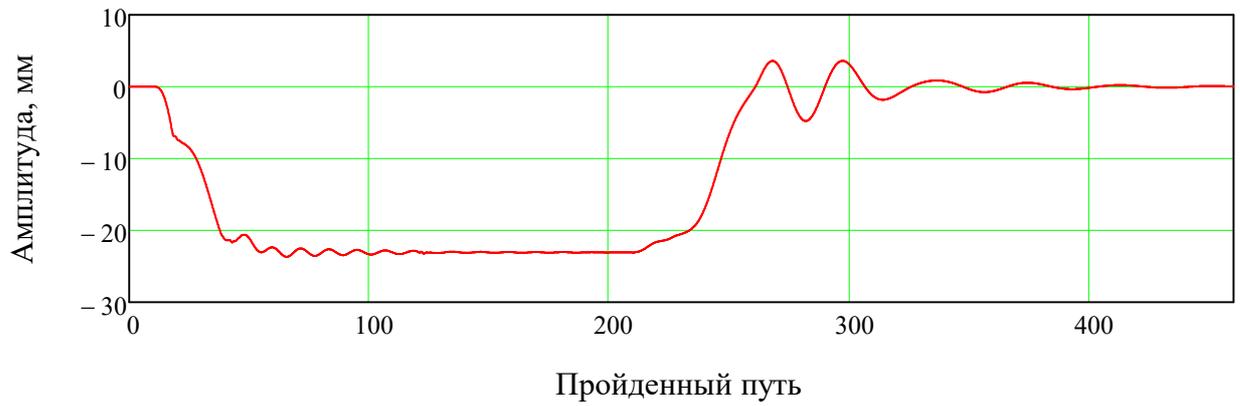


Рис. 12 - Перемещение кузова относительно тележки

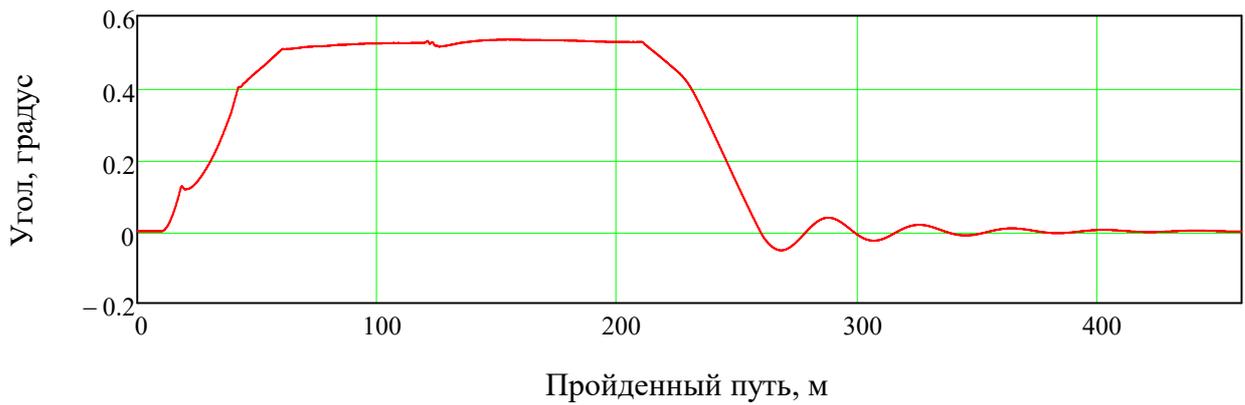


Рис. 13 - Угловые колебания тележки

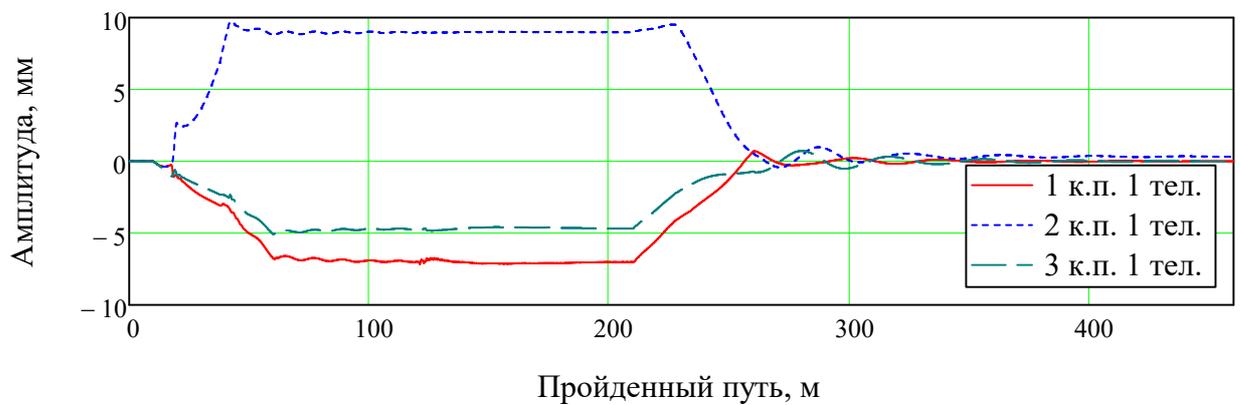


Рис. 14 - Перемещения колёсных пар относительно рамы тележки

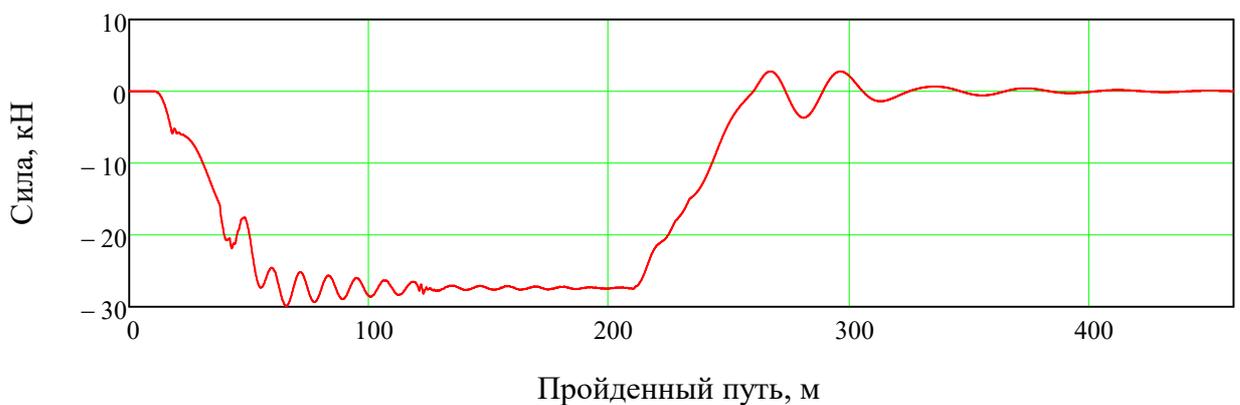


Рис. 15 - Возвращающая сила связи "кузов - тележка"

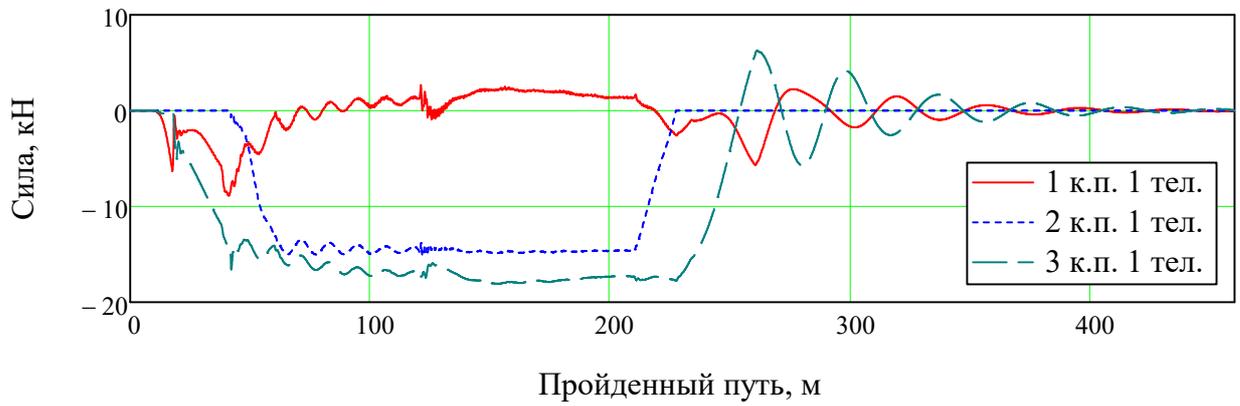


Рис. 16 - Рамные силы

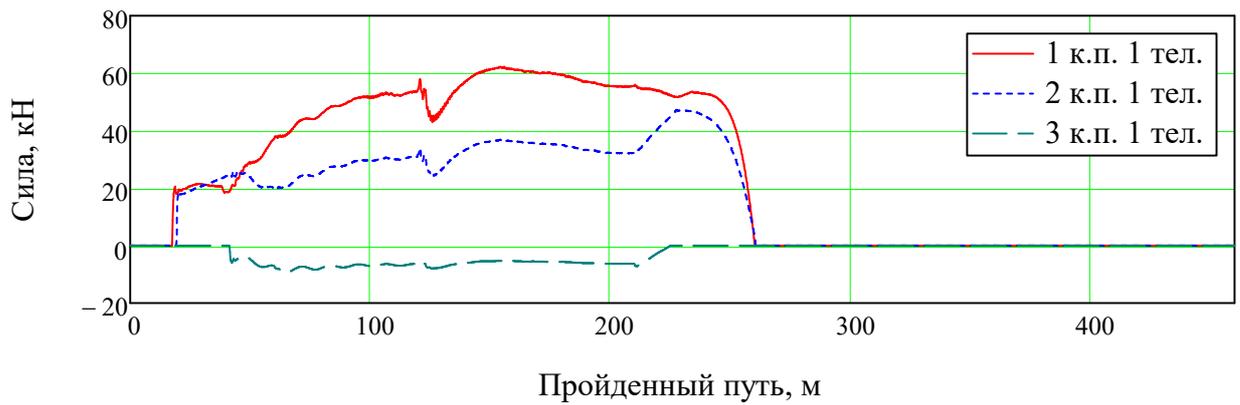


Рис. 17 - Направляющие силы

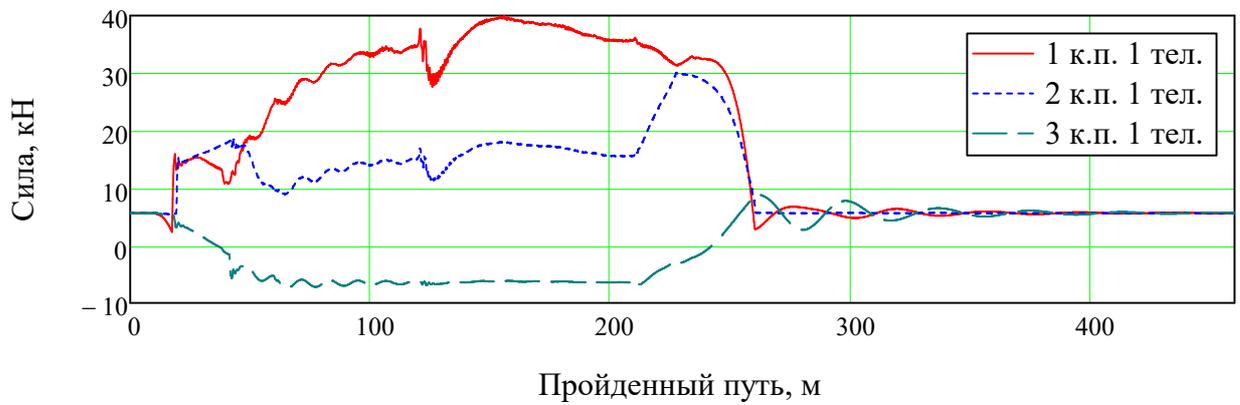


Рис. 18 - Боковые усилия на рельс

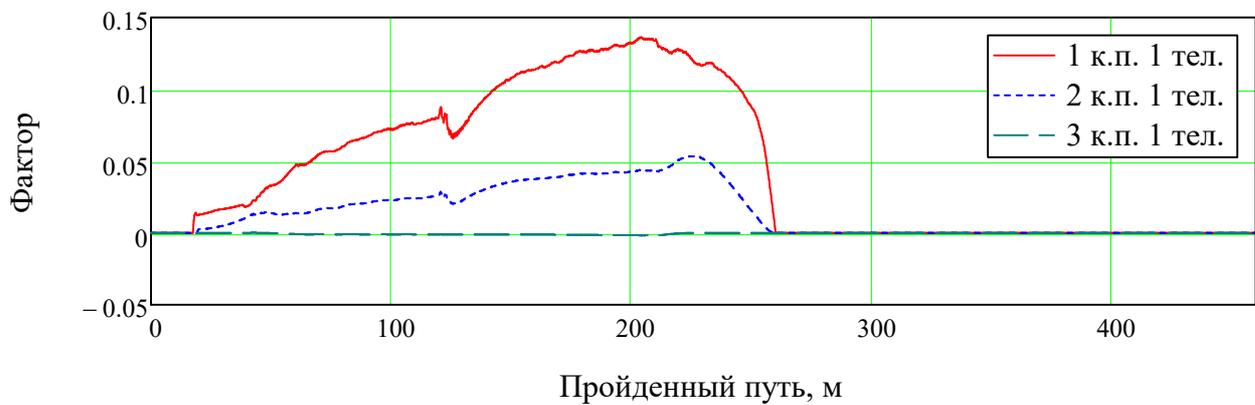


Рис. 19 - Фактор износа

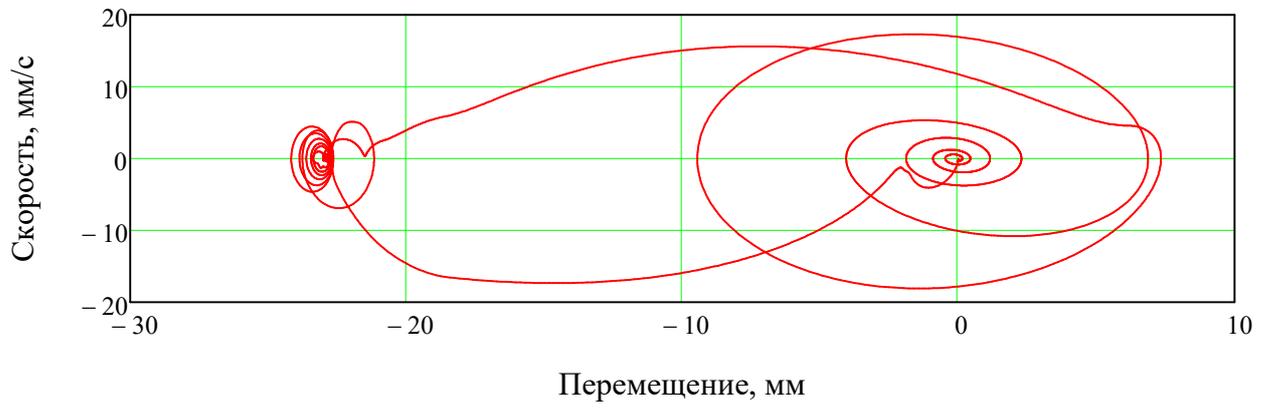


Рис. 20 - Фазовая диаграмма колебаний кузова

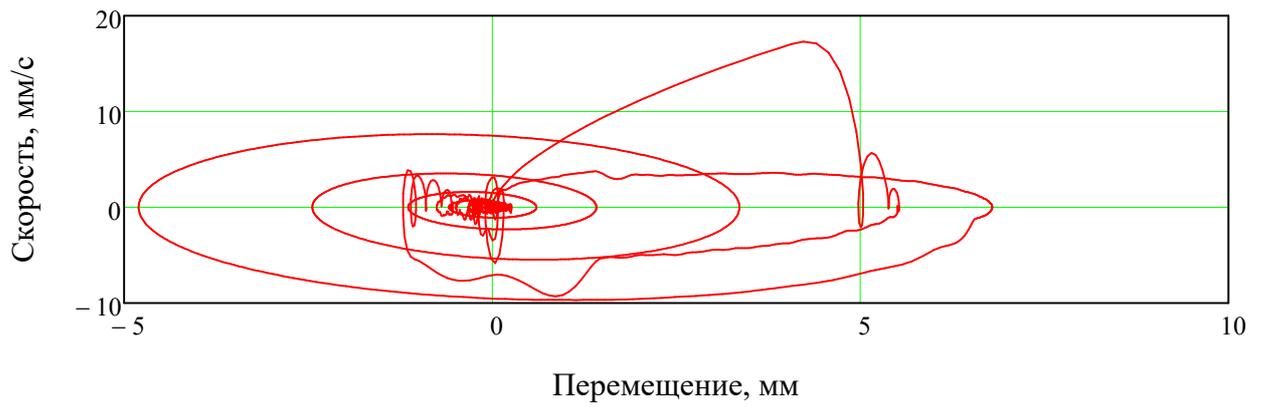


Рис. 21 - Фазовая диаграмма колебаний рамы тележки

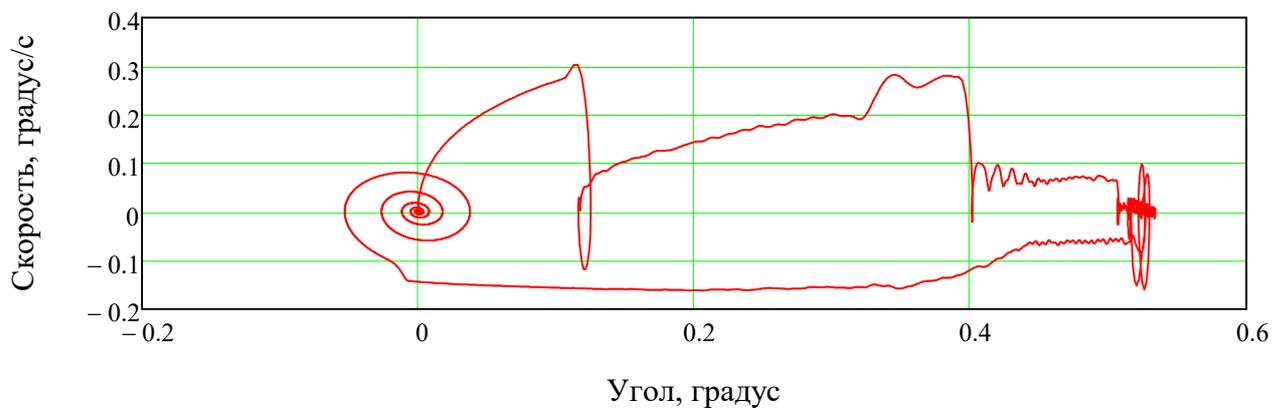


Рис. 22 - Фазовая диаграмма угловых колебаний тележки

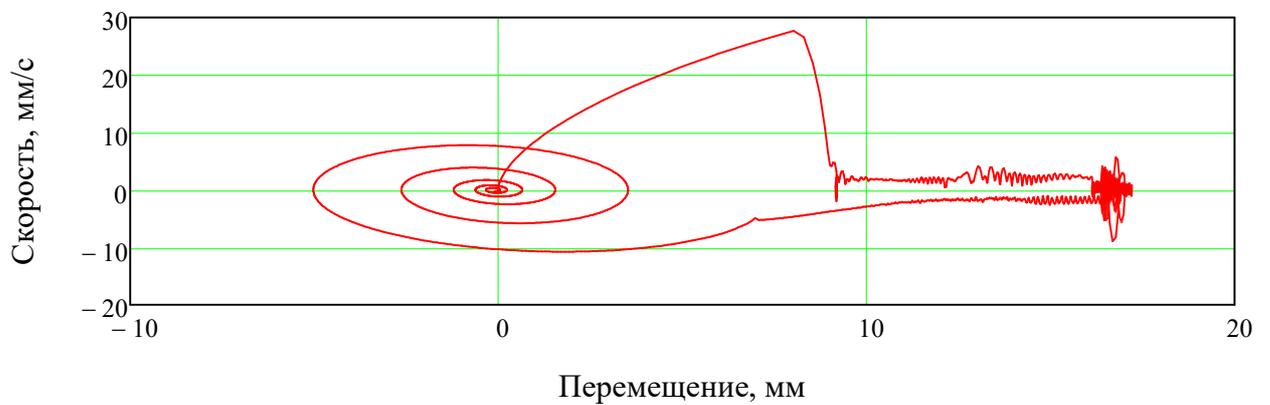


Рис. 23 - Фазовая диаграмма колебаний 1 к.п.

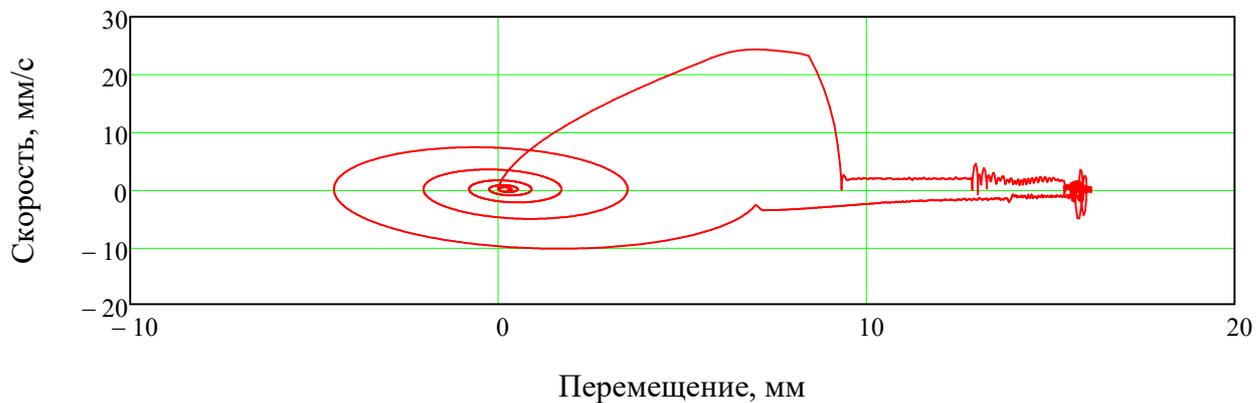


Рис. 24 - Фазовая диаграмма колебаний 2 к.п.

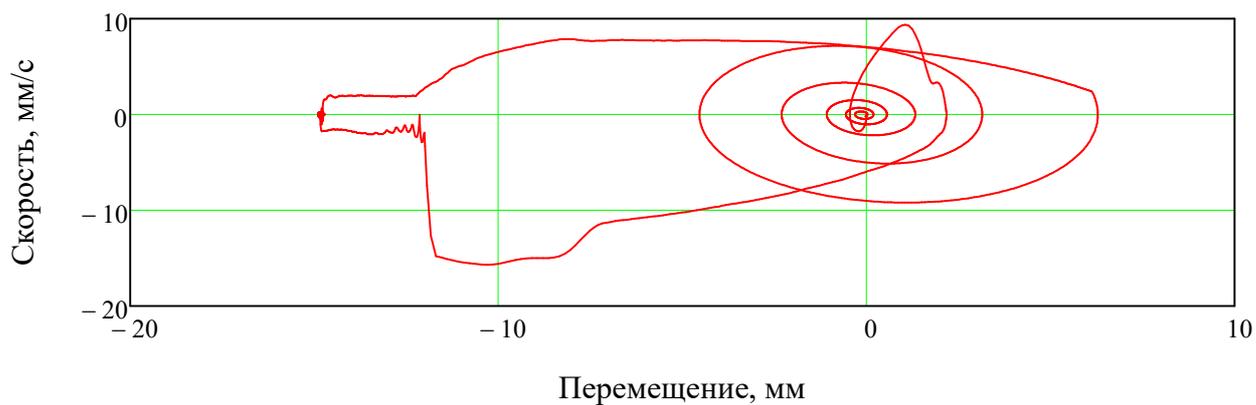


Рис. 25 - Фазовая диаграмма колебаний 3 к.п.

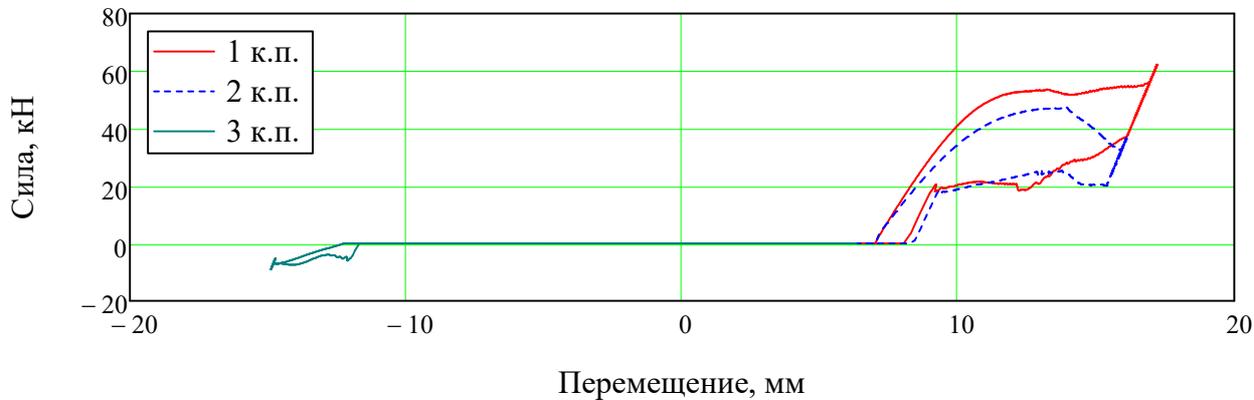


Рис. 26 - Гистерис направляющих сил

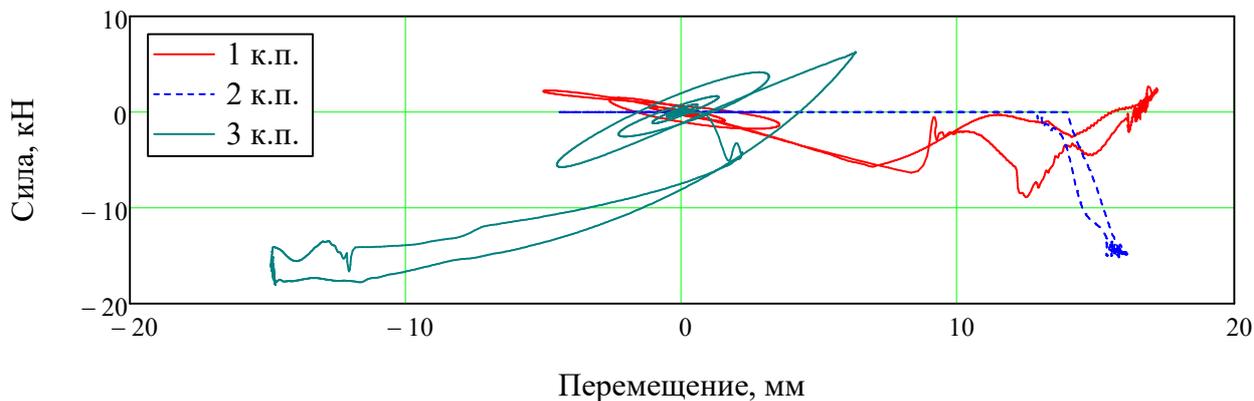


Рис. 27 - Гистерис рамных сил

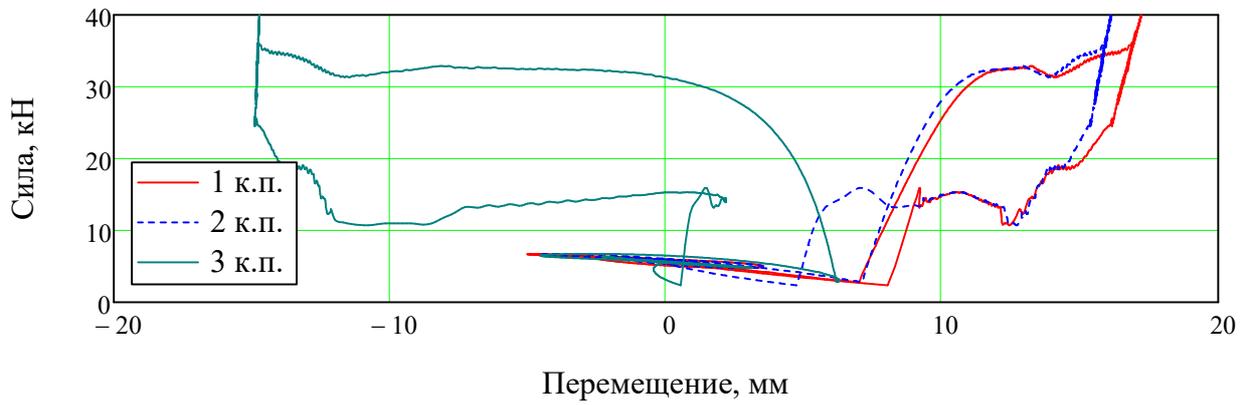


Рис. 28 - Гистерис боковых сил (отжатиe рельса)

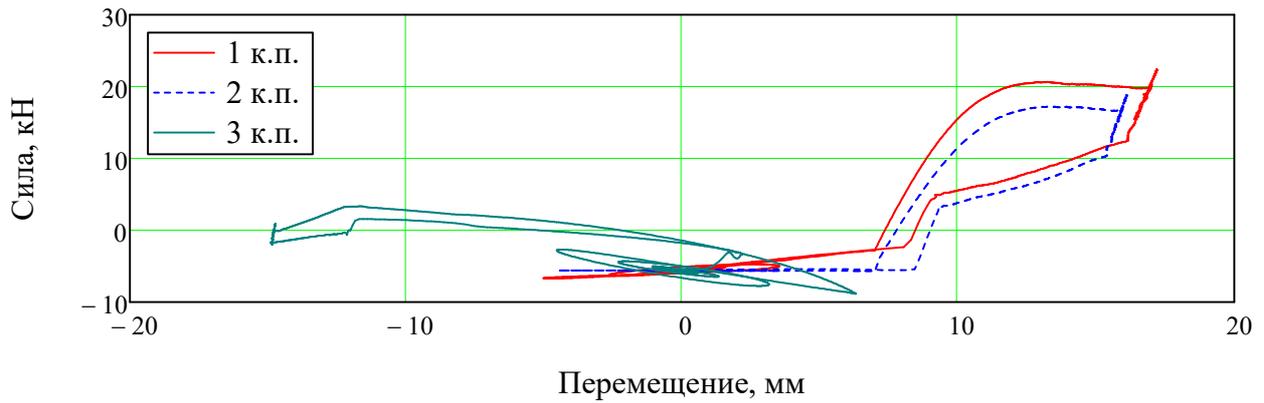


Рис. 29 - Гистерис поперечных сил крива (набегающее колесо)

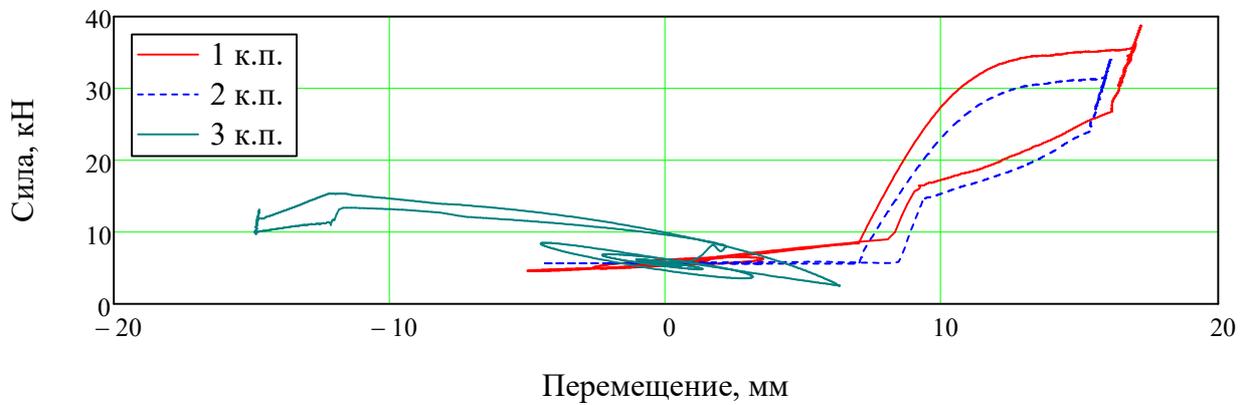


Рис. 30 - Гистерис поперечных сил крива (внутреннее колесо)

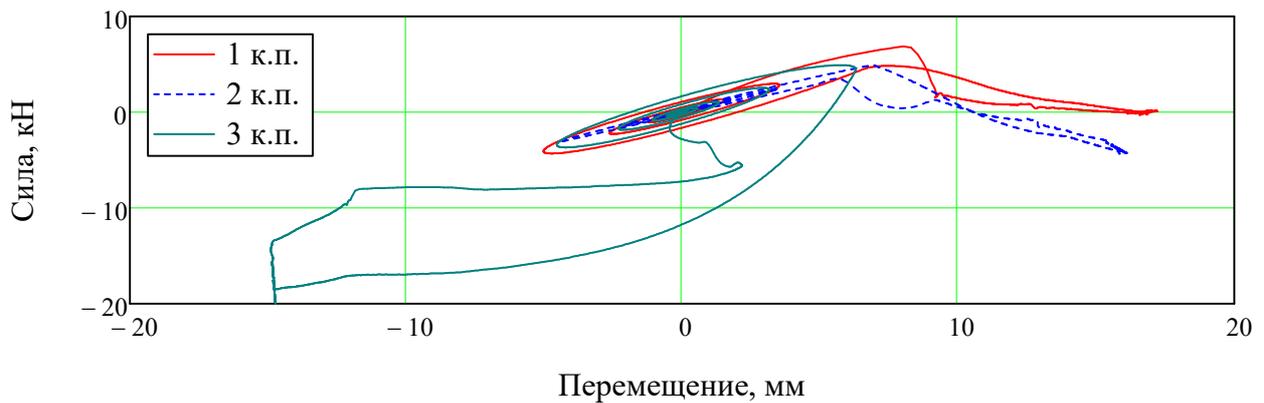


Рис. 31 - Гистерис продольных сил крива (набегающее колесо)

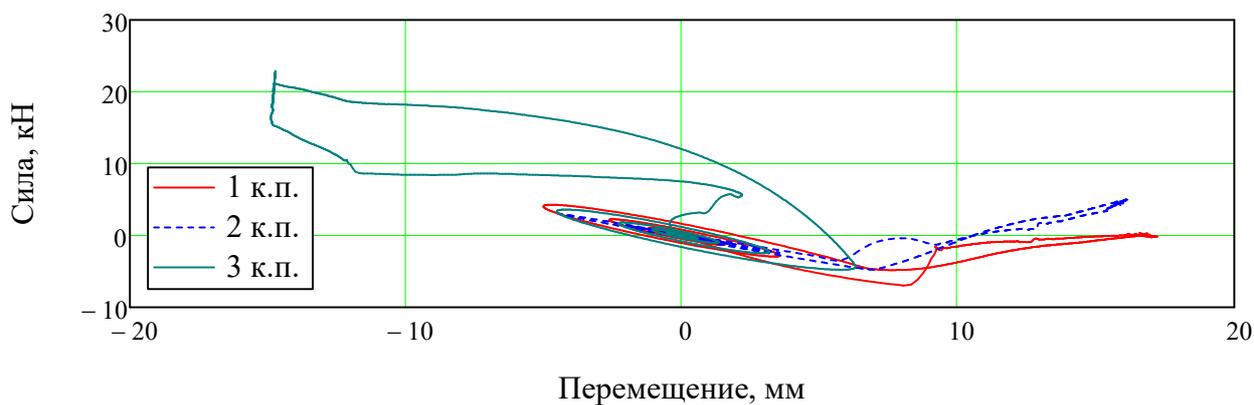
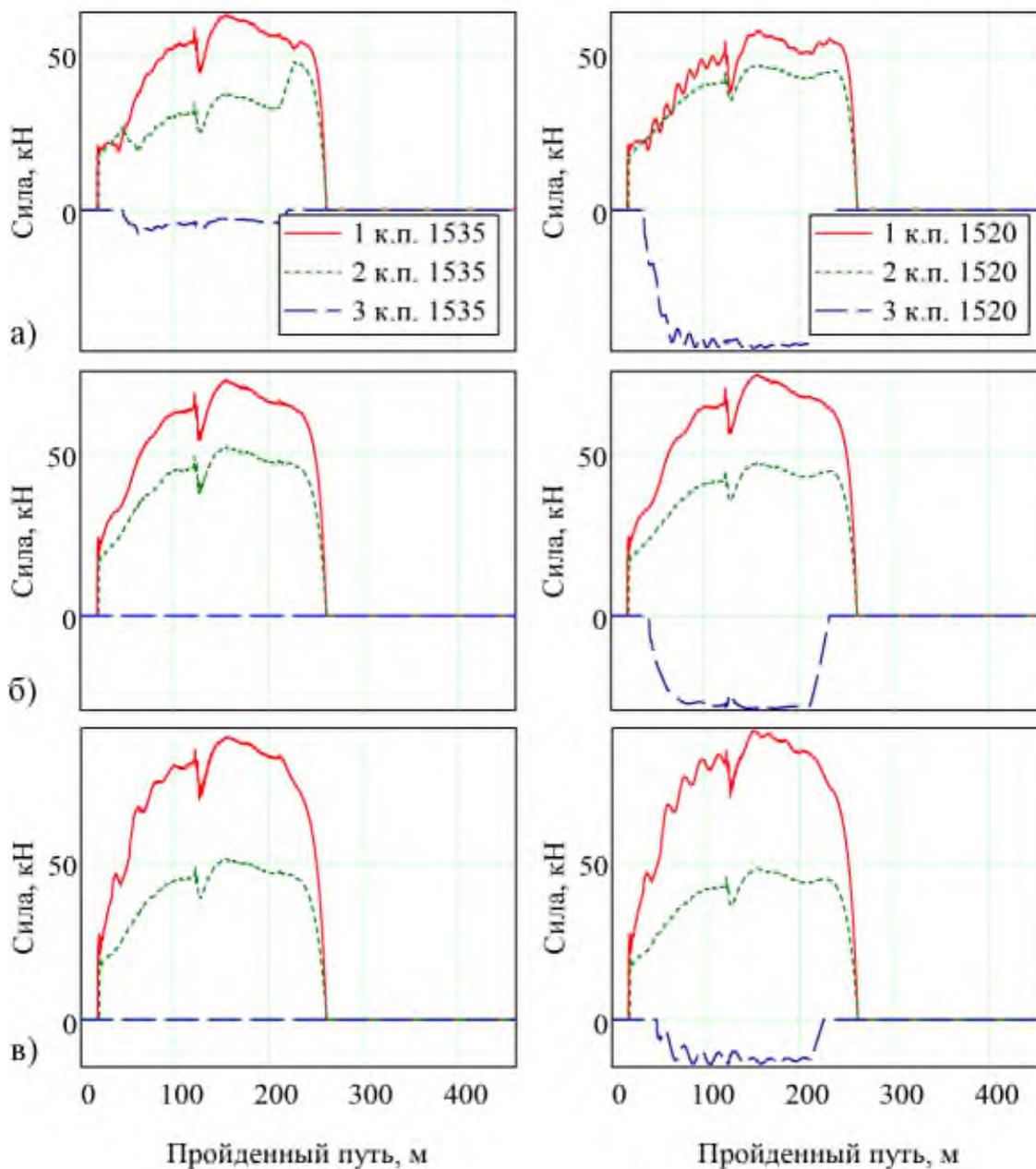


Рис. 32 - Гистерис продольных сил крива (внутреннее колесо)

	"Математическое ожидание"	"Среднеквадратичное отклонение"	"ально-возможное значение функции"
"Поперечн. перемещение 1 к.п., мм"	16.835	0.28	17.383
"Поперечн. перемещение 2 к.п., мм"	15.851	0.193	16.23
"Поперечн. перемещение 3 к.п., мм"	-14.796	0.042	-14.878
"Угол поворота тележки, градус"	0.525	0.007	0.539
"Возвращающая сила Y_b , кН"	-27.413	0.774	-28.931
"Направляющая сила Y_n 1 к.п., кН"	53.462	6.425	66.054
"Рамная сила Y_r 1 к.п., кН"	1.064	0.994	3.013
"Боковая сила Y_l 1 к.п., кН"	34.46	3.952	42.207
"Фактор износа F_g 1 к.п."	0.093	0.028	0.148
"Направляющая сила Y_n 2 к.п., кН"	30.836	4.438	39.535
"Рамная сила Y_r 2 к.п., кН"	-14.57	0.325	-15.207
"Боковая сила Y_l 2 к.п., кН"	14.867	2.341	19.454
"Фактор износа F_g 2 к.п."	0.03	0.01	0.049
"Направляющая сила Y_n 3 к.п., кН"	-6.564	0.928	-8.383
"Рамная сила Y_r 3 к.п., кН"	-17.06	0.783	-18.594
"Боковая сила Y_l 3 к.п., кН"	-6.45	0.279	-6.996
"Фактор износа F_g 3 к.п."	-0.001	0	-0.002

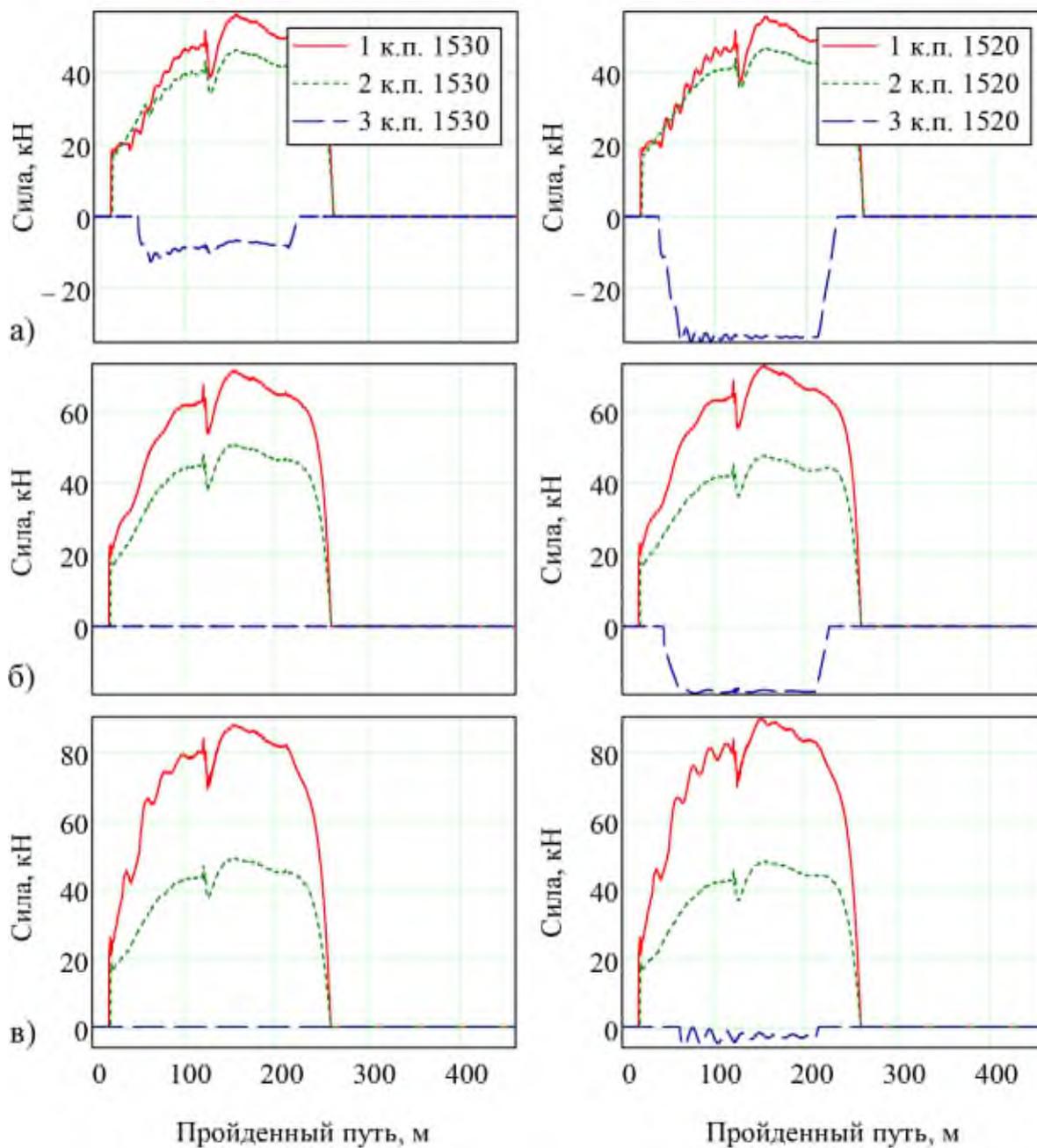
ПРИЛОЖЕНИЕ Б
РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
УСЛОВИЙ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЁСНЫХ ПАР С РЕЛЬСАМИ



$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; \text{ б} - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$

$\text{в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$

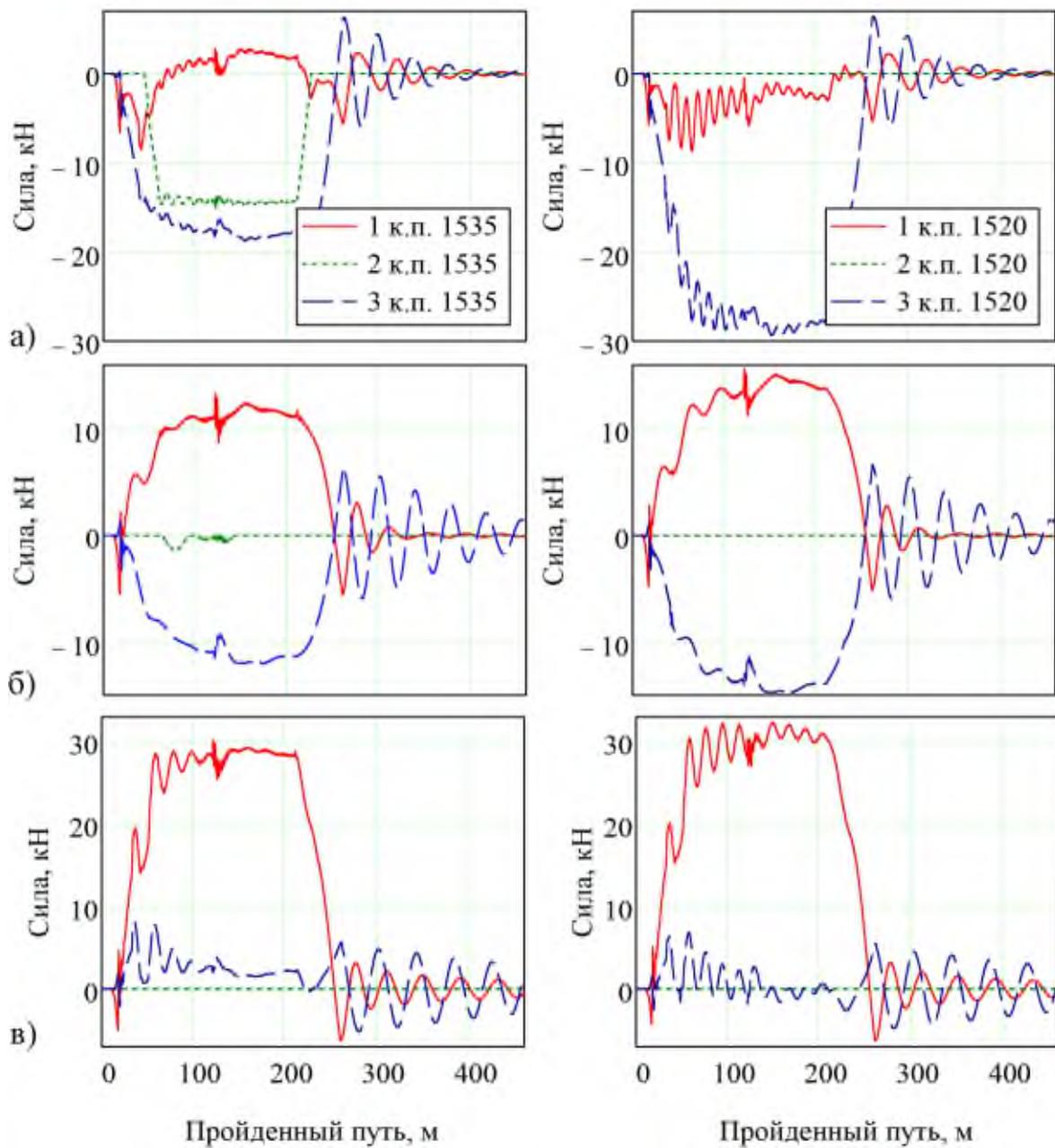
Рисунок П2.1 – Направляющие силы, определяющие износ фрикционной системы «колесо - рельс» магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250 \text{ м}; h = 130 \text{ мм}$ и уширении колеи на $15 / 0 \text{ мм}$



$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$, $V = V = 34,89 \text{ км/ч}$; $б - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2$, $V = 48,83 \text{ км/ч}$;

в) $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 59,58 \text{ км/ч}$

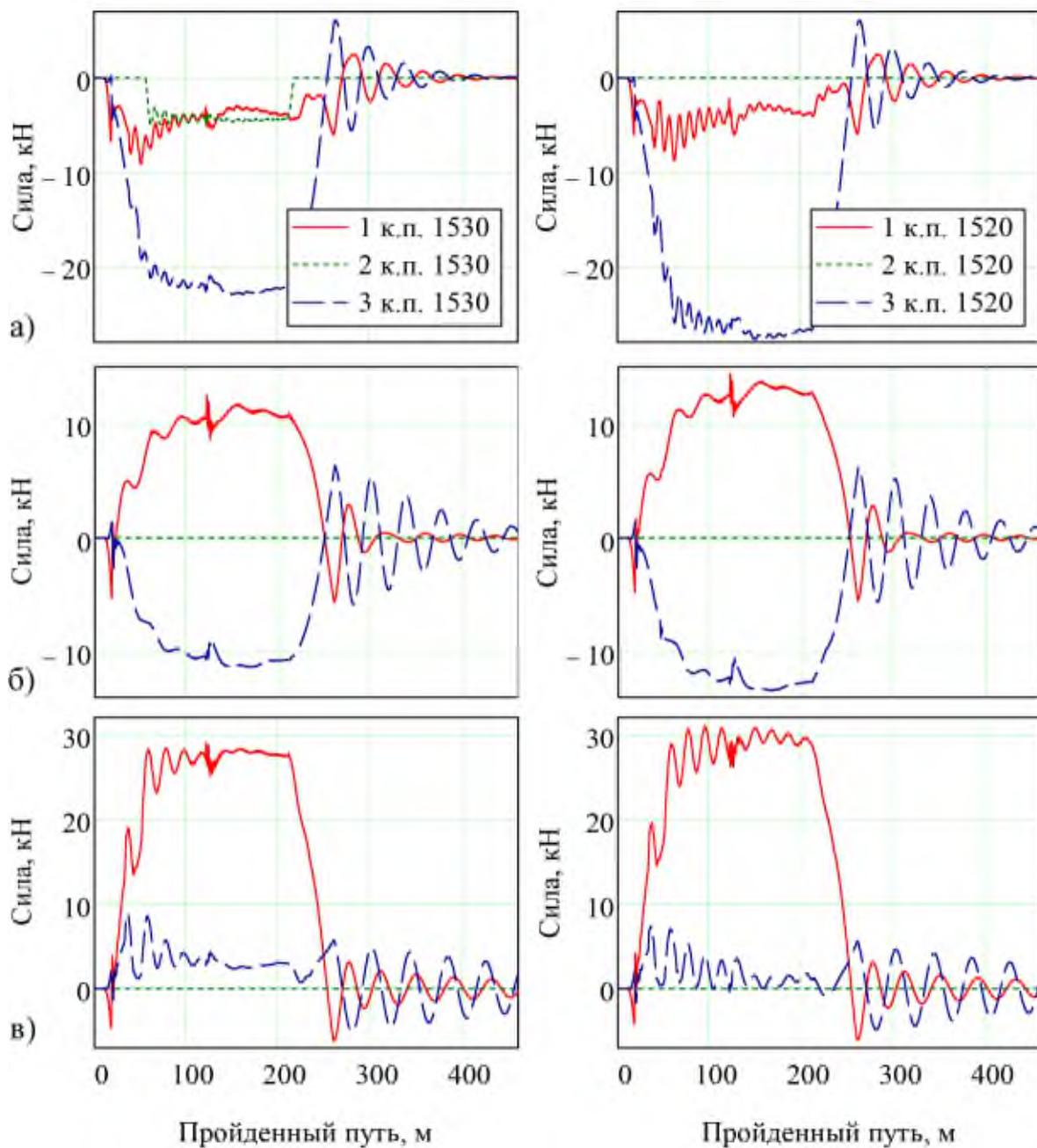
Рисунок П2.2 – Направляющие силы, определяющие износ фрикционной системы «колесо - рельс» магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}$; $h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$



$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; \text{ б} - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$

$\text{в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$

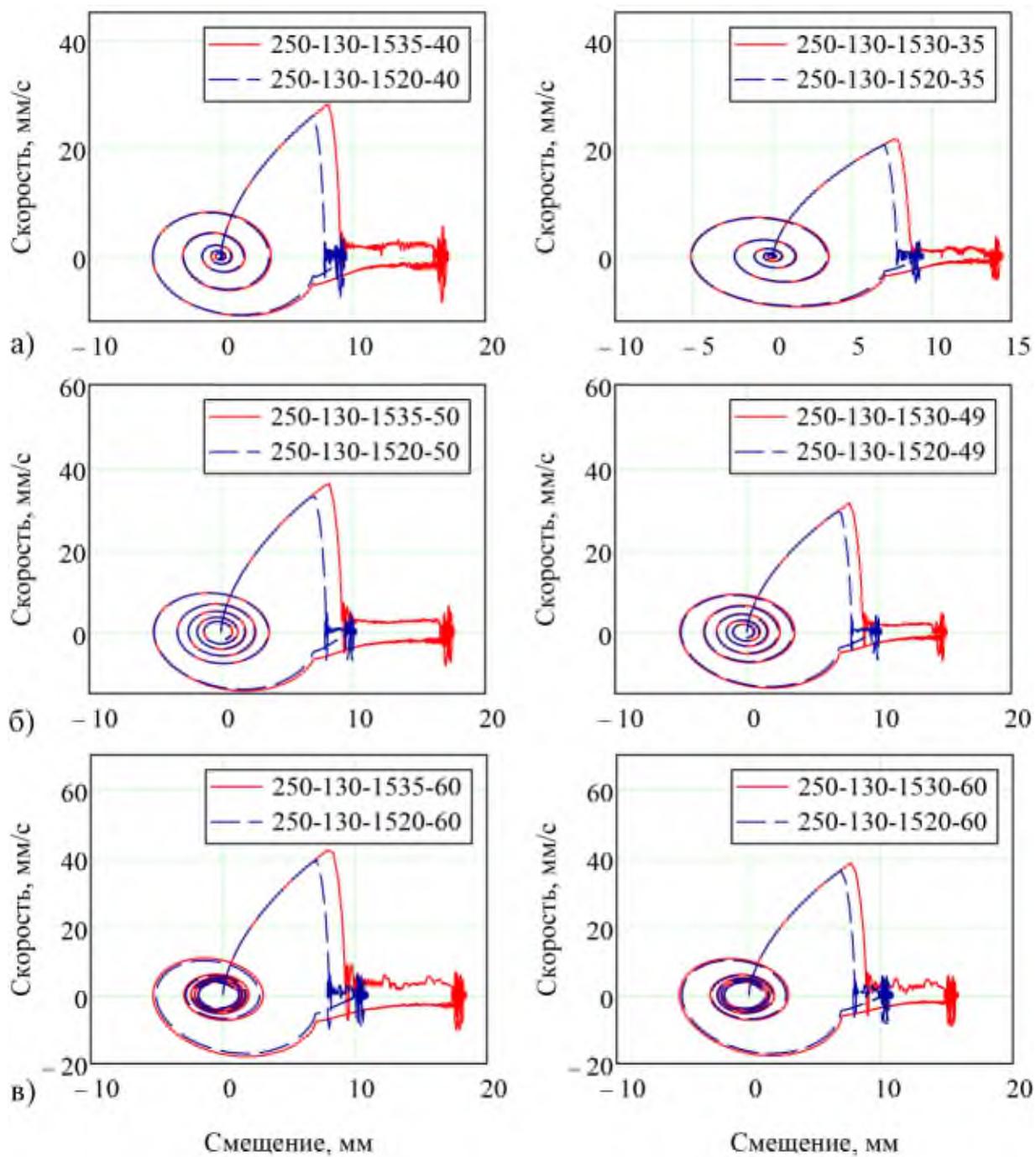
Рисунок П2.3 – Рамные силы, определяющие поперечный сдвиг пути, магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250 \text{ м}; h = 130 \text{ мм}$ и уширении колеи на $15 / 0 \text{ мм}$



$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = V = 34,89 \text{ км/ч}; \text{ б} - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 48,83 \text{ км/ч};$

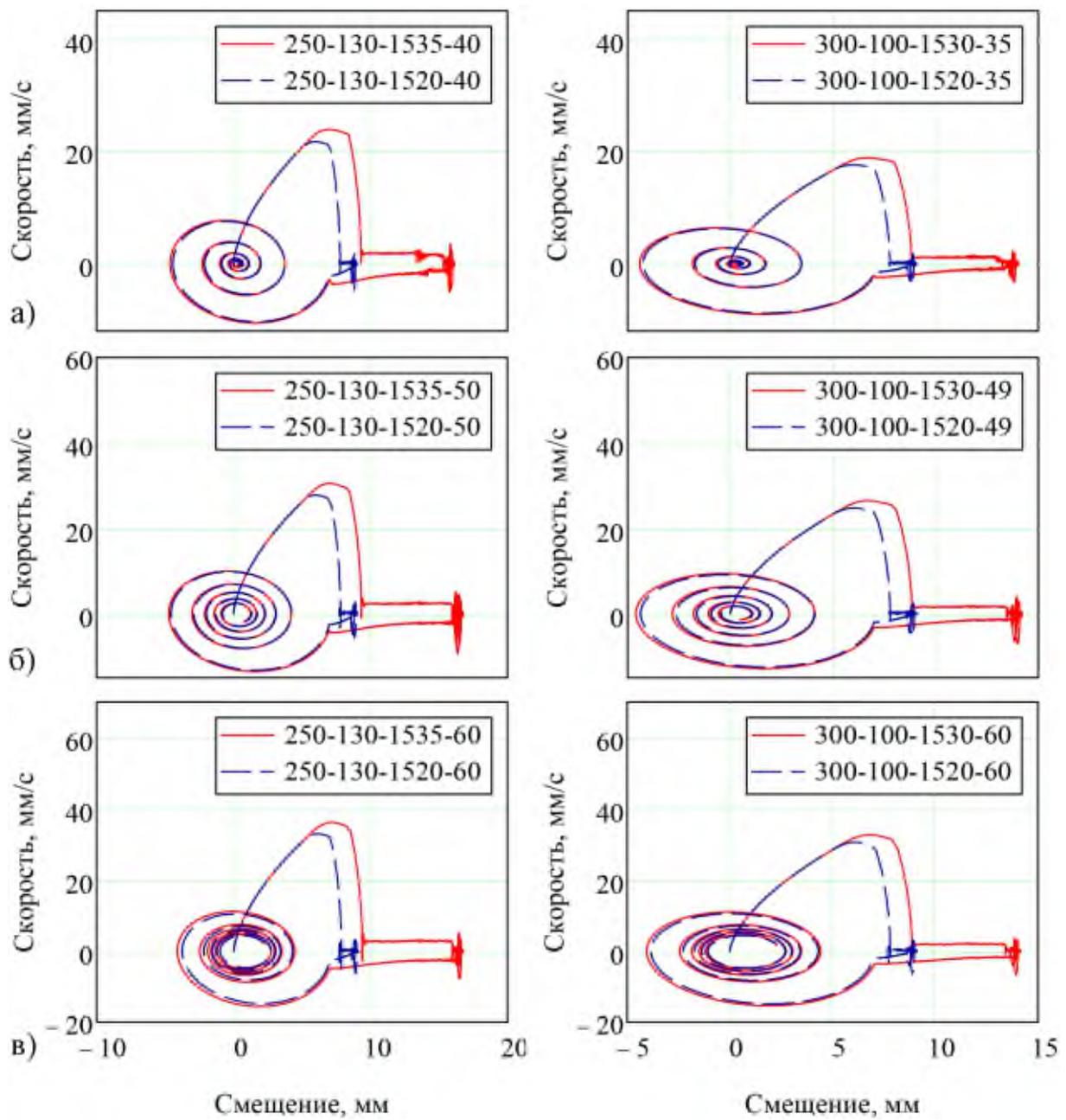
$\text{в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,58 \text{ км/ч}$

Рисунок П2.4 – Рамные силы, определяющие поперечный сдвиг пути, магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}; h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$



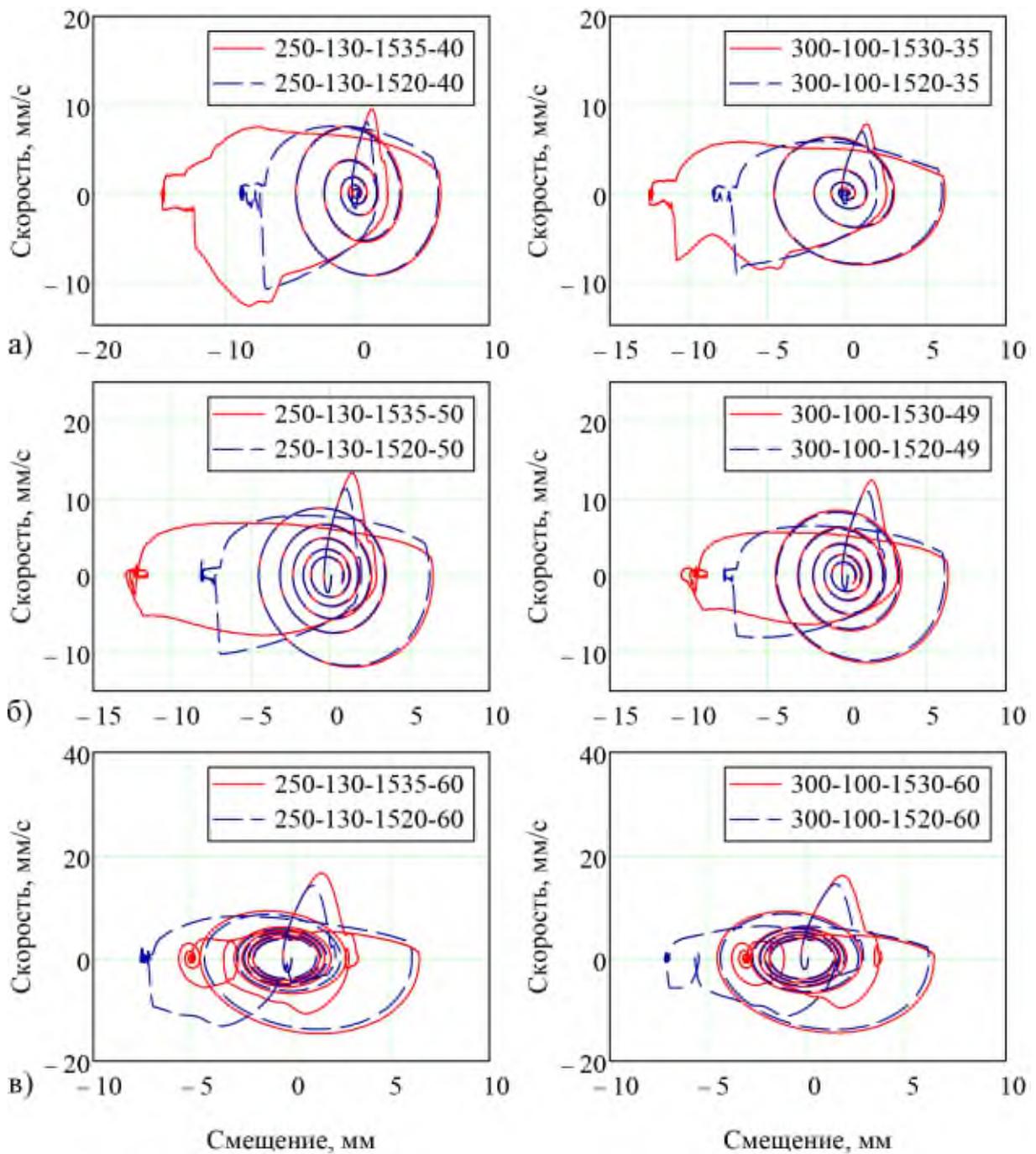
$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2; \text{ б) } a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, \text{ в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$$

Рисунок П2.5 – Фазовые траектории поперечных смещений набегающей колёсной пары магистрального тепловоза 2ТЭ116



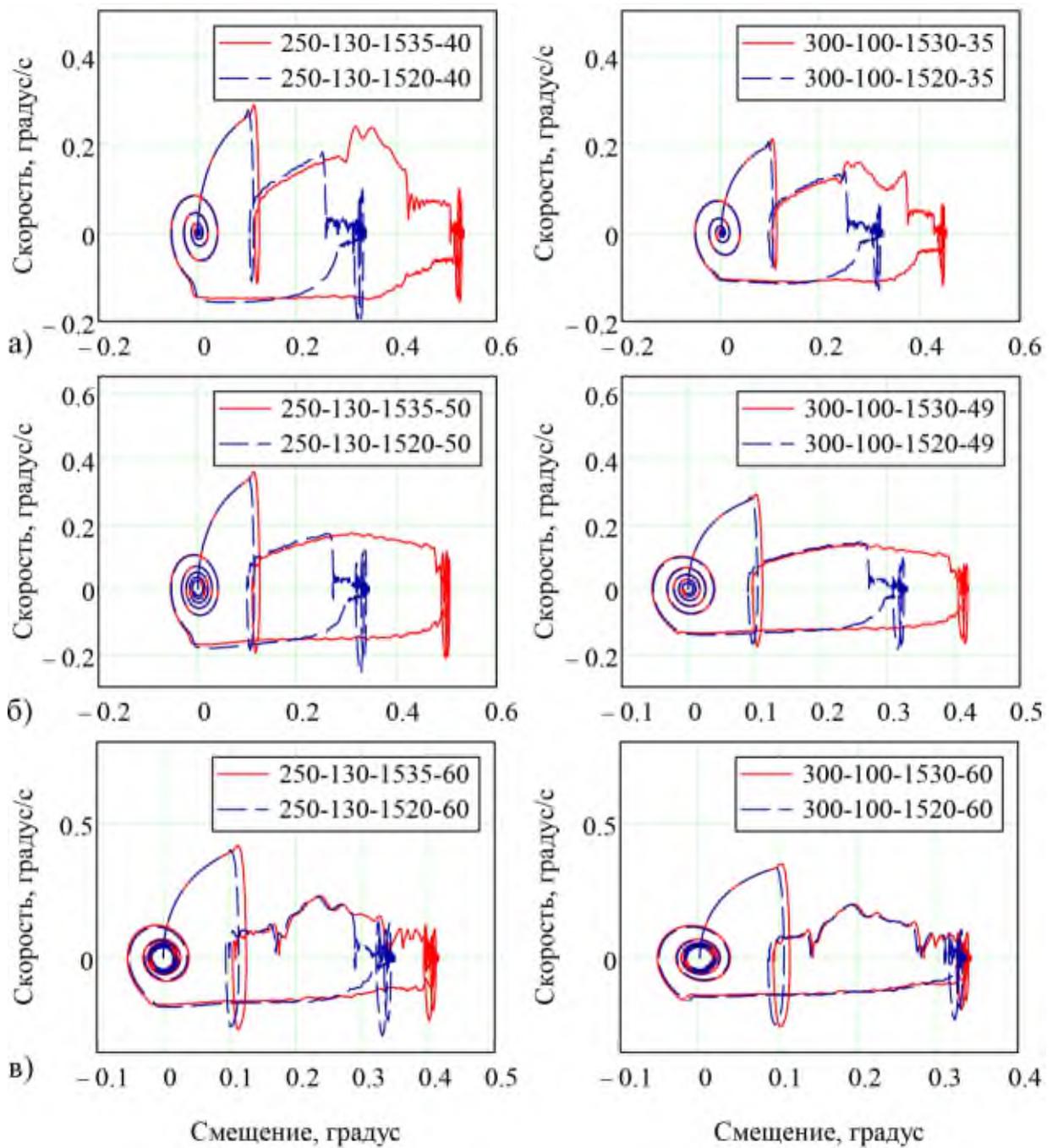
$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2; \text{ б) } a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, \text{ в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$$

Рисунок П2.6 – Фазовые траектории поперечных смещений второй (средней) колёсной пары магистрального тепловоза 2ТЭ116



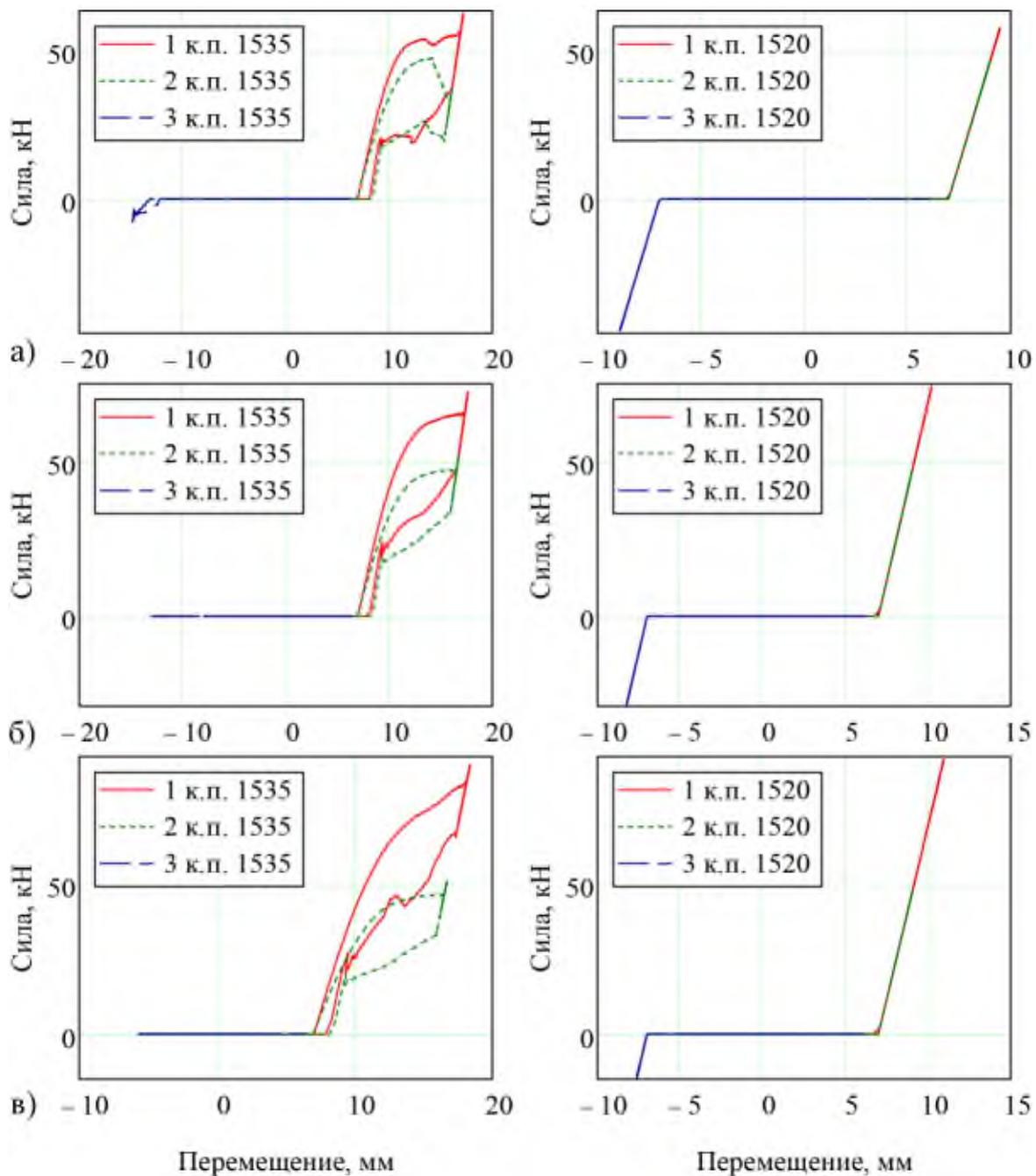
$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2; \text{ б) } a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, \text{ в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$$

Рисунок П2.7 – Фазовые траектории поперечных смещений третьей колёсной пары магистрального тепловоза 2ТЭ116



$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2; \text{ б} - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, \text{ в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$$

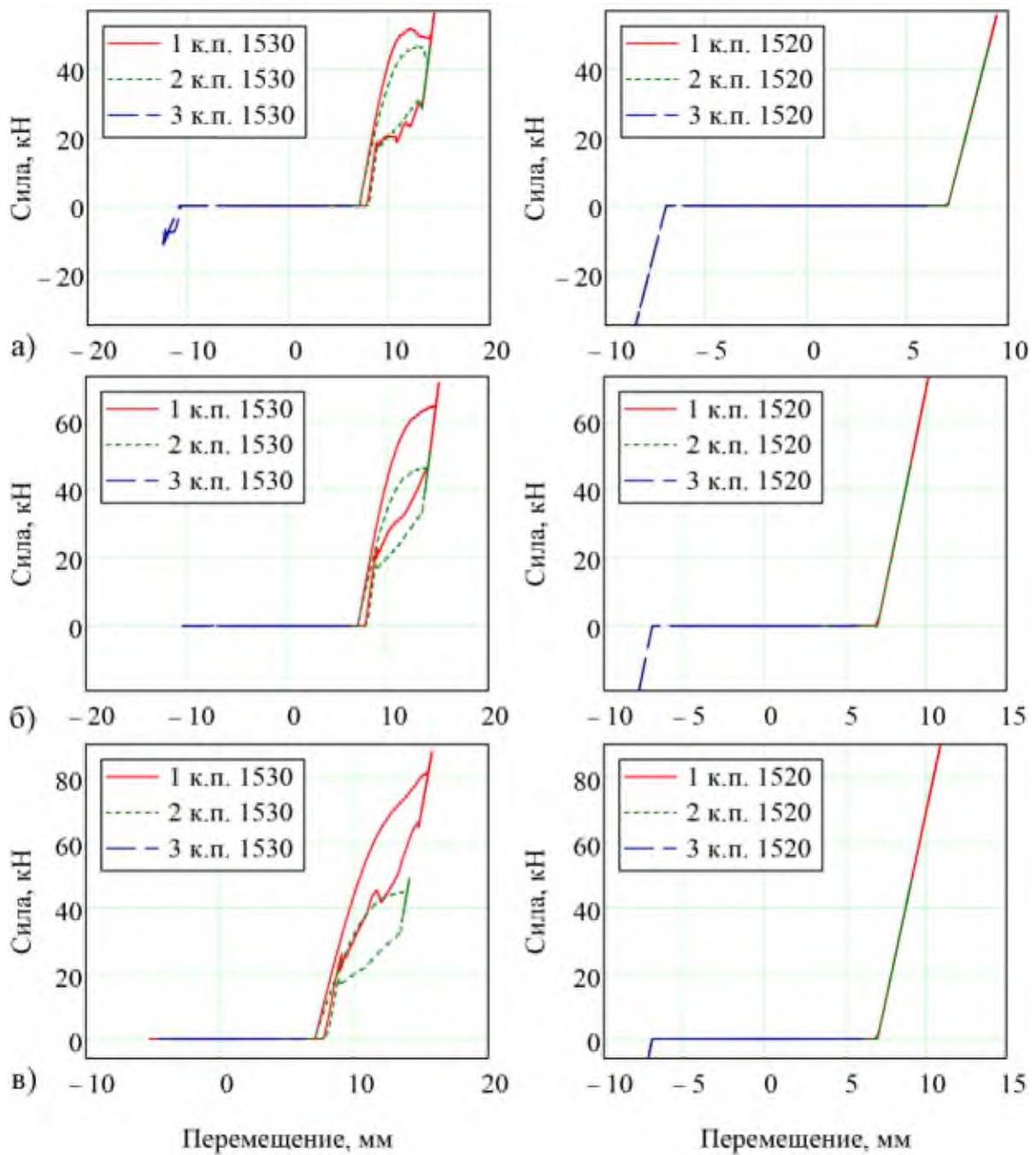
Рисунок П2.8 – Фазовые траектории угловых смещений тележки магистрального тепловоза 2ТЭ116



$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; \text{ б} - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$

$\text{в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$

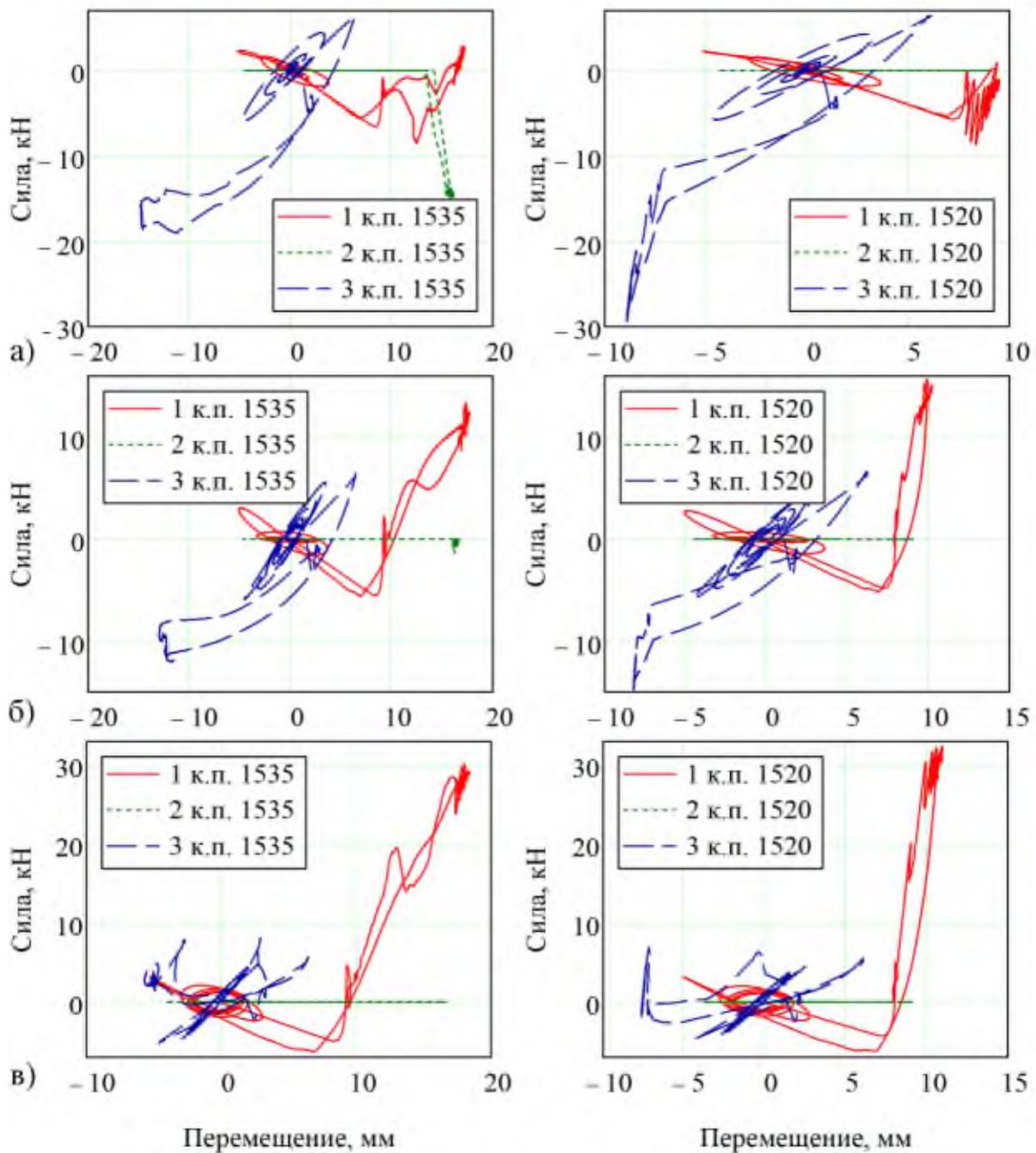
Рисунок П2.9 – Гистерезис направляющих сил, определяющих износ
фрикционной системы «колесо - рельс» магистрального тепловоза 2ТЭ116 с
рельсами при $R = 250 \text{ м}; h = 130 \text{ мм}$ и уширении колеи на $15 / 0 \text{ мм}$



$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = V = 34,89 \text{ км/ч}; \text{ б} - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 48,83 \text{ км/ч};$

$\text{в) } a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,58 \text{ км/ч}$

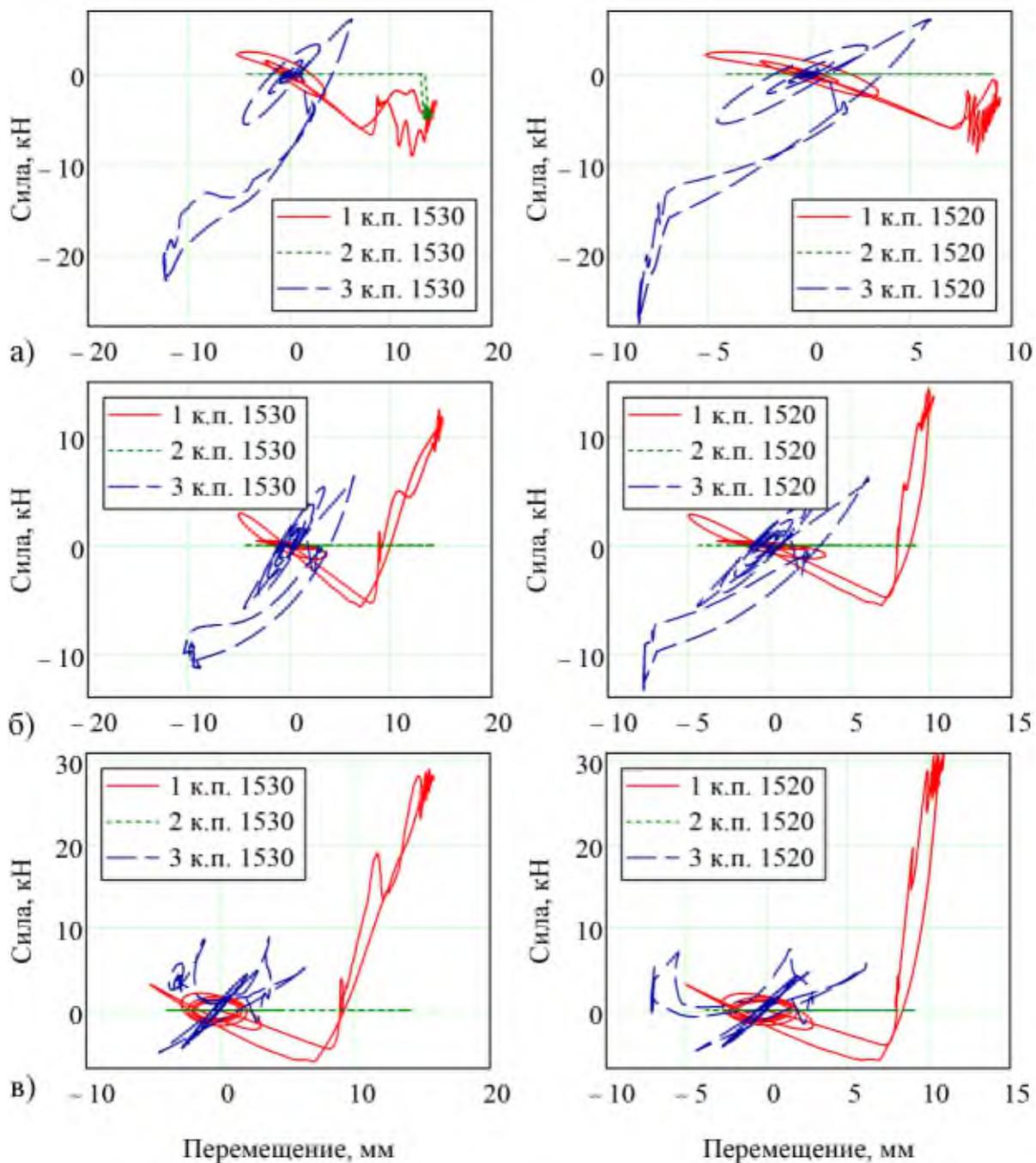
Рисунок П2.10 – Гистерезис направляющих сил, определяющих износ фрикционной системы «колесо - рельс» магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}; h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$



$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; б - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$

$в) a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$

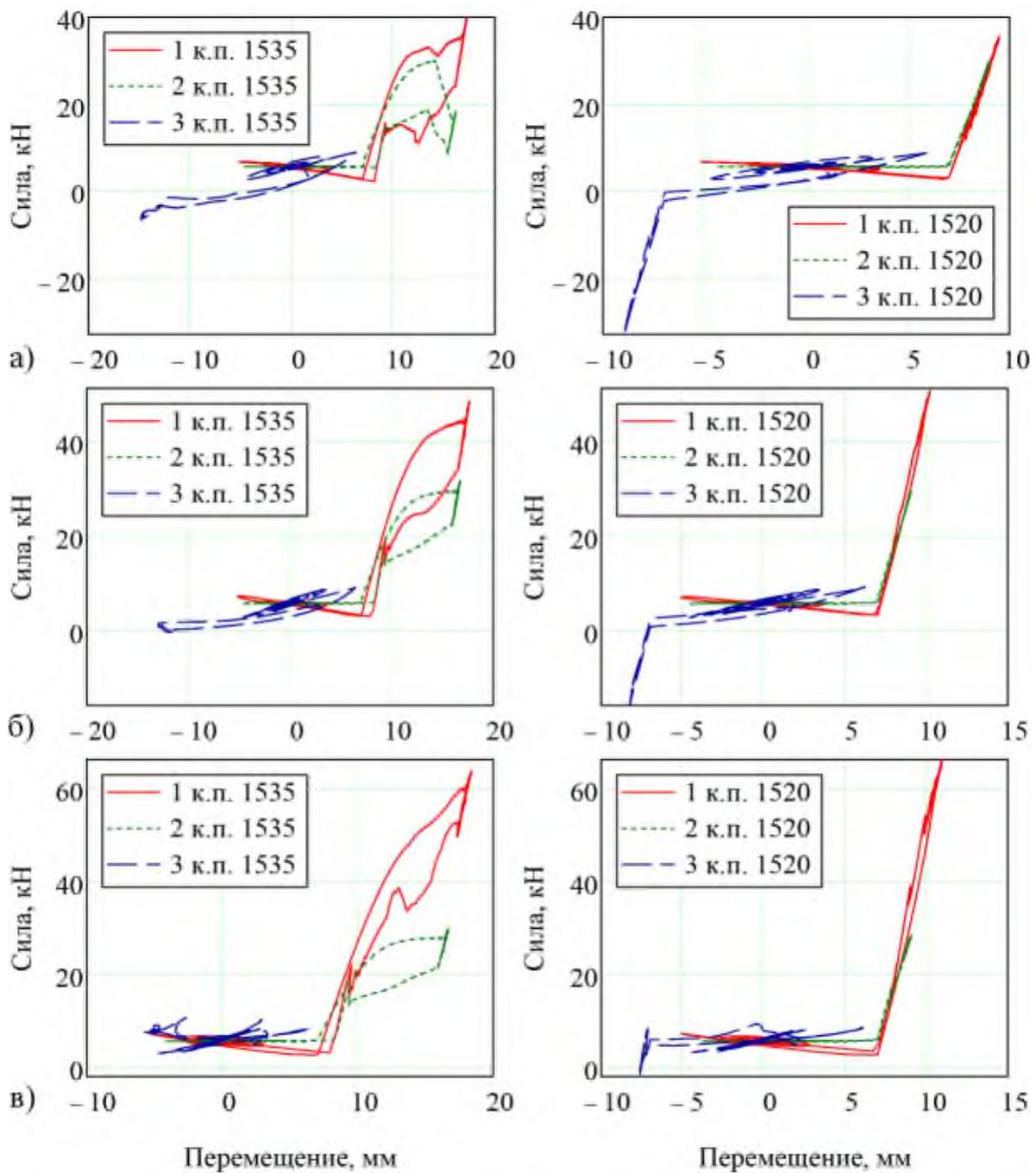
Рисунок П2.11 – Гистерезис рамных сил, определяющих поперечный сдвиг пути для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250 \text{ м}; h = 130 \text{ мм}$ и уширении колеи на $15 / 0 \text{ мм}$



a – $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$, $V = V = 34,89 \text{ км/ч}$; *б* – $a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2$, $V = 48,83 \text{ км/ч}$;

в) $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 59,58 \text{ км/ч}$

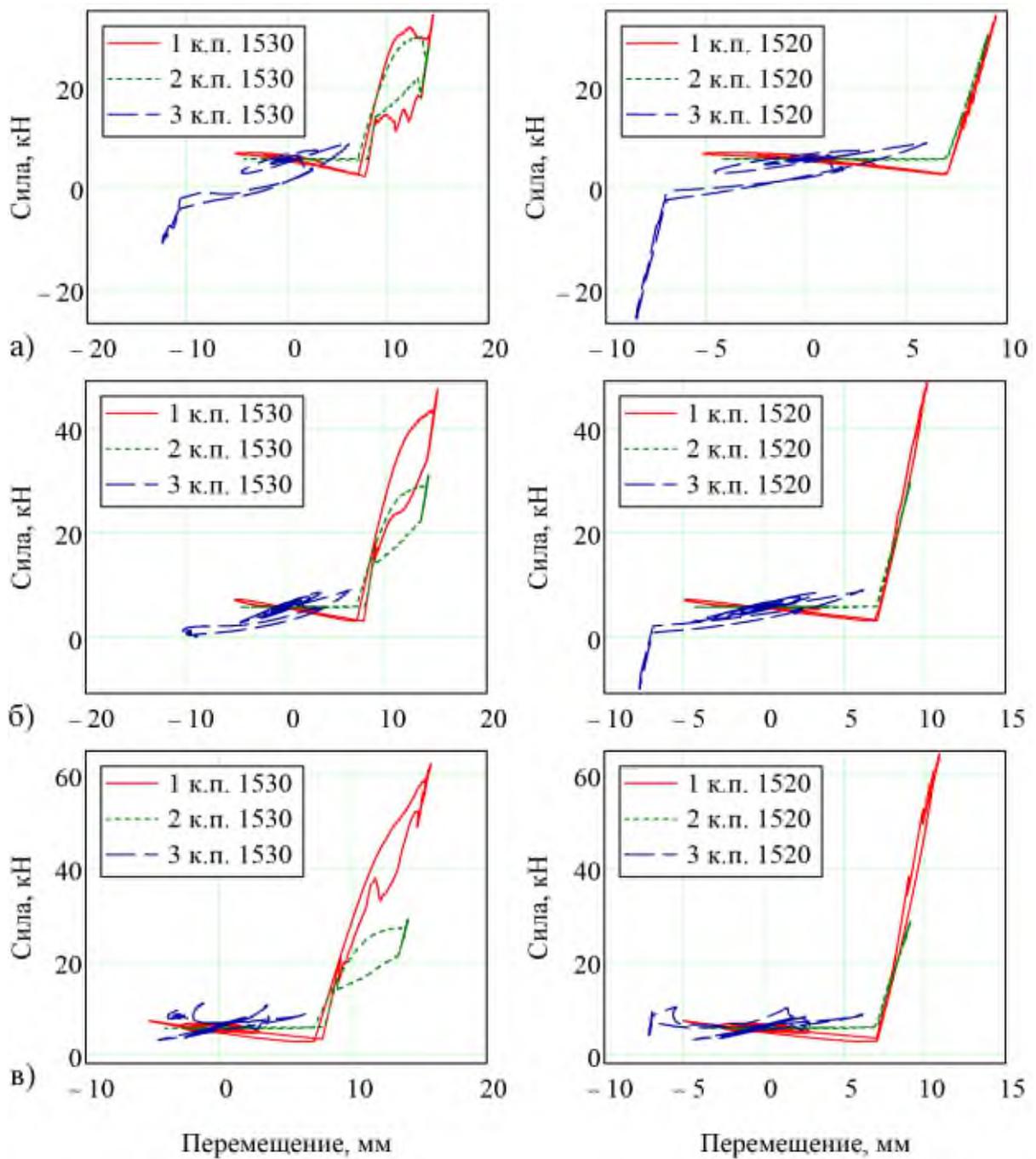
Рисунок П2.12 – Гистерезис рамных сил, определяющих поперечный сдвиг пути для магистрального теплового 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}$; $h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$



$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; \quad б - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$$

$$в) a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$$

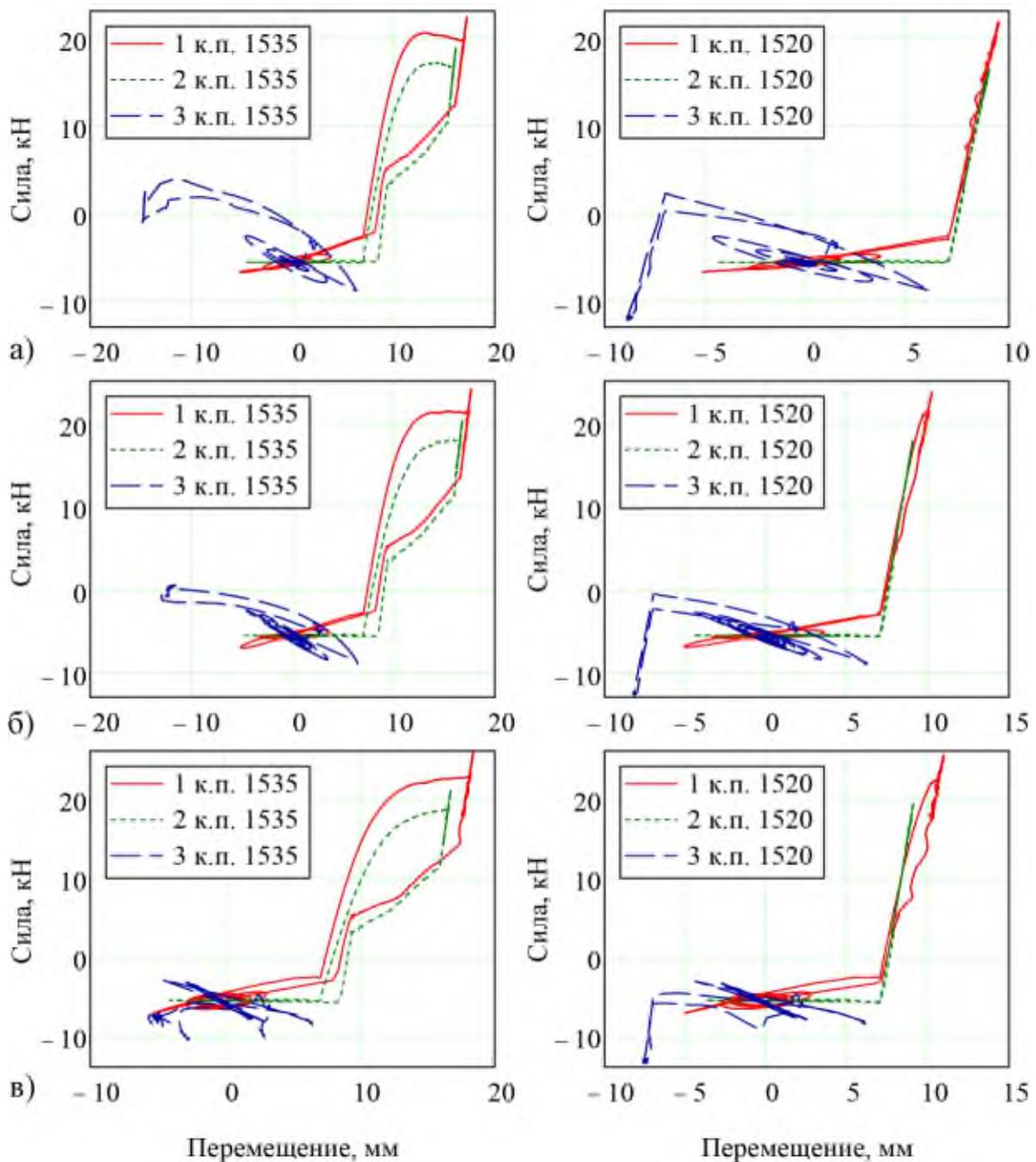
Рисунок П2.13 – Гистерезис боковых сил, определяющих отжатие рельса и контактное давление в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250 \text{ м}$; $h = 130 \text{ мм}$ и уширении колеи на $15 / 0 \text{ мм}$



a – $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$, $V = V = 34,89 \text{ км/ч}$; *б* – $a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2$, $V = 48,83 \text{ км/ч}$;

в) $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 59,58 \text{ км/ч}$

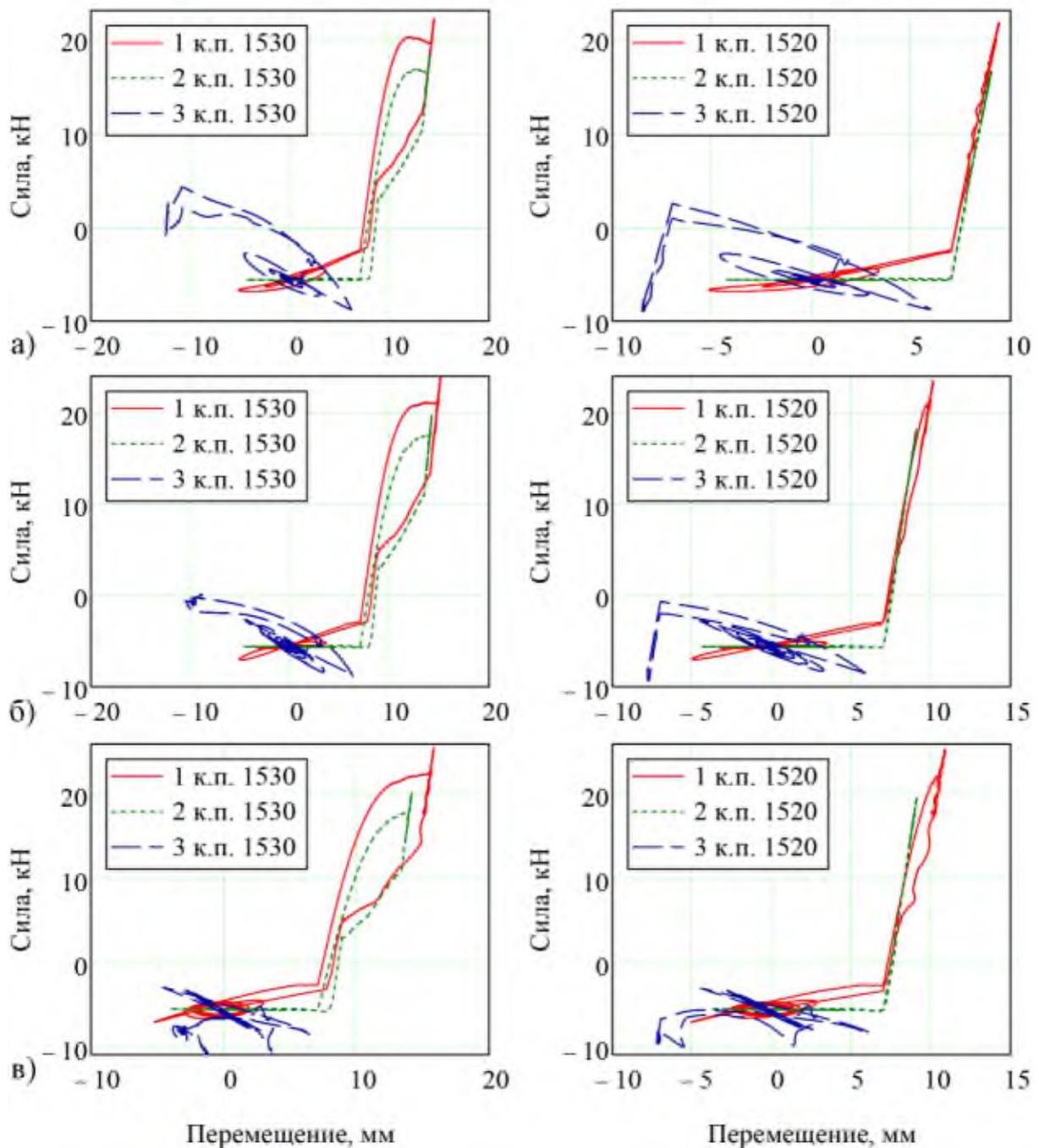
Рисунок П2.14 – Гистерезис боковых сил, определяющих отжатие рельса и контактное давление в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}$; $h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$



$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; \quad б - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$$

$$в) a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$$

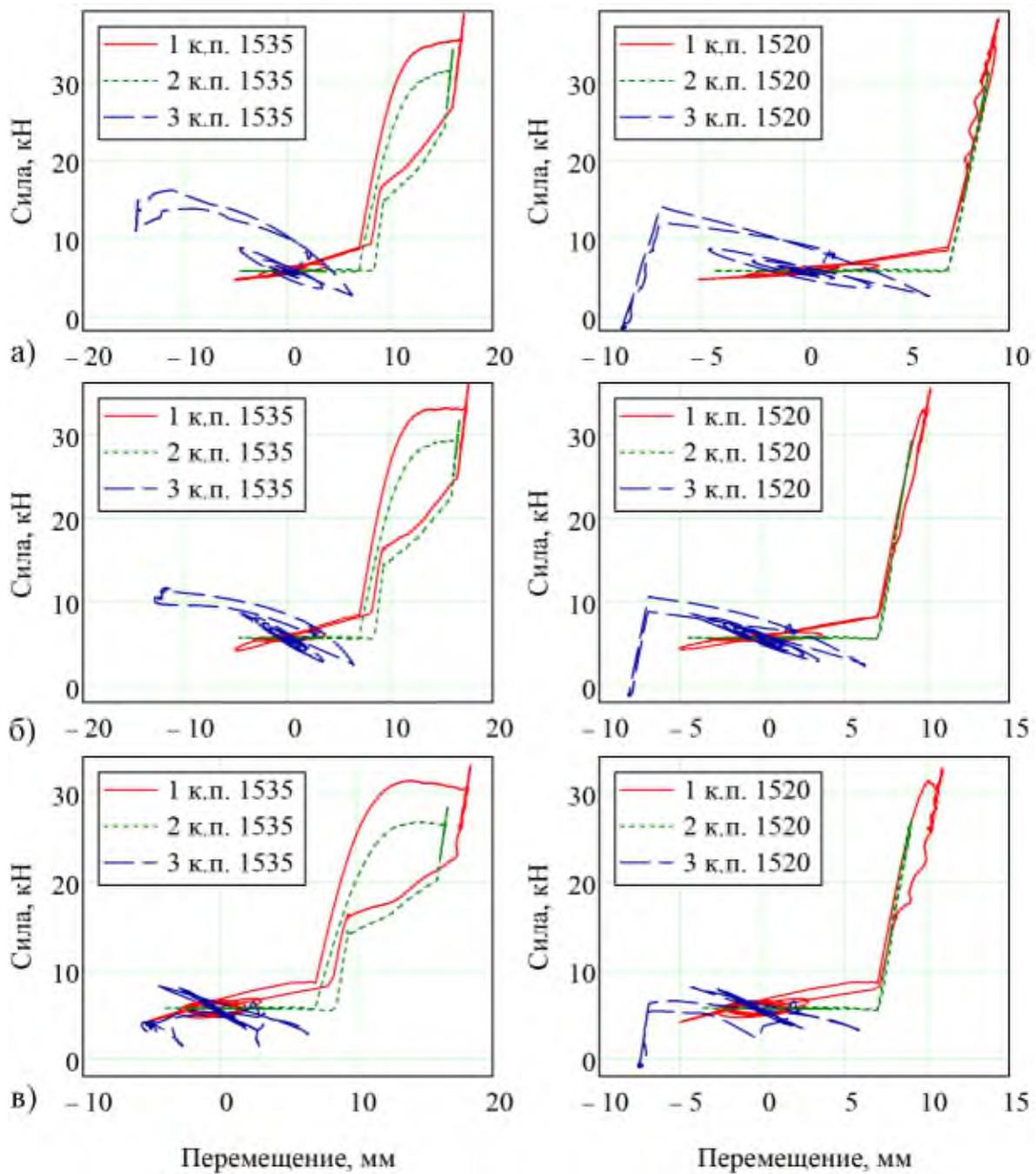
Рисунок П2.15 – Гистерезис поперечных сил крива набегающих колёс, определяющих потери тяговой энергии в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250 \text{ м}$; $h = 130 \text{ мм}$ и уширении колеи на $15 / 0 \text{ мм}$



a – $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$, $V = V = 34,89 \text{ км/ч}$; *б* – $a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2$, $V = 48,83 \text{ км/ч}$;

в) $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 59,58 \text{ км/ч}$

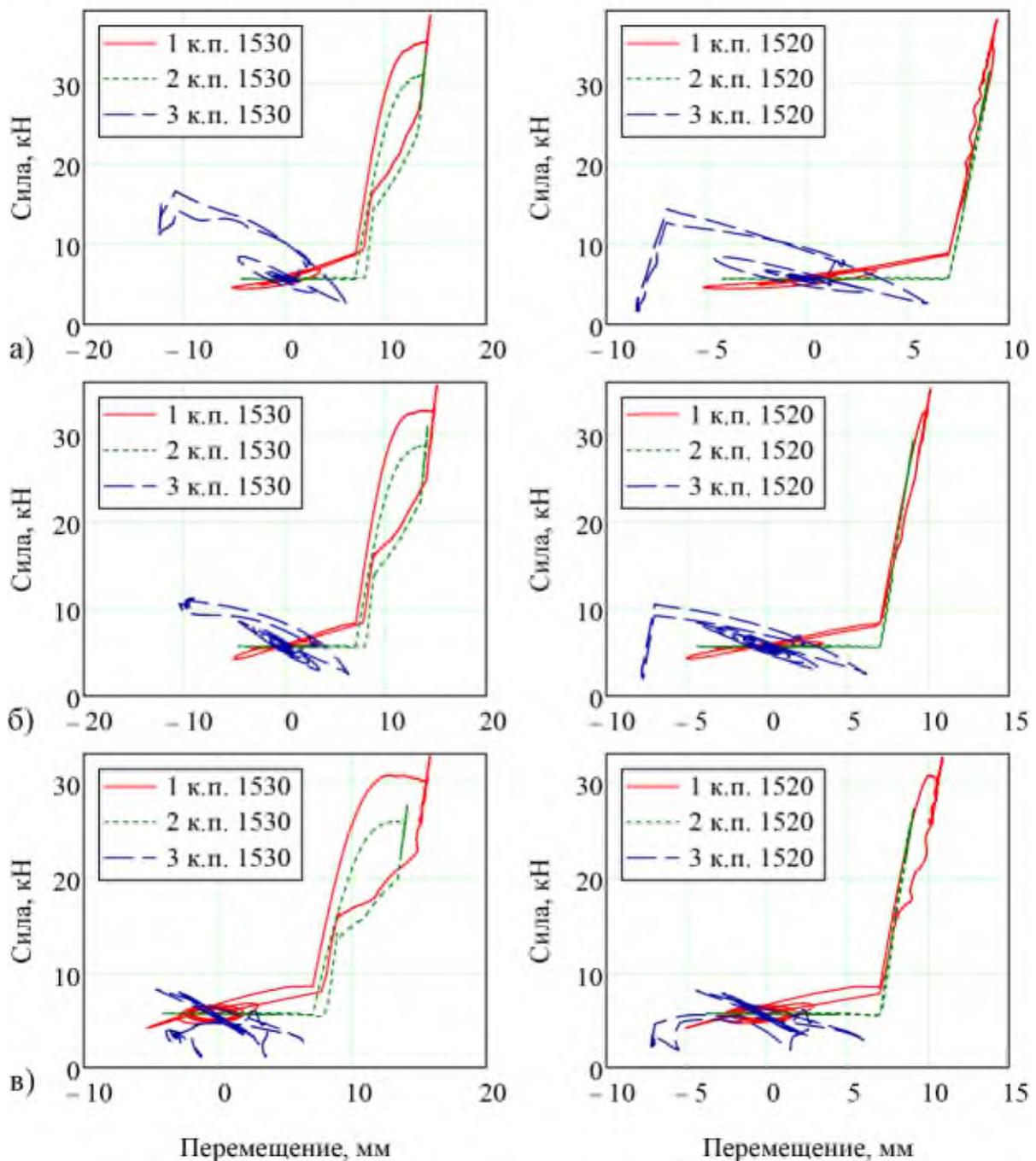
Рисунок П2.16 – Гистерезис поперечных сил крипа набегающих колёс, определяющих потери тяговой энергии в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}$; $h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$



$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; \quad б - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$$

$$в) a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$$

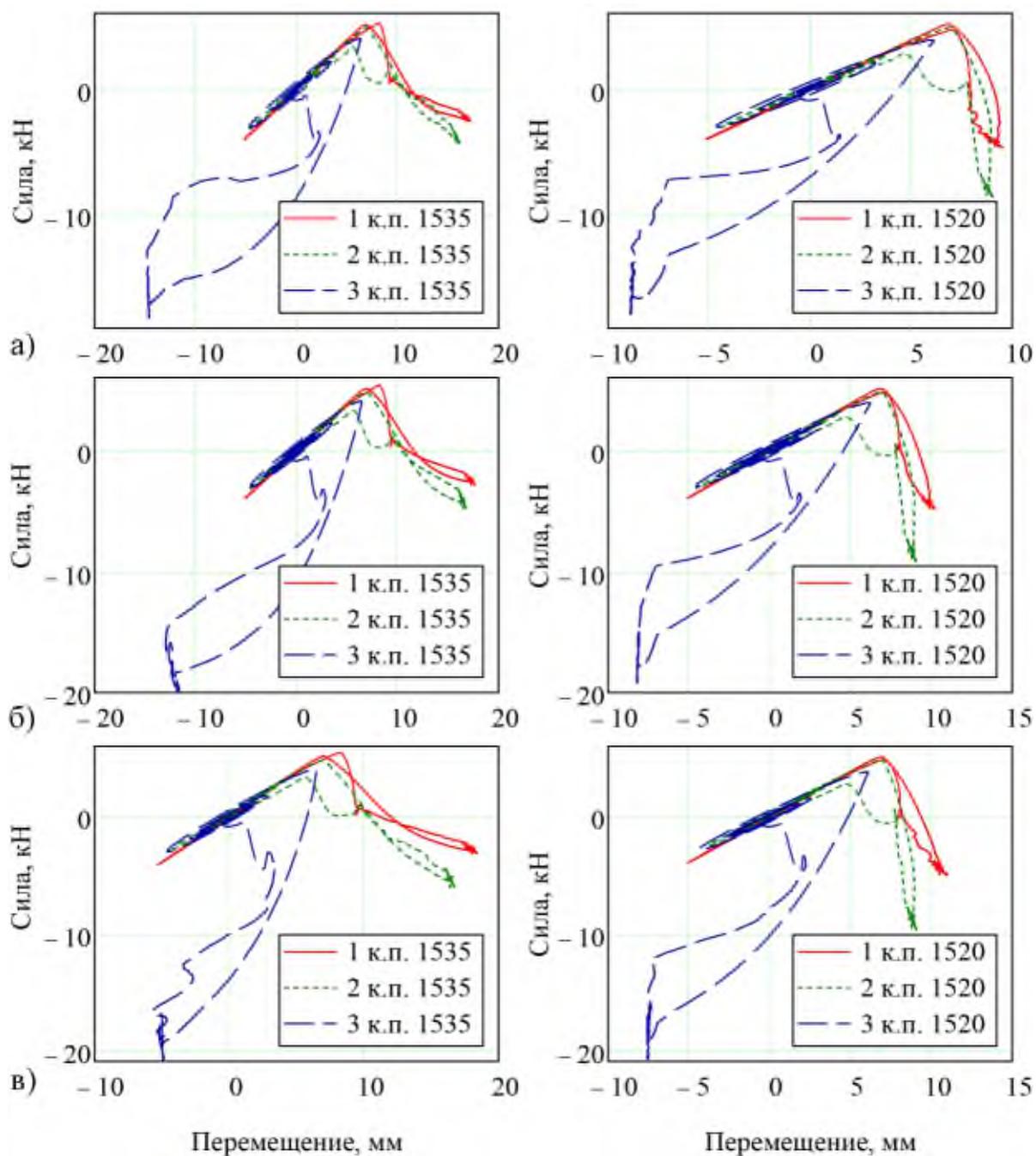
Рисунок П2.17 – Гистерезис поперечных сил крипа внутренних колёс, определяющих потери тяговой энергии в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250$ м; $h = 130$ мм и уширении колеи на $15 / 0$ мм



a – $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$, $V = V = 34,89 \text{ км/ч}$; *б* – $a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2$, $V = 48,83 \text{ км/ч}$;

в) $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 59,58 \text{ км/ч}$

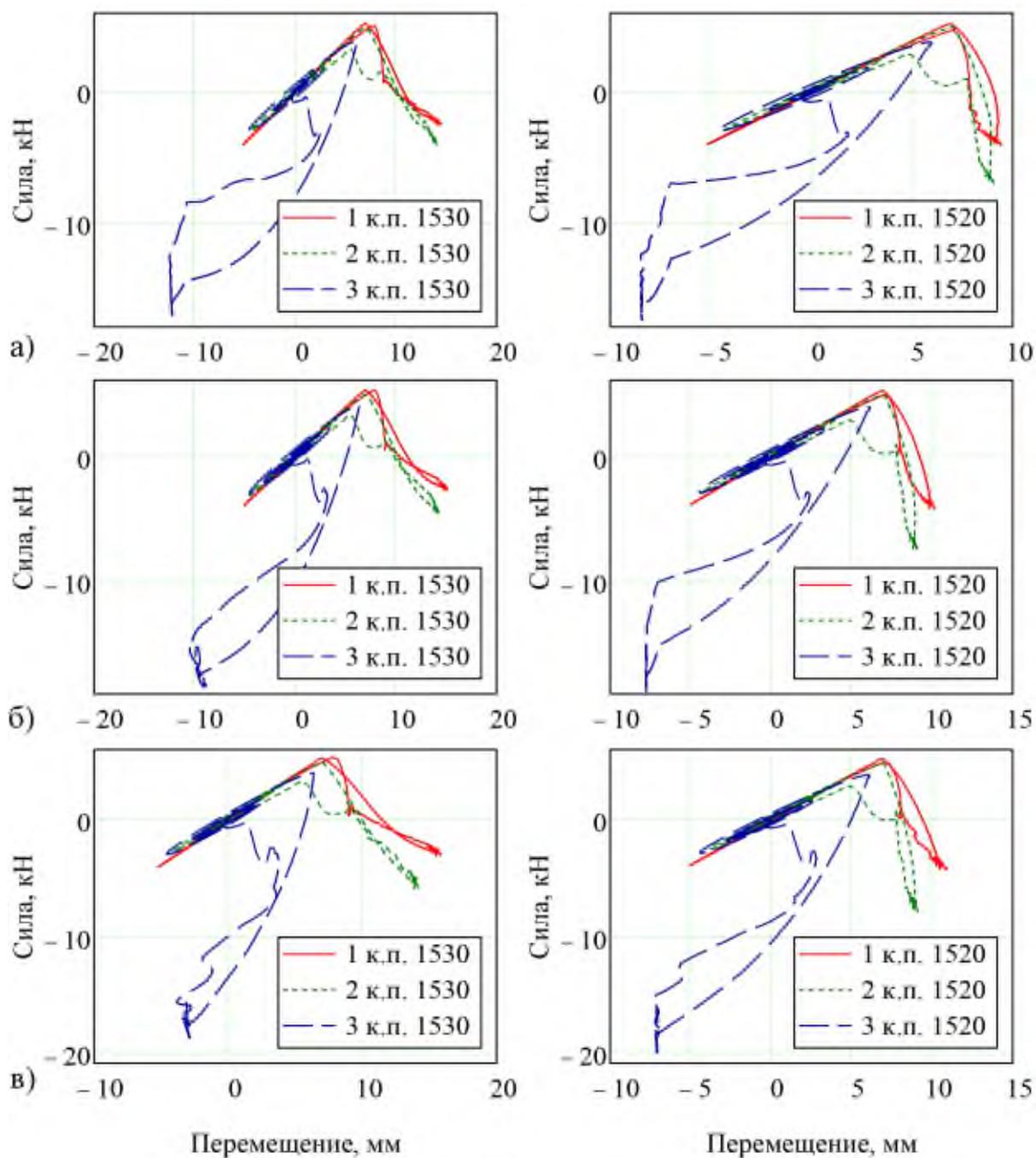
Рисунок П2.18 – Гистерезис поперечных сил крипа внутренних колёс, определяющих потери тяговой энергии в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}$; $h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$



$$a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2, V = 40,13 \text{ км/ч}; \quad б - a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2, V = 50,82 \text{ км/ч};$$

$$в) a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2, V = 59,62 \text{ км/ч}$$

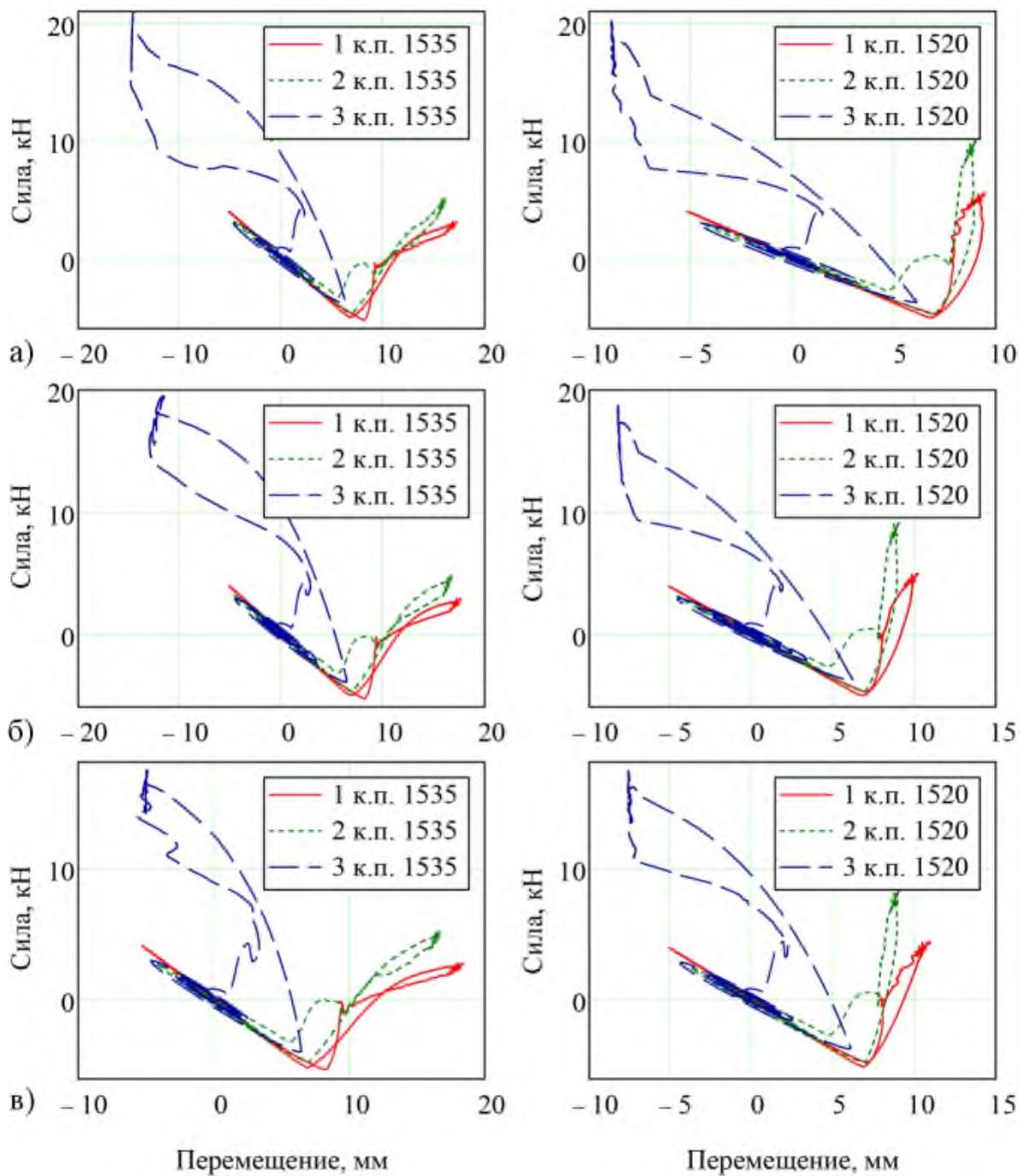
Рисунок П2.19 – Гистерезис продольных сил крива набегающих колёс, определяющих сцепление в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250 \text{ м}$; $h = 130 \text{ мм}$ и уширении колеи на $15 / 0 \text{ мм}$



а) $a - a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$, $V = V = 34,89 \text{ км/ч}$; б) $a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2$, $V = 48,83 \text{ км/ч}$;

в) $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 59,58 \text{ км/ч}$

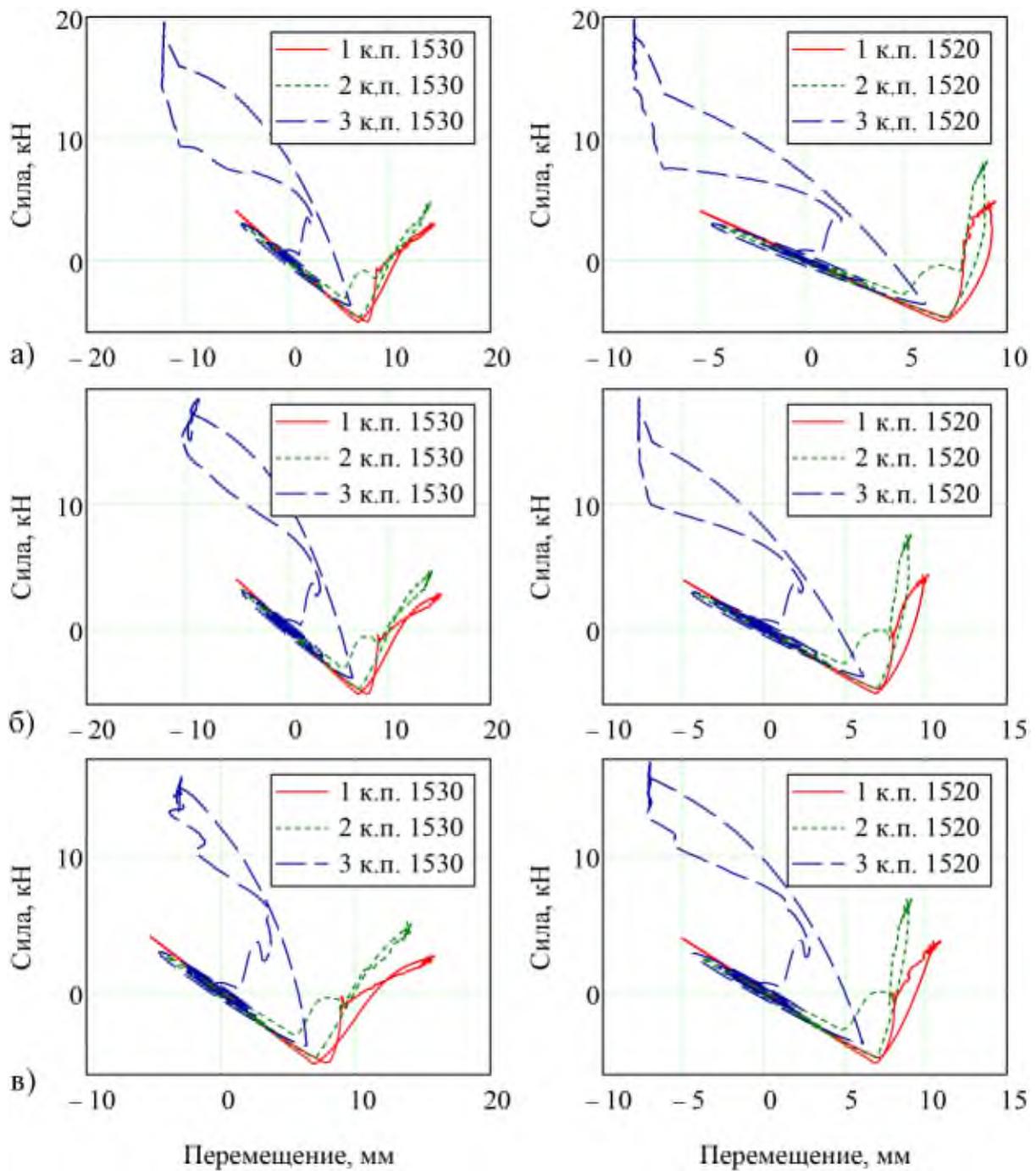
Рисунок П2.20 – Гистерезис продольных сил крипа набегающих колёс, определяющих сцепление в системе «колесо – рельс» для магистрального теплового 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}$; $h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$



a – $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 40,13 \text{ км/ч}$; *б* – $a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2$, $V = 50,82 \text{ км/ч}$;

в) $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 59,62 \text{ км/ч}$

Рисунок П2.21 – Гистерезис продольных сил крива внутренних колёс, определяющих сцепление в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 250 \text{ м}$; $h = 130 \text{ мм}$ и уширении колеи на $15 / 0 \text{ мм}$



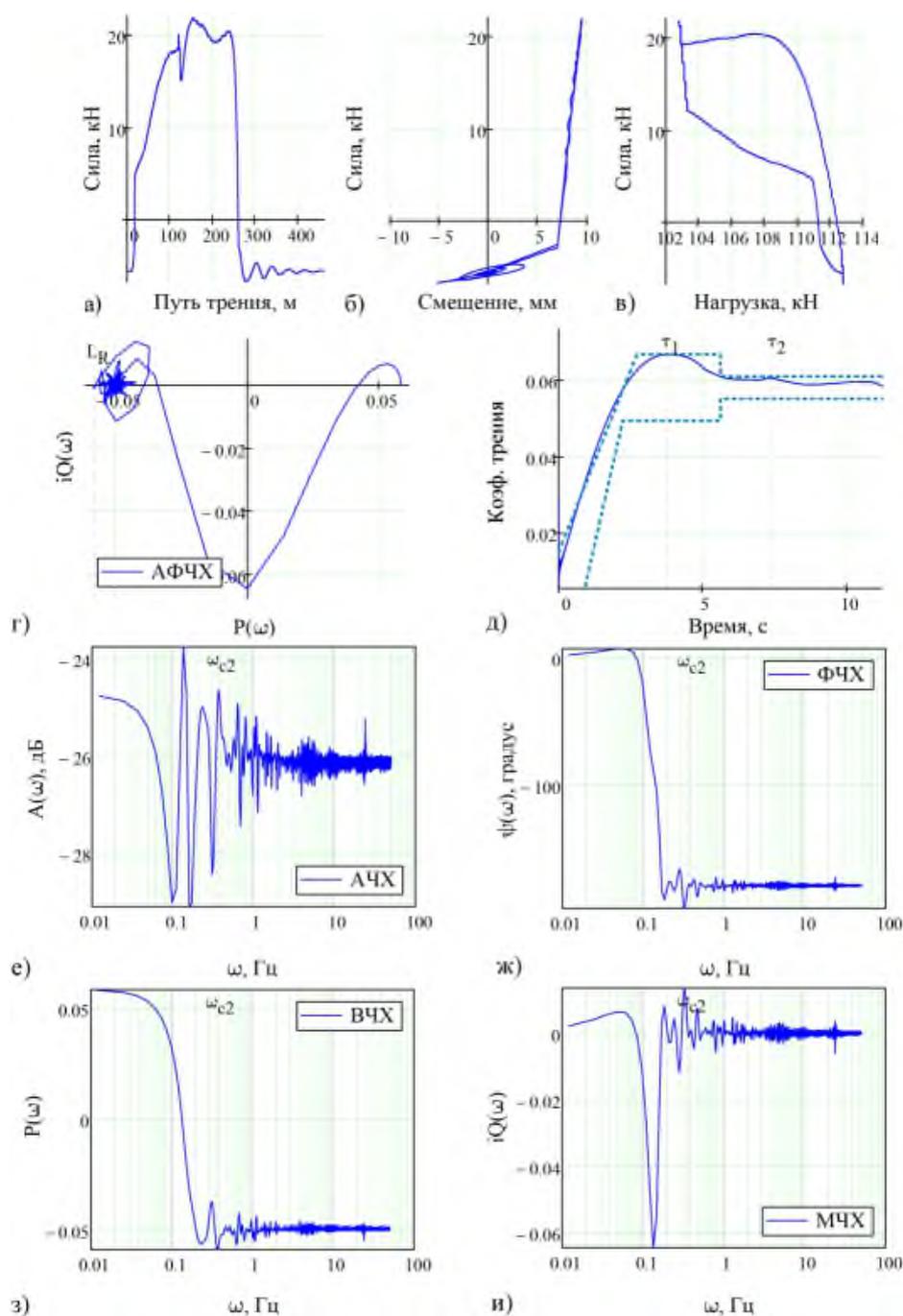
a – $a_{\text{нп}} = -0,3 \text{ м/с}^2$, $V = V = 34,89 \text{ км/ч}$; *б* – $a_{\text{нп}} = 0 \text{ м/с}^2$, $V = 48,83 \text{ км/ч}$;

в) $a_{\text{нп}} = +0,3 \text{ м/с}^2$, $V = 59,58 \text{ км/ч}$

Рисунок П2.22 – Гистерезис продольных сил крипа набегающих колёс, определяющих сцепление в системе «колесо – рельс» для магистрального тепловоза 2ТЭ116 с рельсами при $R = 300 \text{ м}$; $h = 100 \text{ мм}$ и уширении колеи на $10 / 0 \text{ мм}$

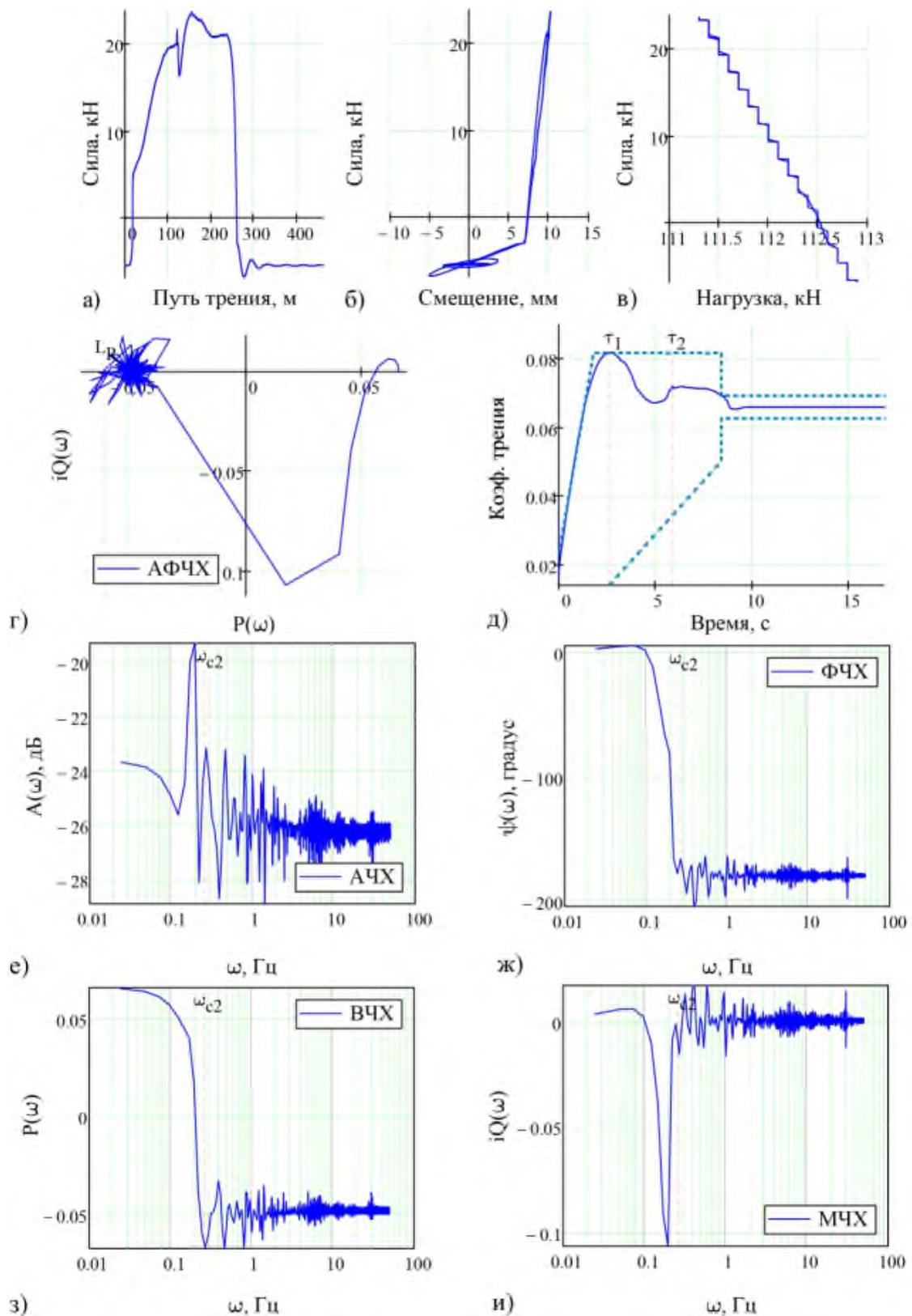
ПРИЛОЖЕНИЕ В

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА ЧАСТОТНЫХ И ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАБЕГАЮЩЕЙ КОЛЁСНОЙ ПАРЫ ТЕЛЕЖКИ ТЕПЛОВОЗА 2ТЭ116



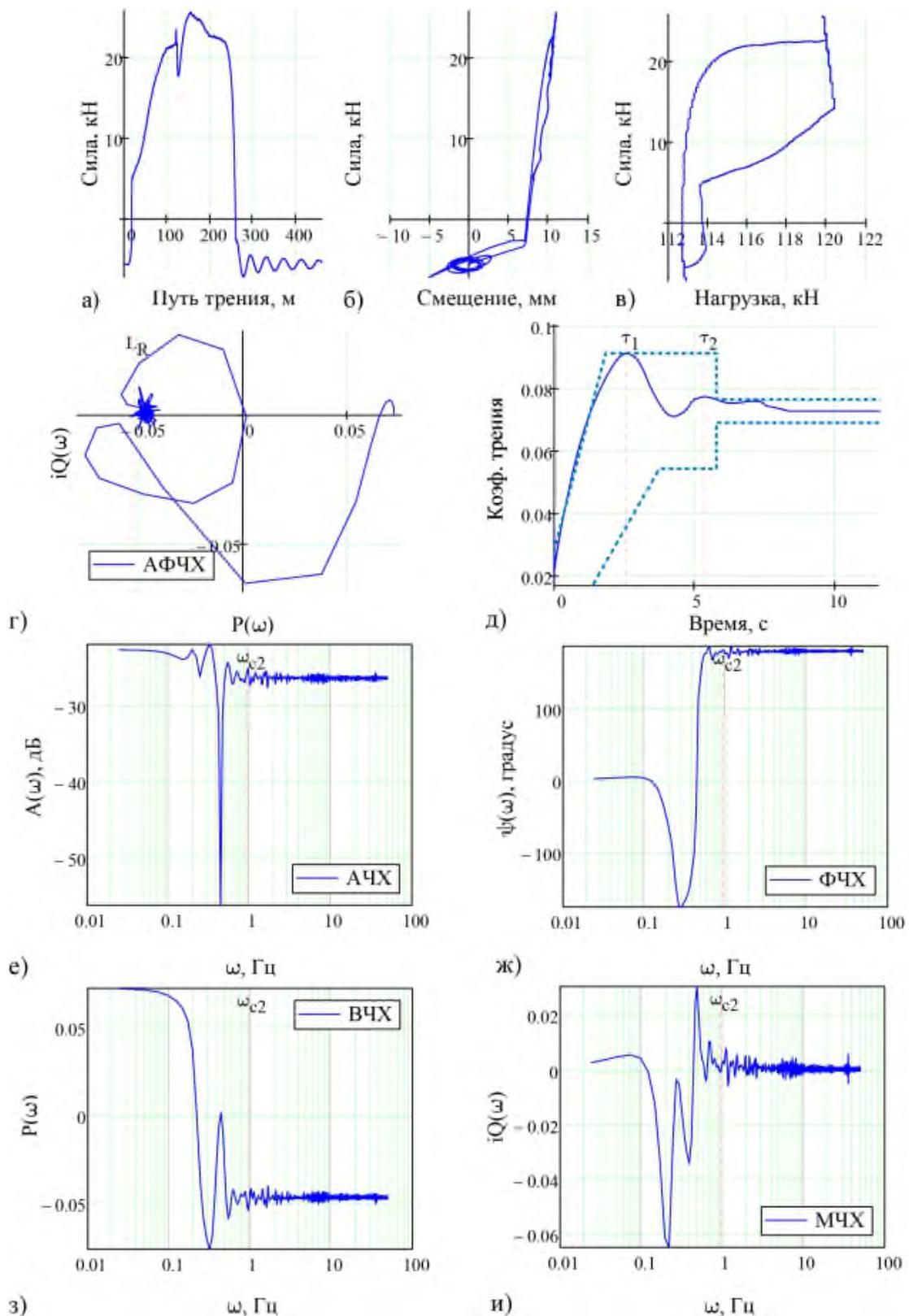
а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок ПЗ.1 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{nn} = -0,3 \text{ м/с}^2$
в криволинейном участке пути радиуса 250 м и ширине колеи 1520 мм



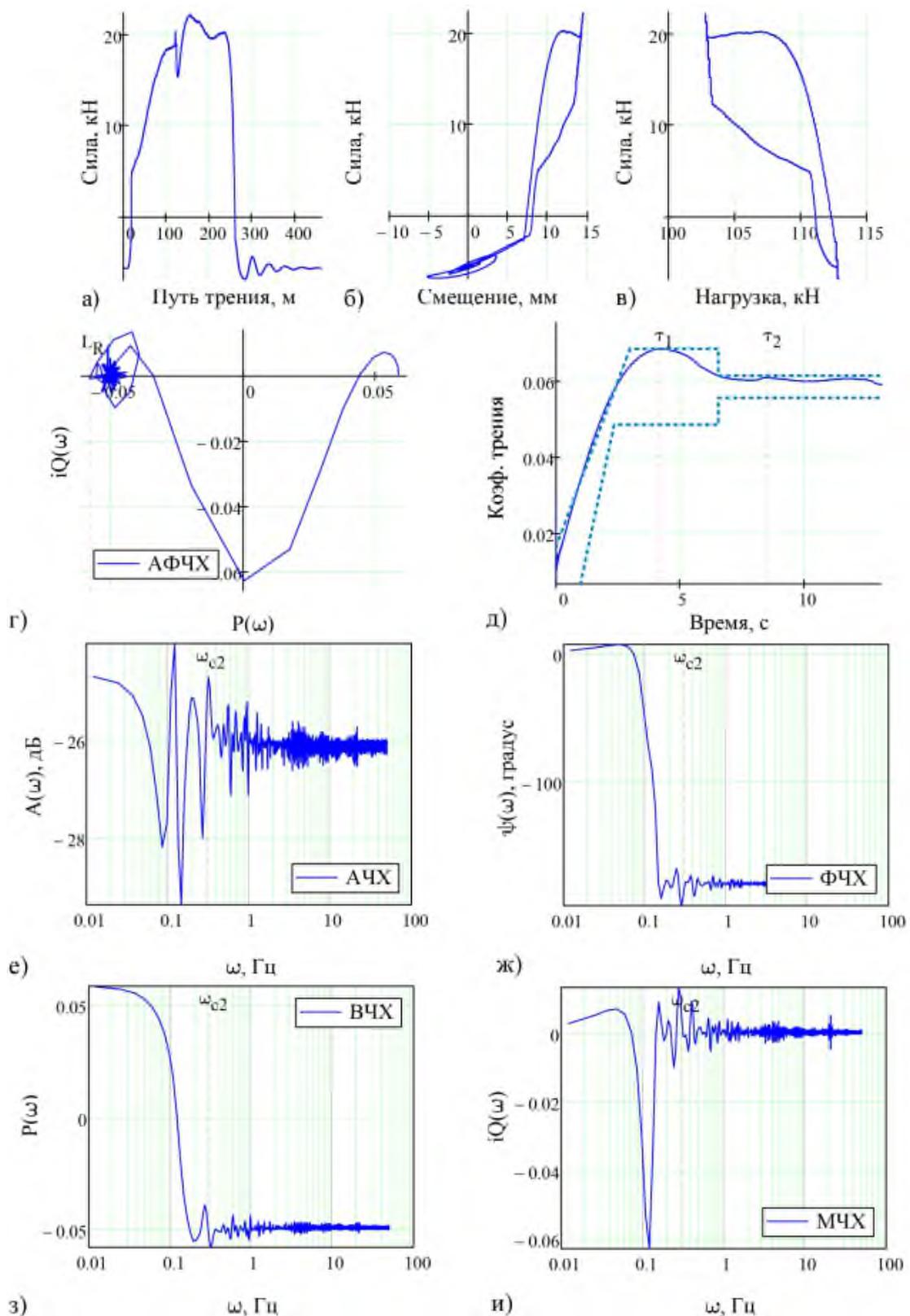
а – зависимость поперечной силы крипа от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крипа; в – зависимость поперечных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.2 – Характеристики поперечных сил крипа при $a_{nn} = 0 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 250 м и ширине колеи 1520 мм



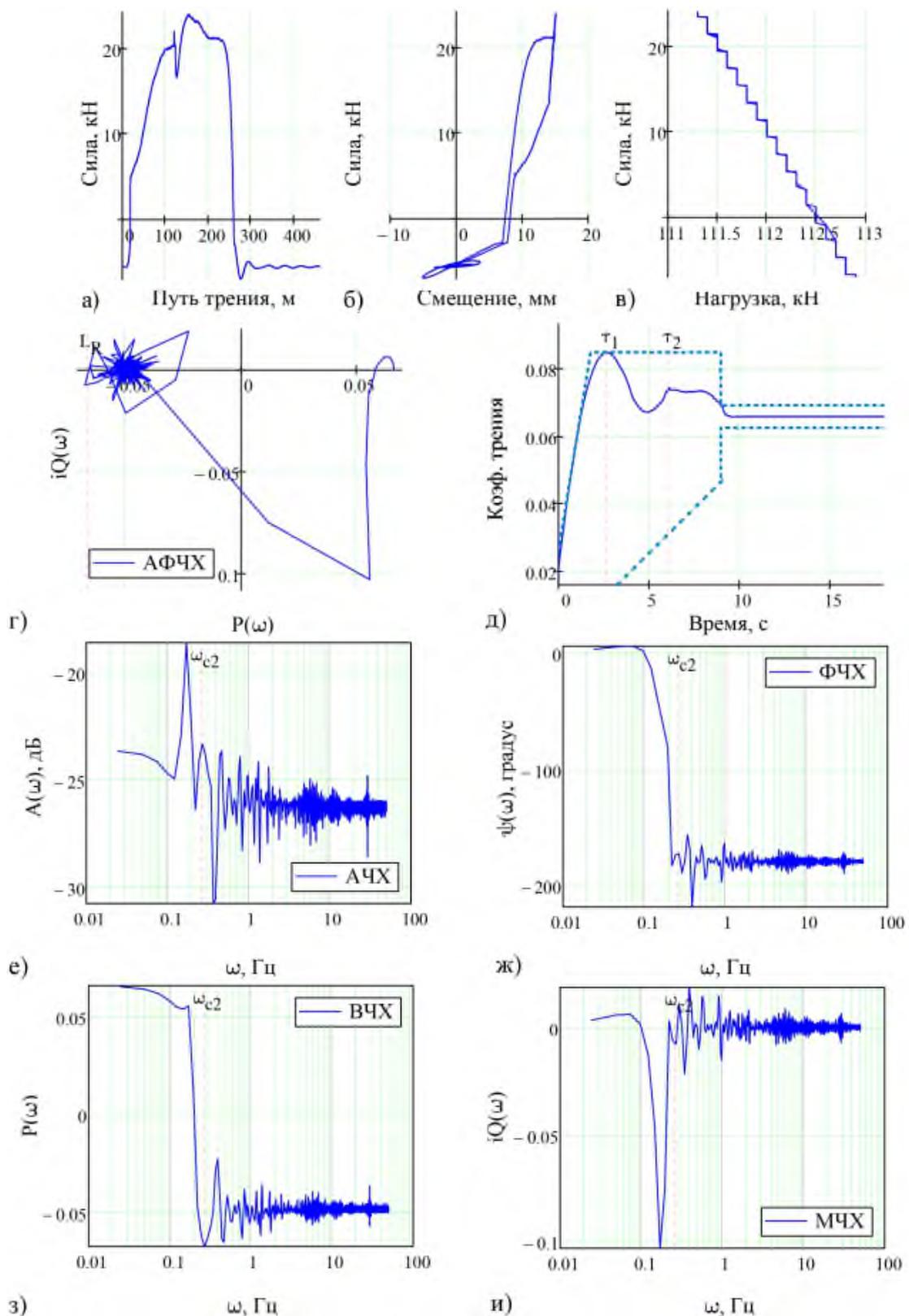
а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок ПЗ.3 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{\text{пр}} = +0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 250 м и ширине колеи 1520 мм



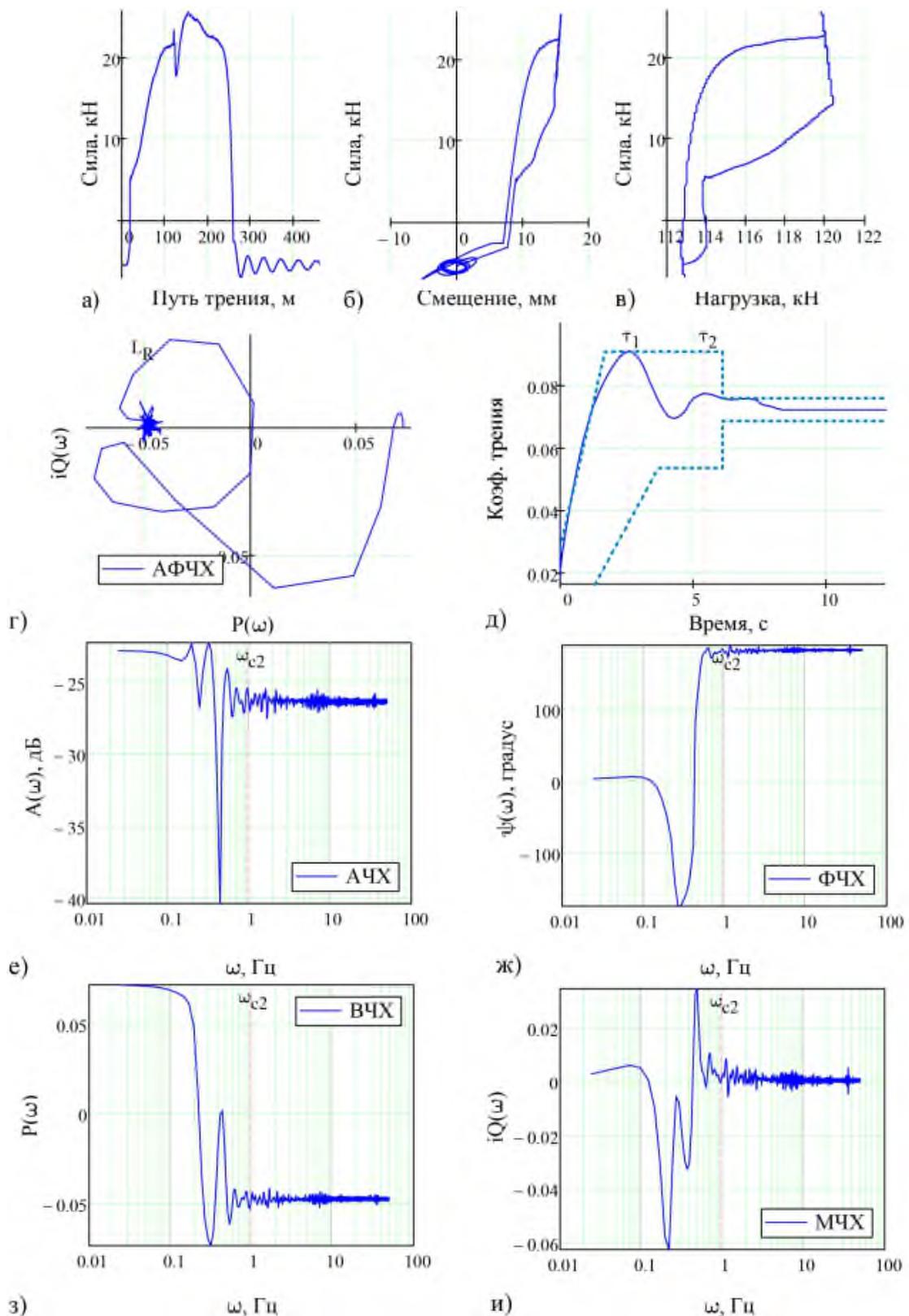
а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок ПЗ.4 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{\text{кр}} = -0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1530 мм



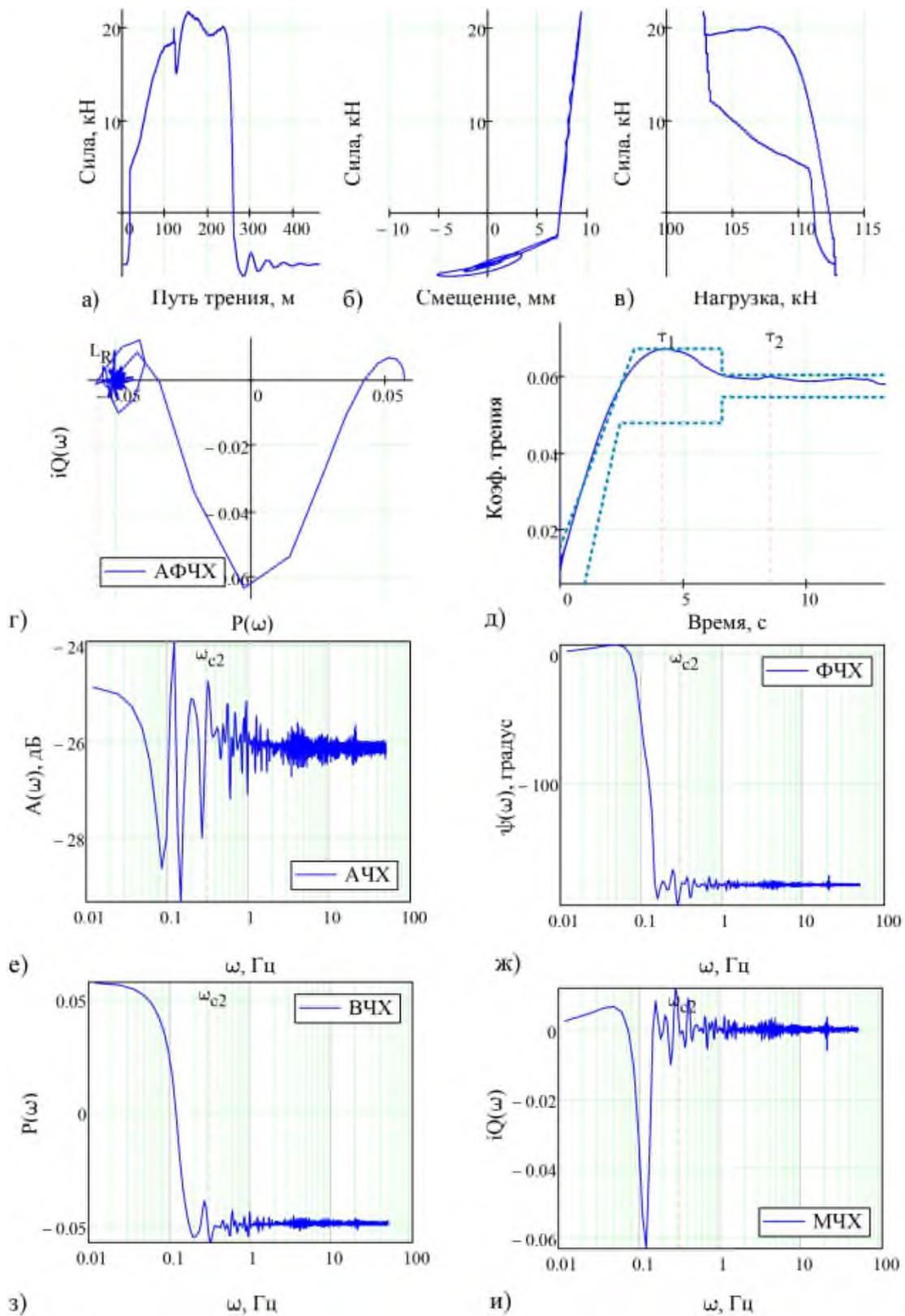
а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.5 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{nn} = 0 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1530 мм



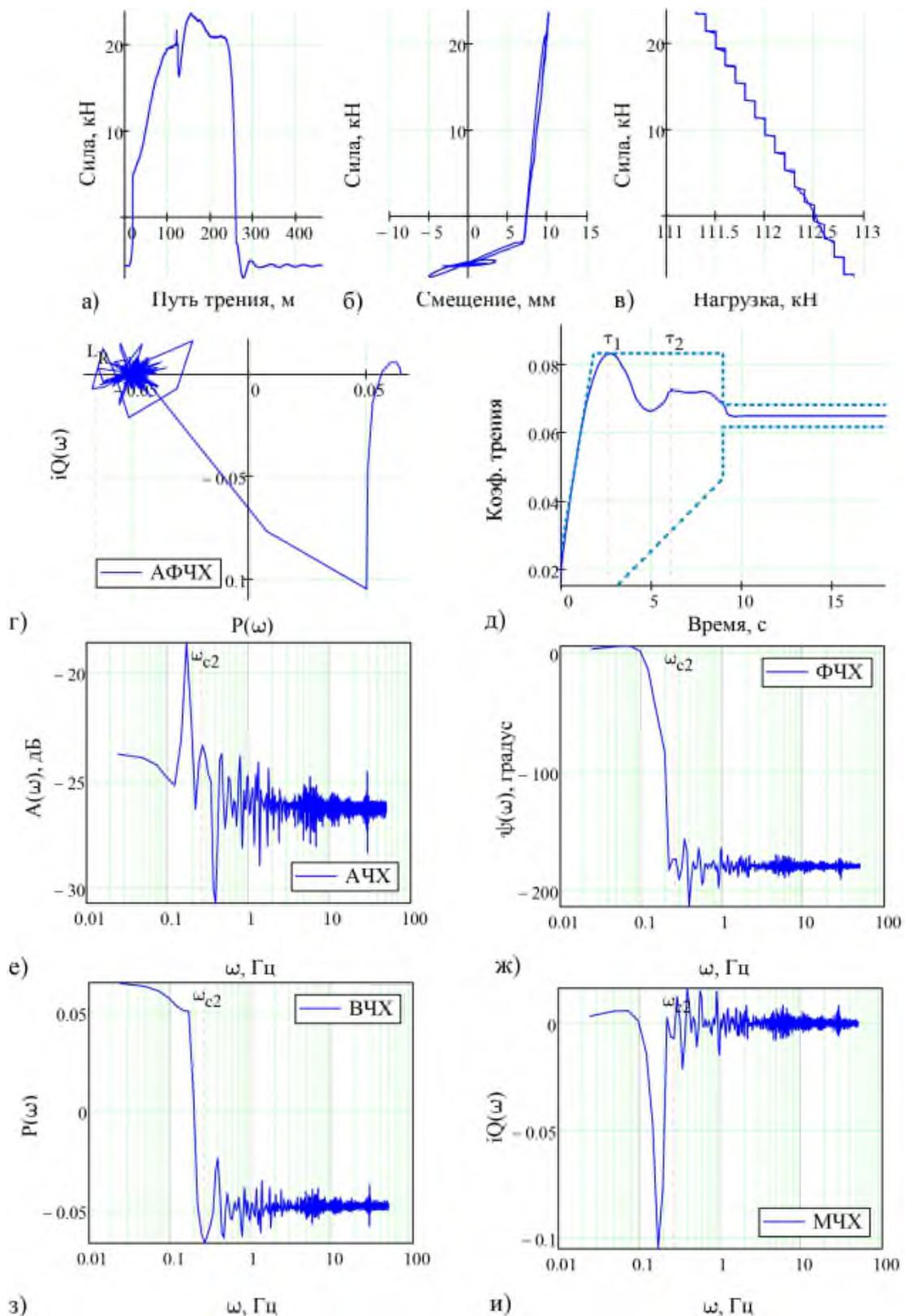
а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок ПЗ.6 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{mn} = +0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1530 мм



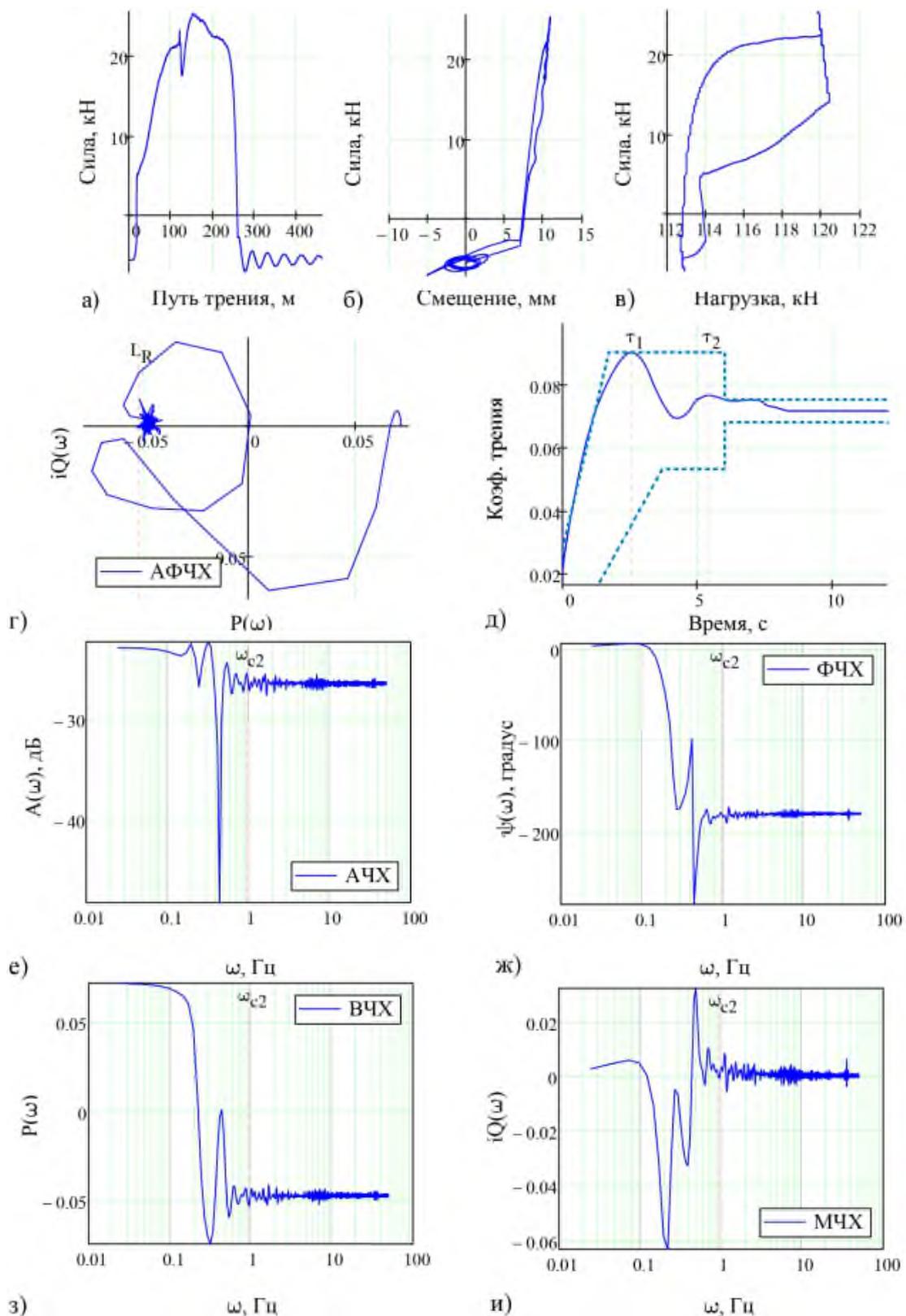
а – зависимость поперечной силы крипа от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крипа; в – зависимость поперечных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок ПЗ.7 – Характеристики поперечных сил крипа при $a_{nn} = -0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1520 мм



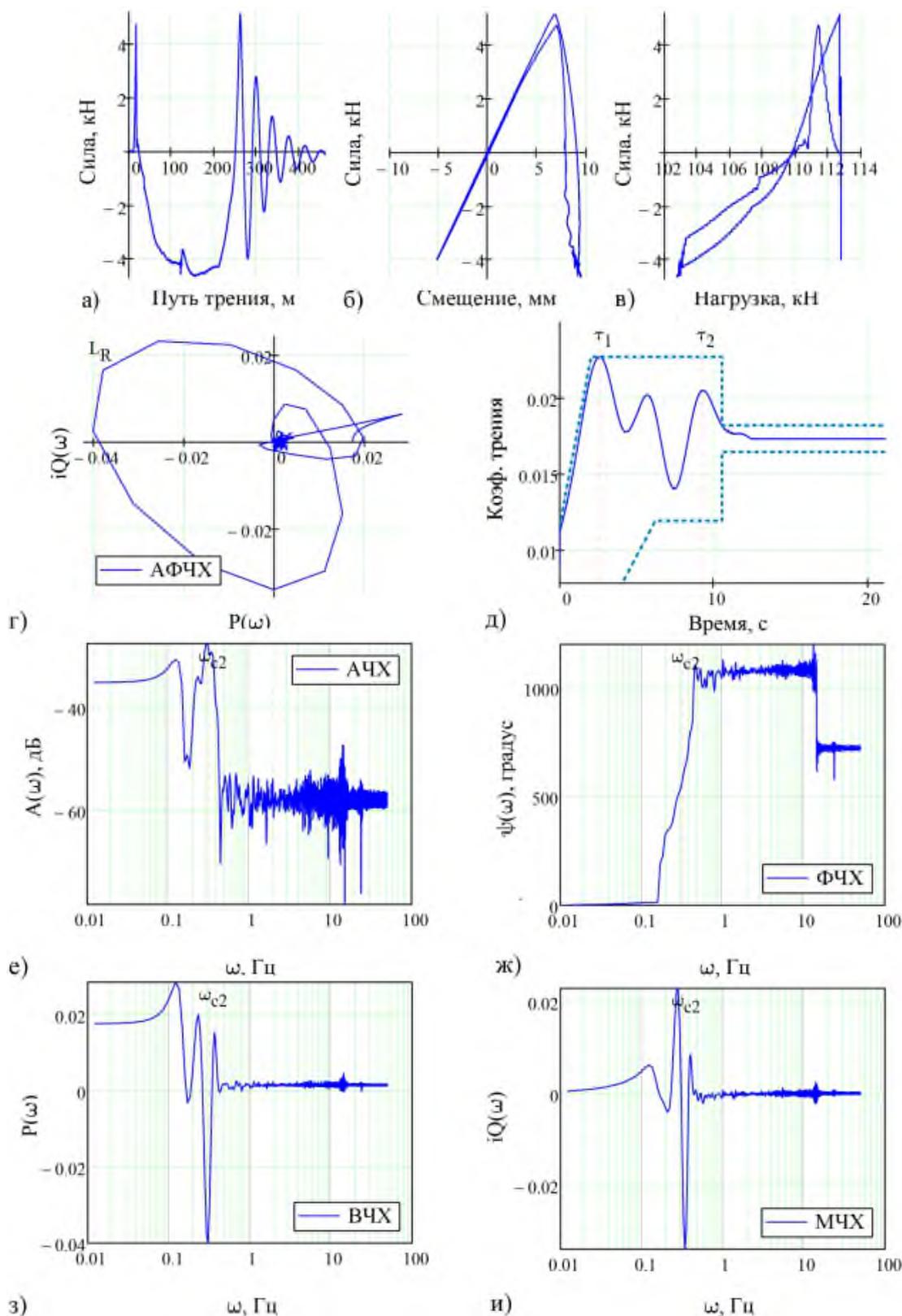
а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.8 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{nm} = 0 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1520 мм



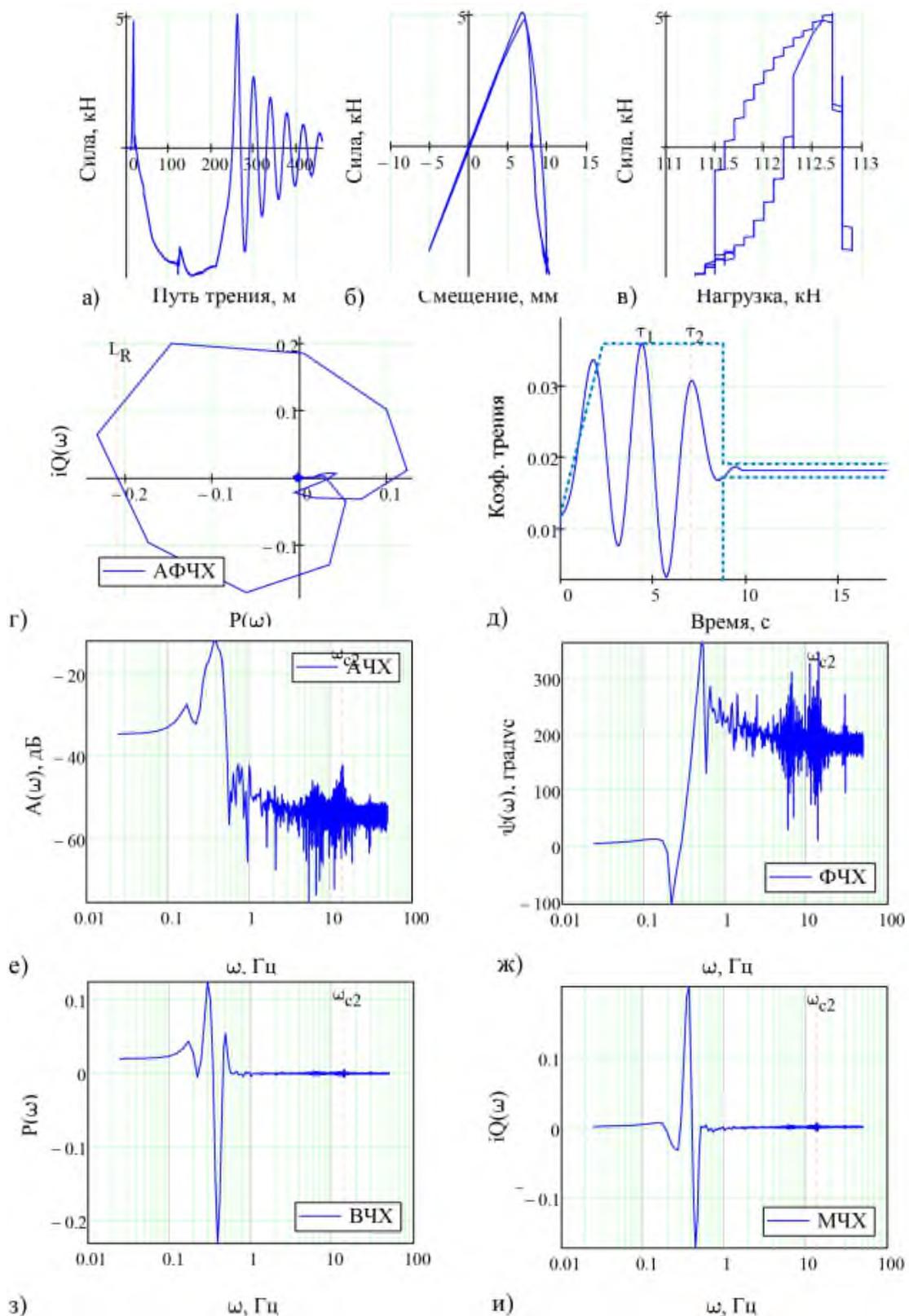
а – зависимость поперечной силы крива от пути трения; б – гистерезис поперечных сил крива; в – зависимость поперечных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок ПЗ.9 – Характеристики поперечных сил крива при $a_{mn} = +0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1520 мм



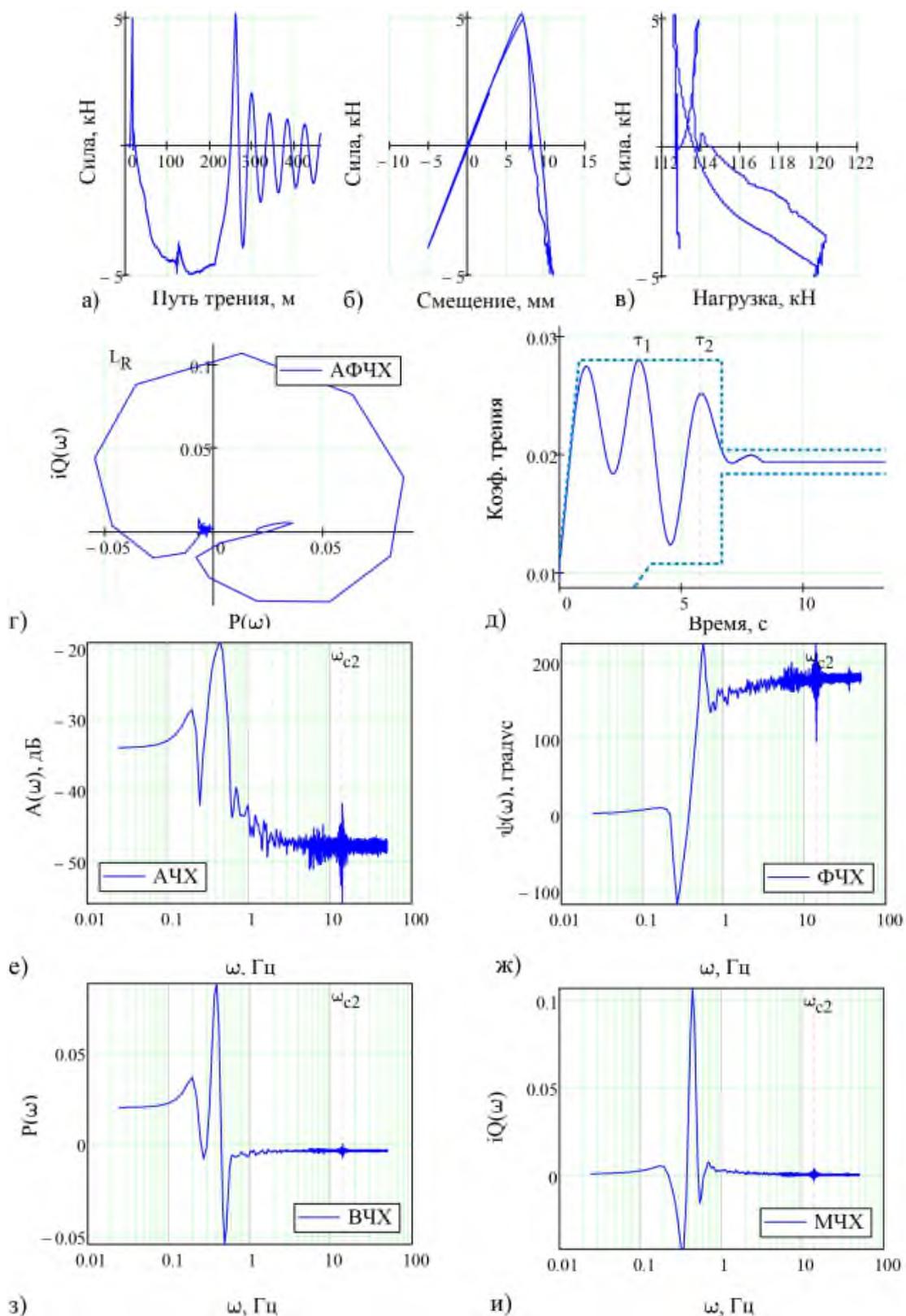
а – зависимость продольной силы крива от пути трения; б – гистерезис продольных сил крива; в – зависимость продольных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.10 – Характеристики продольных сил крива при $a_{nm} = -0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 250 м и ширине колеи 1520 мм



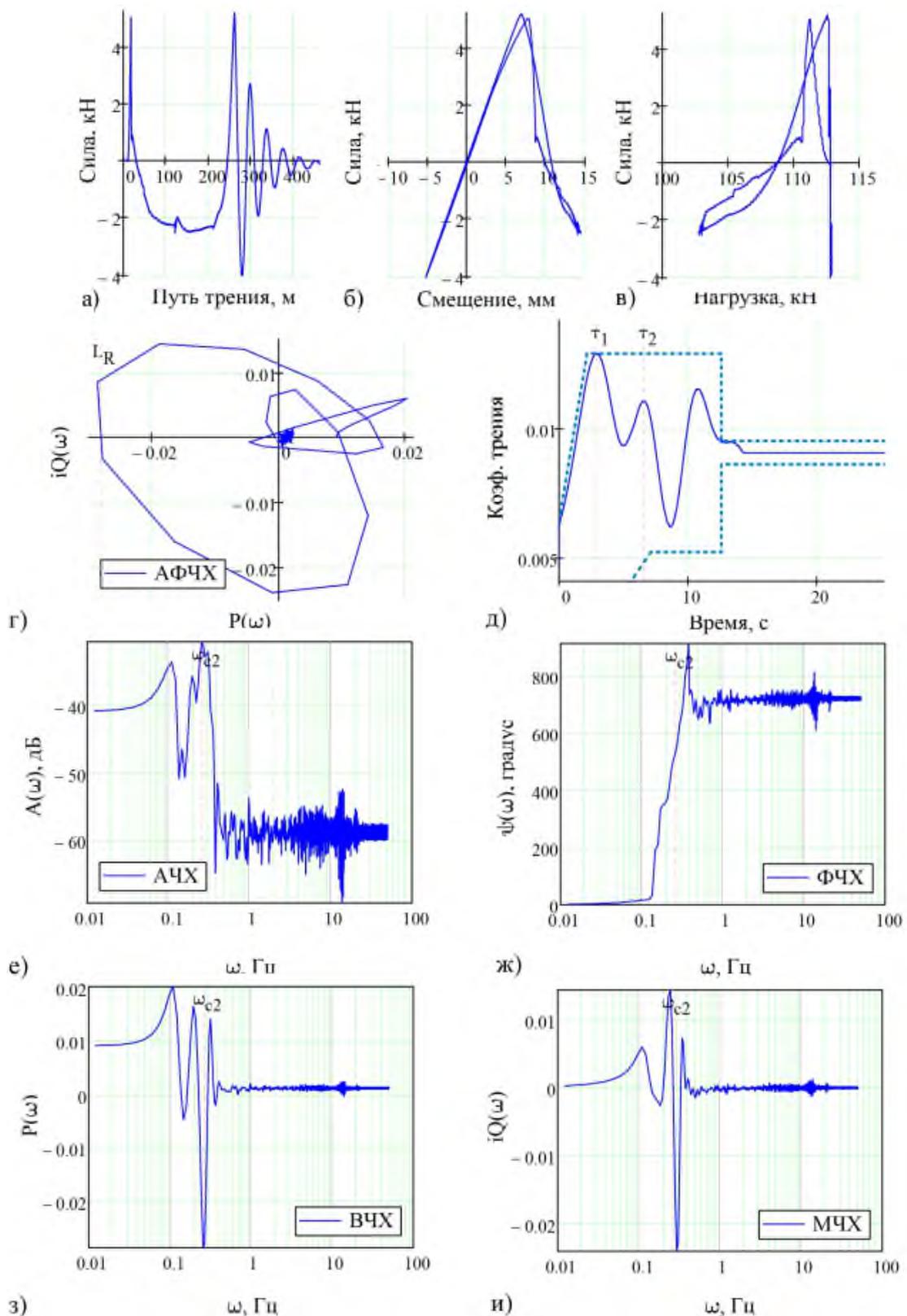
а – зависимость продольной силы крипа от пути трения; б – гистерезис продольных сил крипа; в – зависимость продольных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.11 – Характеристики продольных сил крипа при $a_{nn} = 0 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 250 м и ширине колеи 1520 мм



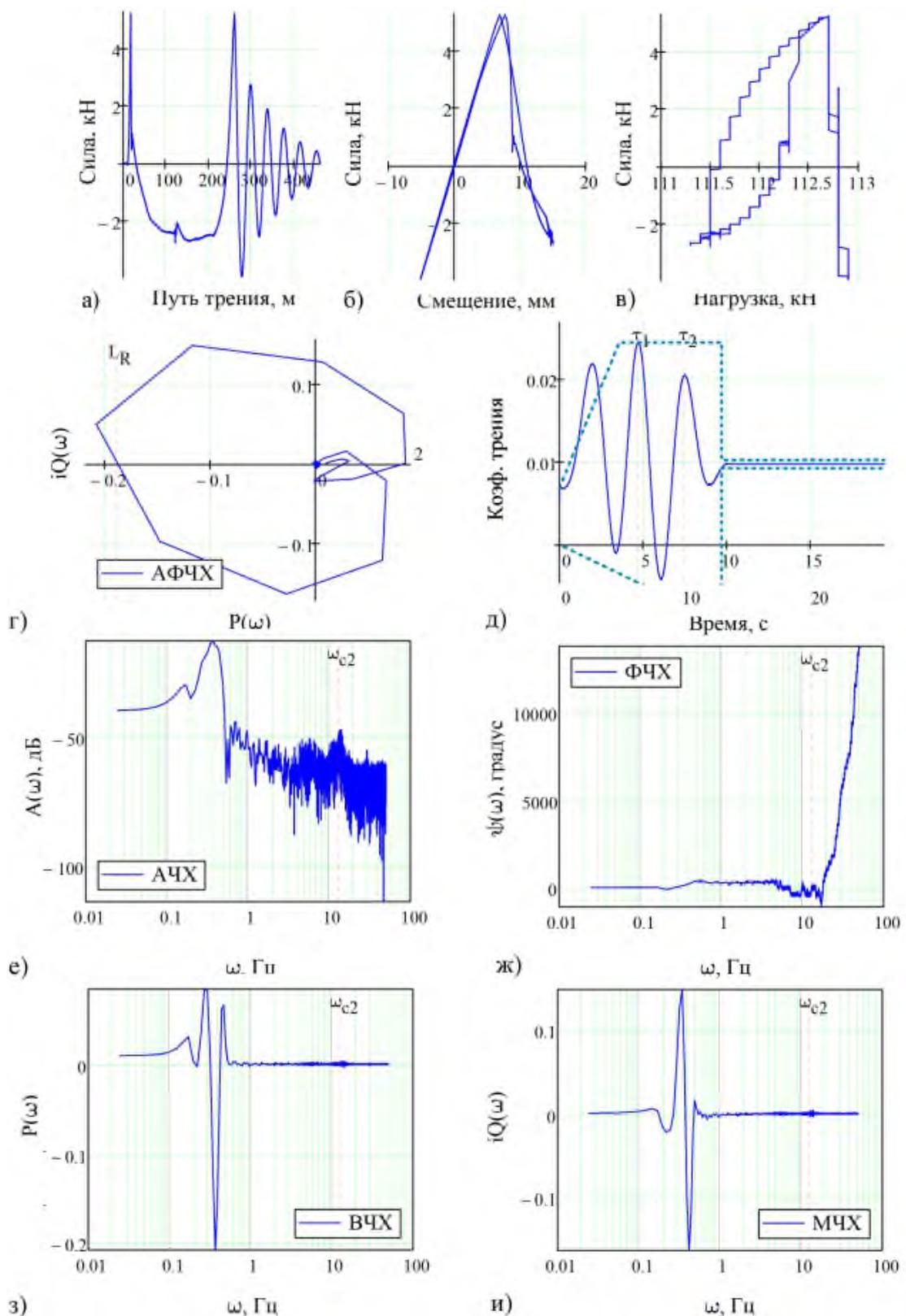
а – зависимость продольной силы крипа от пути трения; б – гистерезис продольных сил крипа; в – зависимость продольных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.12 – Характеристики продольных сил крипа при $a_{nn} = +0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 250 м и ширине колеи 1520 мм



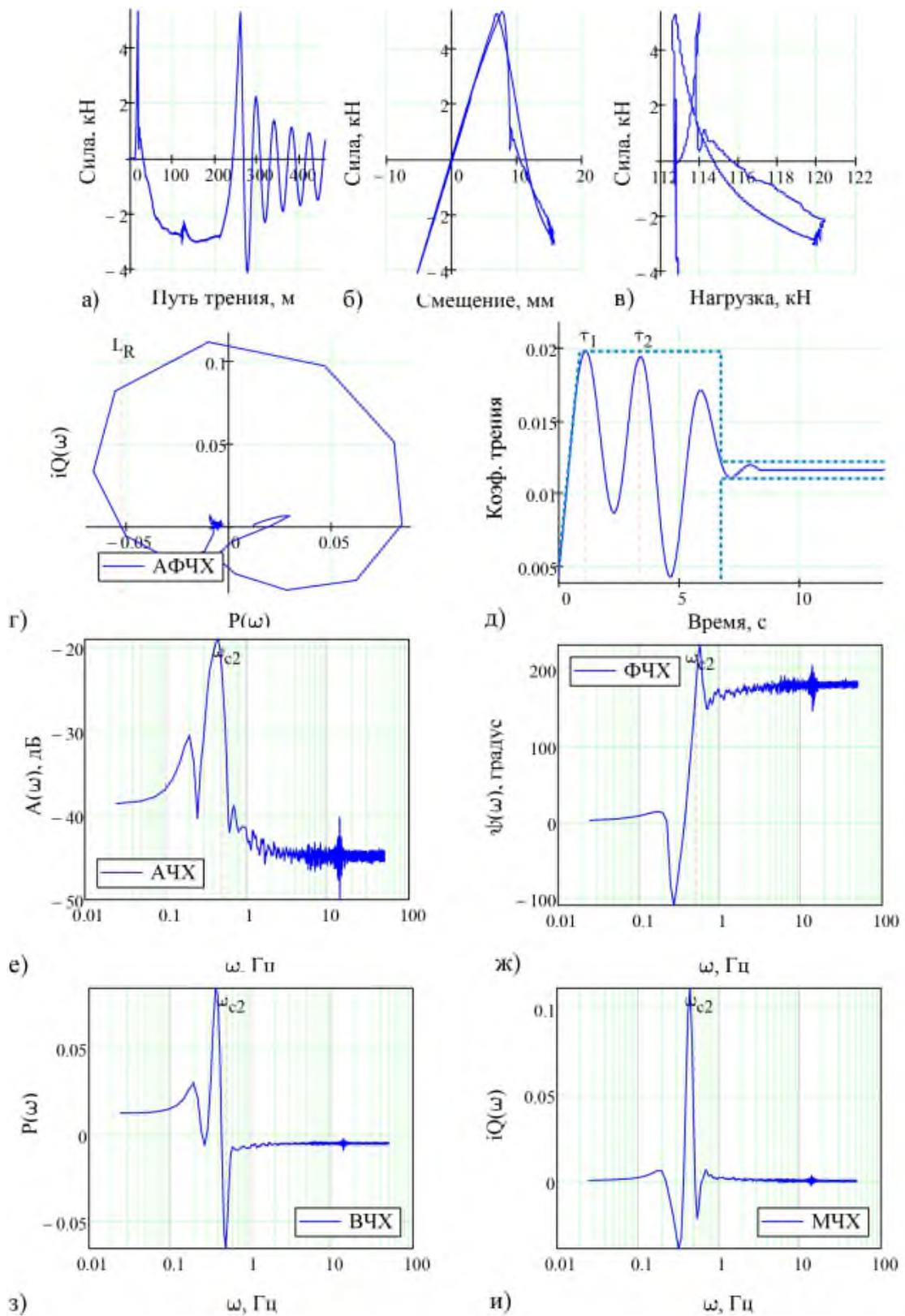
а – зависимость продольной силы крипа от пути трения; б – гистерезис продольных сил крипа; в – зависимость продольных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.13 – Характеристики продольных сил крипа при $a_{nm} = -0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1530 мм



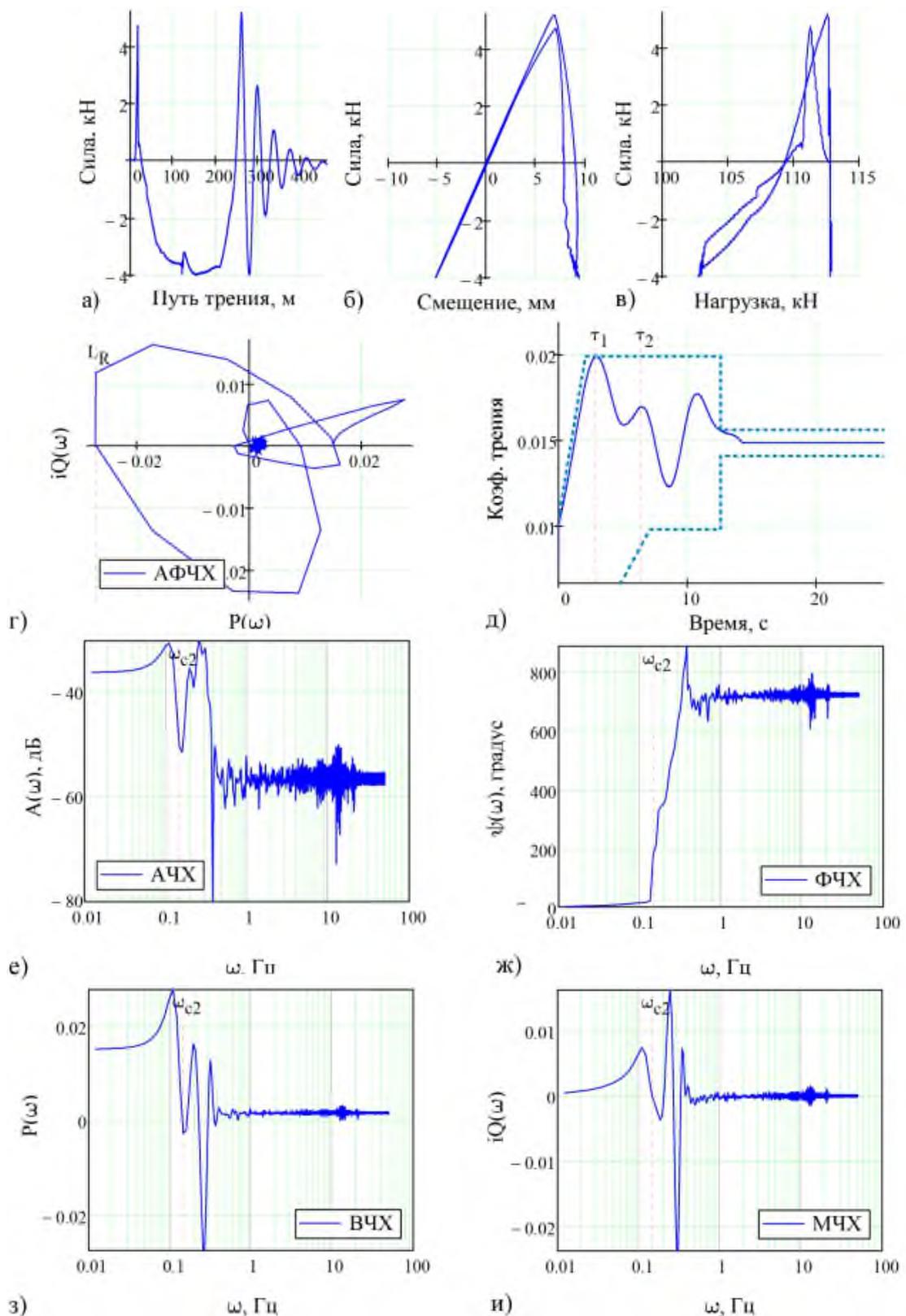
а – зависимость продольной силы крива от пути трения; б – гистерезис продольных сил крива; в – зависимость продольных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.14 – Характеристики продольных сил крива при $a_{nn} = 0 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1530 мм



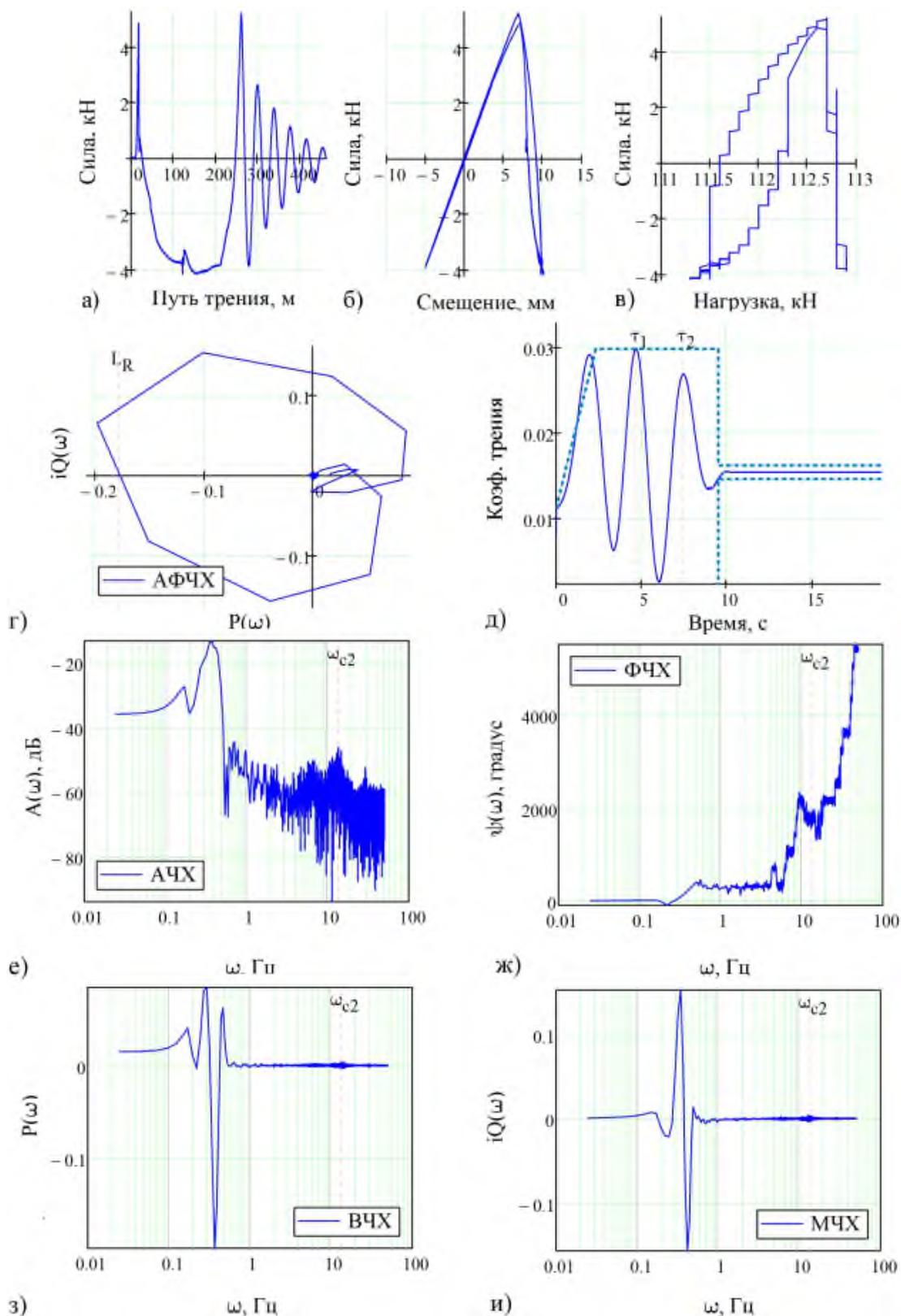
а – зависимость продольной силы крипа от пути трения; б – гистерезис продольных сил крипа; в – зависимость продольных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е - амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.15 – Характеристики продольных сил крипа при $a_{nn} = +0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1530 мм



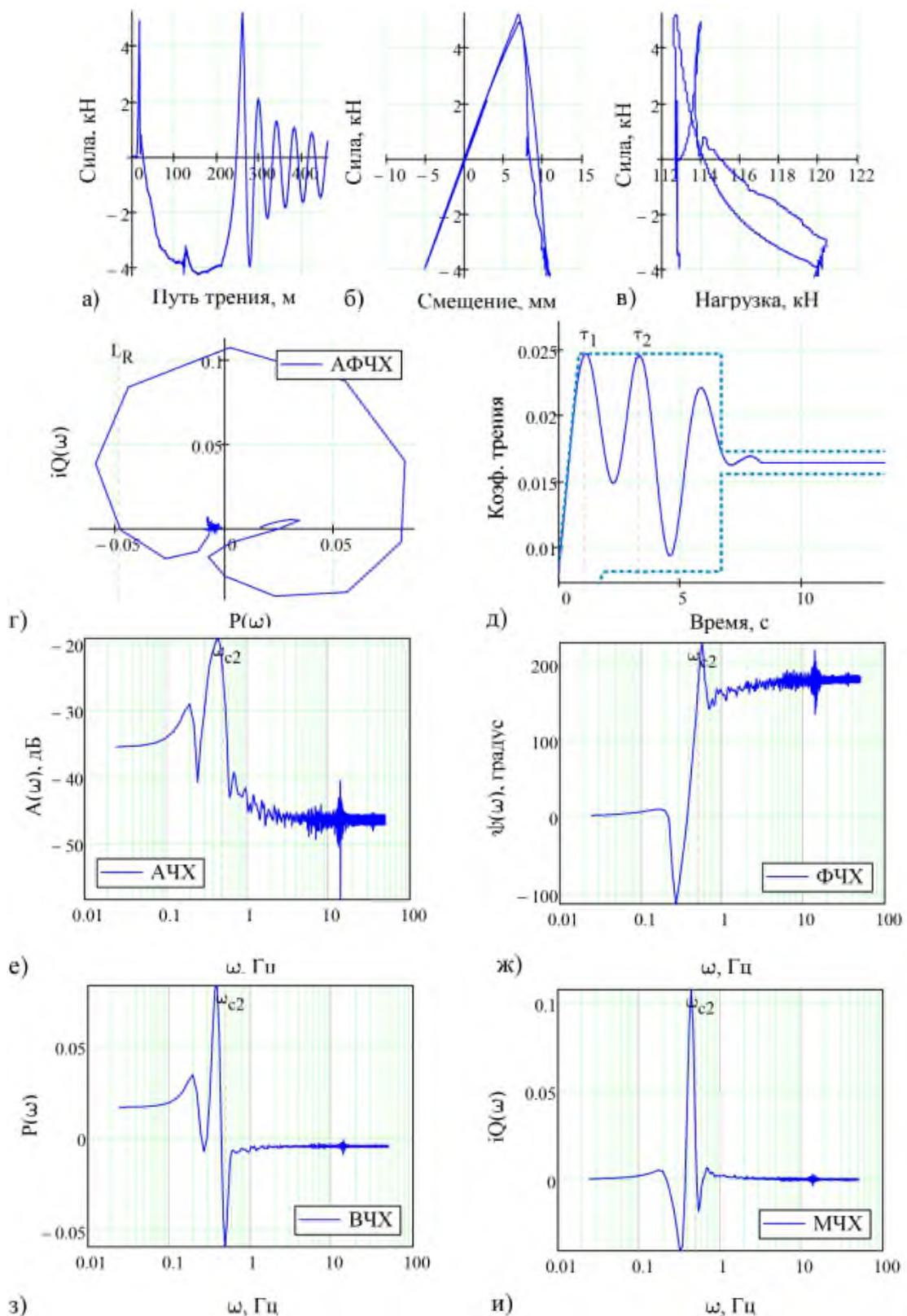
а – зависимость продольной силы крива от пути трения; б – гистерезис продольных сил крива; в – зависимость продольных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.16 – Характеристики продольных сил крива при $a_{nm} = -0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1520 мм



а – зависимость продольной силы крива от пути трения; б – гистерезис продольных сил крива; в – зависимость продольных сил крива от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.17 – Характеристики продольных сил крива при $a_{nn} = 0 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1520 мм



а – зависимость продольной силы крипа от пути трения; б – гистерезис продольных сил крипа; в – зависимость продольных сил крипа от нагрузки; г – амплитудная фазовая характеристика; д – переходная функция; е – амплитудно-частотная характеристика; ж – фазовая частотная характеристика; з – вещественная частотная характеристика; и – мнимая частотная характеристика

Рисунок П3.18 – Характеристики продольных сил крипа при $a_{nn} = +0,3 \text{ м/с}^2$ в криволинейном участке пути радиуса 300 м и ширине колеи 1520 мм

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

type := 7	Тип весовой функции окна для сглаживания спектральных характеристик:
n _{seg_dividend} := 2.26	0 - прямоугольное весовое окно (0...1);
n _{shift_multiplier} := 0.5	1 - коническое прямоугольное весовое окно;
a _{0_costaper} := 0	2 - треговое весовое окно;
a _{7_gaussian} := 3	3 - весовое (сглаживающее) окно Хэмминга;
b _{8_kaiser} := 5	4 - весовое (сглаживающее) окно Ханна;
b _{9_cheby} := 75	5 - весовое (сглаживающее) окно Наталла;
	6 - весовое (сглаживающее) окно Блэкмана;
	7 - весовое (сглаживающее) окно Гаусса (2...20);
	8 - весовое (сглаживающее) окно Кайзера (2...20);
	9 - весовое (сглаживающее) окно Чебышева (50...).

B := 3 Количество диапазонов частоты на одну октаву (1, 3, 12 или 24)

ПРЕДЕЛЬНО-ДОПУСТИМЫЕ УРОВНИ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН (ОПОРНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ)
для оценки качества системы

J _{кр} :=	"Макс. доп. величина стационарного коэф. трения Γ"	0.3
	"Мин. доп. запас устойчивости по амплитуде L"	6
	"Мин. доп. запас устойчивости по фазе ψ"	60
	"Макс. доп. частотный показатель колебательности M"	3.501
	"Макс. доп. частота по условию A(ω) = A(0), Гц"	0.05
	"Мин. доп. частота по условию A(ω) = 0.707A(0), Гц"	1.35
	"Мин. доп. резонансная частота A[ω(p)] = Amax, Гц"	0.3
	"Макс. доп. квадр. интегр. критерий качества Γ"	0.09
	"Макс. доп. квадр. интегр. критерий качества Γ"	0.08
	"Макс. доп. интегр. оценка упруго-инерционных сил I(c)"	0.0025
	"Макс. доп. интегр. оценка инерционных сил I(m)"	0.0000008
	"Макс. доп. интегр. оценка сил трения I(сопр.)"	0.000045
	"Макс. доп. оценка сил фрикционных автоколебаний I(фр.к)"	0.000035
	"Мин. доп. оценка динамич. коэф. демпфирования I(γ)"	0.144
	"Макс. доп. время запаздывания t(z), с"	2.8
	"Макс. доп. мин. время нарастания t(n.min), с"	4.3
	"Макс. доп. макс. время нарастания t(n.max), с"	10.2
	"Макс. доп. время регулирования t(p), с"	22
	"Макс. доп. время установившегося значения h[t(max)], с"	36
	"Макс. доп. перерегулирование σ, %"	40
	"Макс. доп. добротность Q"	11.42
	"Мин. доп. коэф. демпфирования ξ"	0.144
	"Макс. доп. число колебаний регулируемой величины N"	5.4
"Макс. доп. линейный интегральный критерий качества I(1)"	0.22	
"Макс. доп. линейный интегральный критерий качества I(2)"	0.5	

Функция для проверки и усечения количества обрабатываемых при спектральном анализе данных

$$X_{\text{floor2}}(\text{data}) := \left| \begin{array}{l} m \leftarrow \text{длина}(\text{data}) \\ \text{floor}\left(\frac{\log(m-1)}{\log(2)}\right)+1 \\ k \leftarrow 2 \\ \text{for } i \in 0..m-1 \\ \quad y_i \leftarrow \text{data}_i \\ \text{for } i \in m..k-1 \\ \quad y_i \leftarrow 0 \\ \text{return } y \end{array} \right.$$

Функция линейной интерполяции данных

$$\text{InterpY}(x_1, x_2, y_1, y_2, x) := y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1)$$

$$\text{InterpX}(x_1, x_2, y_1, y_2, y) := x_1 + \frac{x_2 - x_1}{y_2 - y_1} \cdot (y - y_1)$$

$$\text{InterpH}(h_1, h_2, y) := \text{Re}(h_1) + \frac{\text{Re}(h_2) - \text{Re}(h_1)}{\text{Im}(h_2) - \text{Im}(h_1)} \cdot (y - \text{Im}(h_1))$$

Функция вычисления интеграла методом трапеций и Симпсона

$$\text{trapz}(x) := \left| \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(x) \\ s \leftarrow 0.5 \cdot x_0 \text{ if } n = 1 \\ \text{otherwise} \\ \quad \left| \begin{array}{l} s \leftarrow 0 \\ \text{for } k \in 1..n-1 \\ \quad s \leftarrow s + \frac{x_k + x_{k-1}}{2} \end{array} \right. \\ \text{return } s \end{array} \right.$$

$$\text{simp}(x) := \left| \begin{array}{l} s_1 \leftarrow 0 \\ s_2 \leftarrow 0 \\ n \leftarrow \text{длина}(x) \\ \text{for } i \in 1..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} s_1 \leftarrow s_1 + x_i \text{ if } \text{mod}(i, 2) \neq 0 \\ s_2 \leftarrow s_2 + x_i \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{x_0 - x_{n-1}}{2} + 2 \cdot s_1 + s_2 \right) \end{array} \right.$$

Функция для вычисления нормы вектора

$$\text{norm}(x) := \left| \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(x) \\ s \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad s \leftarrow s + (x_i)^2 \\ \text{return } \sqrt{s} \end{array} \right.$$

Функции для поиска максимума и минимума функции в интервале индексов

$\text{maxf}(f, a, b, m) :=$	$k \leftarrow 0$ $i \leftarrow a$ $s \leftarrow f_i$ while $i < b$ $i \leftarrow i + 1$ if $s \leq f_i$ $s \leftarrow f_i$ $k \leftarrow i$ break if $m = 1$ otherwise return k	$\text{XYmax}(X, Y) := \max(\max(X), \max(Y))$ $\text{XYmin}(X, Y) :=$ <table border="0" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">$X_{\min} \leftarrow \min(X)$</td> <td>$Y_{\min} \leftarrow \min(Y)$</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">$k \leftarrow 1.05$</td> <td>if $X_{\min} < 0 \vee Y_{\min} < 0$</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;">$k \leftarrow 0.95$</td> <td>otherwise</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding-right: 5px;"></td> <td>return $\min(X_{\min}, Y_{\min}) \cdot k$</td> </tr> </table>	$X_{\min} \leftarrow \min(X)$	$Y_{\min} \leftarrow \min(Y)$	$k \leftarrow 1.05$	if $X_{\min} < 0 \vee Y_{\min} < 0$	$k \leftarrow 0.95$	otherwise		return $\min(X_{\min}, Y_{\min}) \cdot k$
$X_{\min} \leftarrow \min(X)$	$Y_{\min} \leftarrow \min(Y)$									
$k \leftarrow 1.05$	if $X_{\min} < 0 \vee Y_{\min} < 0$									
$k \leftarrow 0.95$	otherwise									
	return $\min(X_{\min}, Y_{\min}) \cdot k$									

$\text{minf}(f, a, b, m) :=$	$k \leftarrow 0$ $i \leftarrow a$ $s \leftarrow f_i$ while $i < b$ $i \leftarrow i + 1$ if $s \geq f_i$ $s \leftarrow f_i$ $k \leftarrow i$ break if $m = 1$ otherwise return k
------------------------------	--

Вспомогательная функция для вычисления вектора частот,

где τ - интервал отсчётов в секундах;

n - количество частотных гармоник преобразования;

$r = 1$ - признак действительно-значных данных для преобразования.

```

freqz(τ, n, r) :=
  freq_res ← 1 / (τ · n)
  for i ∈ 0..n - 1
    w_i ← freq_res · i
  Nyq ← 0.5 / τ
  if mod(n, 2) ≠ 0
    half_res ← 0.5 · freq_res
    halfNPTS ← 0.5 · (n + 1)
    whalfNPTS-1 ← Nyq - half_res
    whalfNPTS ← Nyq + half_res
  otherwise
    halfNPTS ← 0.5 · n + 1
    whalfNPTS-1 ← Nyq
  w_{n-1} ← 1 / τ - freq_res
  n ← halfNPTS if r = 1
  for i ∈ 0..n - 1
    W_i ← w_i
  return W

```

Периодограмма определяется выражением:

$$P_{XX}(e^{i\omega}) = \frac{S_{XX}(e^{i\omega})}{FU}; \quad P_{XX}(e^{i\omega}) = \frac{1}{F} \cdot \frac{\left| \sum_{k=0}^{n-1} (w_k \cdot x_k \cdot e^{-i \cdot k \cdot \omega}) \right|^2}{\frac{1}{n} \cdot \sum_{k=0}^{n-1} (|w_k|)^2},$$

где F - единица частоты оцифрованного сигнала, по умолчанию 2π ;

U - энергия дискретно-временного окна.

S_{XX} - квадрат амплитудных гармоник БПФ;

w_k - отсчёты весовой функции окна.

Периодограмма двух векторов данных определяется выражением:

$$P_{XY}(e^{i\omega}) = \frac{1}{F} \cdot \frac{\left| \sum_{k=0}^{n-1} \left[(w_k \cdot x_k \cdot e^{-i \cdot k \cdot \omega}) \cdot (w_k \cdot \overline{y_k} \cdot e^{-i \cdot k \cdot \omega}) \right] \right|}{\frac{1}{n} \cdot \sum_{k=0}^{n-1} (|w_k|)^2},$$

где $\overline{y_k}$ - комплексно-сопряжённый отсчёт вектора y.

Периодограмма не является состоятельной оценкой спектральной плотности мощности, поскольку дисперсия такой оценки сравнима с квадратом её математического ожидания. С ростом числа используемых отсчётов данных значения периодограммы начинают всё быстрее флуктуировать.

Вычисление спектральной плотности мощности путем вычисления усреднённой периодограммы Уэлча

Уэлч (Welch) внёс в метод Бартлетта два усовершенствования: использование весовой функции и разбиение на перекрывающиеся фрагменты. Применение весовой функции позволяет ослабить растекание спектра и уменьшить смещение получаемой оценки спектра плотности мощности ценой незначительного ухудшения разрешающей способности. Перекрытие сегментов введено для того, чтобы увеличить их число и уменьшить дисперсию оценки.

Итак, вычисления при использовании метода Уэлча (метода усреднения модифицированных периодограмм) организуется следующим образом.

1) Вектор отсчётов сигнала делится на перекрывающиеся сегменты. Как правило, на практике используется перекрытие на 50 % или 75 %. Строго говоря, оптимальная степень перекрытия зависит от используемой весовой функции. Например, для гауссовских случайных процессов при использовании окна Ханна минимальная дисперсия оценки спектра плотности мощности получается при перекрытии сегментов на 65 %.

2) Каждый сегмент умножается на используемую весовую функцию.

3) Для взвешенных сегментов вычисляются модифицированные периодограммы.

4) Периодограммы всех сегментов усредняются.

Также как и для периодограммы Бартлетта, дисперсия оценки, получаемая методом Уэлча, уменьшается примерно пропорционально числу сегментов. Благодаря перекрытию в методе Уэлча используется больше сегментов, поэтому дисперсия оценки спектра плотности мощности оказывается меньше, чем для метода Бартлетта.

Метод Уэлча является наиболее популярным периодограммным методом спектрального анализа.

Создадим функцию для вычисления периодограммы,

где x - анализируемый вектор данных (выход);

y - анализируемый вектор данных (вход);

w - весовое окно;

n - число частот для вычисления спектральной плотности мощности;

$nseg$ - число отсчетов на сегмент;

$nshift$ - число отсчетов, соответствующее сдвигу между сегментами;

τ - интервал отсчётов в секундах.

```

welch(x, y, w, npsd, nseg, nshift,  $\tau$ ) :=
  nx  $\leftarrow$  длина(x)
   $\tau \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi}$  if  $\tau \leq 0$ 
  if nseg < 1
    | nseg  $\leftarrow$  floor( $\frac{nx}{4.5}$ ) if nshift < 0
    | nseg  $\leftarrow$  floor( $\frac{nx + 7 \cdot nshift}{8}$ ) otherwise
  nshift  $\leftarrow$  floor(0.5 · nseg) if nshift < 0
  npsd  $\leftarrow$  max(256, 2  $\left( \frac{\text{floor}(\frac{\log(nseg-1)}{\log(2)})+1}{\log(2)} \right)$ ) if npsd < 256
  r  $\leftarrow$  0
  if npsd = 2  $\left( \frac{\text{floor}(\frac{\log(npsd)}{\log(2)})}{\log(2)} \right) \wedge nseg \leq npsd \wedge nshift < nseg$ 
    | lmo  $\leftarrow$  nseg - nshift
    | ns  $\leftarrow$  max(1, floor( $\frac{nx - nshift}{lmo}$ )) if lmo > 0
    | ns  $\leftarrow$  1 otherwise
    | for j  $\in$  0.. npsd - 1
      | Sj  $\leftarrow$  0
    | for k  $\in$  1.. ns
      | for j  $\in$  0.. nseg - 1
        | idx  $\leftarrow$  j + (k - 1) · lmo
        | if idx < nx
          | xwj  $\leftarrow$  xidx · wj
          | ywj  $\leftarrow$  yidx · wj
          | r  $\leftarrow$  Im(xidx) = 0 if r = 0
        | otherwise
          | xwj  $\leftarrow$  0
          | ywj  $\leftarrow$  0
      | for j  $\in$  nseg.. npsd - 1
        | xwj  $\leftarrow$  0
        | ywj  $\leftarrow$  0
    | X  $\leftarrow$  CFFT(xw)
    | Y  $\leftarrow$  CFFT(yw)
    | for j  $\in$  0.. npsd - 1
      | Sj  $\leftarrow$  Sj + Xj ·  $\overline{Y_j}$ 
  scale  $\leftarrow$   $\frac{\tau \cdot npsd^2}{ns \cdot w \cdot w}$ 
  if r = 1
    | halfNPTS  $\leftarrow$  0.5 · npsd + 1 if mod(npsd, 2)  $\neq$  0

```

```

halfNPTS ← 0.5 · npsd + 1 otherwise
for i ∈ 0.. halfNPTS - 1
    Pi ← 2 · scale · Si
P0 ← 0.5 · P0
PhalfNPTS-1 ← 0.5 · PhalfNPTS-1 if mod(npsd, 2) = 0
for i ∈ 0.. npsd - 1 otherwise
    Pi ← scale · Si
W ← freqz(τ, npsd, r)
return augment(W, P)

```

Выбор весовой функции окна, позволяющей получить сглаженные спектральные оценки

```

window(nseg, type) :=
    w ← costaper(nseg, a0costaper) if type = 0
    w ← taprect(nseg) if type = 1
    w ← triangular(nseg) if type = 2
    w ← hamming(nseg) if type = 3
    w ← hanning(nseg) if type = 4
    w ← nuttall(nseg) if type = 5
    w ← blackman(nseg) if type = 6
    w ← gaussian(nseg, a7gaussian) if type = 7
    w ← kaiser(nseg, b8kaiser) if type = 8
    w ← cheby(nseg, b9cheby) if type = 9
    return w

```

Функция вычисления частотных оценок качества

```

frq(Wxy, Ω, mode) := m ← длина(Wxy)
                    Wz ←  $\frac{Wxy}{1 + Wxy}$  if mode = 1
                    Wz ← Wxy otherwise
                    Amax ← |Wz0|
                    x7 ← Ω0
                    y7 ← Wz0
                    for k ∈ 0.. m - 1
                        Ak ← |Wzk|
                        "7. Резонансная частота ω(p), Гц"
                        if Amax < Ak
                            Amax ← Ak
                            x7 ← Ωk
                            y7 ← Wzk
                    "4. Частотный показатель колебательности M"
                    m4 ← A0
                    x4 ← Ω0
                    y4 ← Wz0
                    for k ∈ 1.. m - 2
                        if Ak-1 < Ak ∧ Ak > Ak+1 ∧ Ak ≥ A0
                            n4 ← k
                            m4 ← Ak
                            x4 ← Ωk
                            y4 ← Wzk
                            break
                    "5. Частота по условию A(ω)=A(0), Гц"
                    for k ∈ 1.. m - 2
                        if Ak-1 ≥ A0 ∧ Ak ≤ A0
                            x5 ← InterpX(Ωk-1, Ωk, Ak-1, Ak, A0)
                            y5 ← InterpY(Ωk-1, Ωk, Ak-1, Ak, x5)
                            break
                    for k ∈ 1.. m - 2 if x5 = 0
                        if Ak-1 ≤ A0 ∧ Ak ≥ A0
                            x5 ← InterpX(Ωk-1, Ωk, Ak-1, Ak, A0)
                            y5 ← InterpY(Ωk-1, Ωk, Ak-1, Ak, x5)
                            break
                    "6. Частота полосы пропускания A(ω)=0.707A(0), Гц"
                    for k ∈ 1.. m - 2
                        if Ak-1 ≥ A0 ·  $\frac{\sqrt{2}}{\gamma}$  ∧ Ak ≤ A0 ·  $\frac{\sqrt{2}}{\gamma}$ 

```

```

      z      z
      |
      | x6 ← InterpX(Ωk-1, Ωk, Ak-1, Ak, A0 ·  $\frac{\sqrt{2}}{2}$ )
      | y6 ← InterpY(Ωk-1, Ωk, Ak-1, Ak, x6) · ei·InterpY(Ωk-1, Ωk, arg(Wzk-1), arg(Wzk), x6)
      | break
      |
      | return (  $\frac{m4}{A_0}$  x4 y4 x5 y5 x6 y6 x7 y7 if(x5 ≠ 0,  $\frac{1}{x5}$ , 0) if(x5 ≠ 0,  $\frac{0.5}{x5}$ , 0) )T

```

Частота среза для оценки запаса устойчивости по амплитуде; запас устойчивости по амплитуде и комплексная амплитуда

```

ZUA(A, φ, Ω) :=
  S ← cspline(Ω, A)
  A1(ω) ← interp(S, Ω, A, ω)
  R ← cspline(Ω, φ)
  φ1(ω) ← interp(R, Ω, φ, ω)
  i ← -1
  for k ∈ 0..длина(A) - 1
    z ← Ωk
    a ← ∞ on error root(π + φ1(z), z)
    if a > 0 ∧ a ≤ Ωlast(Ω)
      |
      | i ← i + 1
      | bi ← a
    if i > -1
      |
      | b ← csort(b, 0)
      | n ← длина(b)
      | i ← -1
      | for k ∈ 0..n - 2
      |   if |bk - bk+1| > 0.001
      |     |
      |     | i ← i + 1
      |     | ci ← bk
      | ci+1 ← bn-1
      | n ← длина(c)
      | m ← 0
      | s ← 0
      | for i ∈ 0..n - 1
      |   |
      |   | di ← ∞ on error 20 · log( $\frac{1}{A1(c_i)}$ )
      |   | ei ← A1(ci) · exp(i · φ1(ci))
      |   | if m > Re(ei)
      |   |   |
      |   |   | m ← Re(ei)
      |   |   | s ← i
      | otherwise

```

```

    c0 ← 0
    d0 ← 0
    e0 ← 0
return [(c_s d_s e_s)^T augment(c, d, e)]

```

Частота среза для оценки запаса устойчивости по фазе; запас устойчивости по фазе и комплексная амплитуда

```

ZUF(A, φ, Ω) := S ← cspline(Ω, A)
                A1(ω) ← interp(S, Ω, A, ω)
                R ← cspline(Ω, φ)
                φ1(ω) ← interp(R, Ω, φ, ω)
                i ← -1
                for k ∈ 0 .. длина(A) - 1
                    x ← Ω_k
                    a ← ∞ on error root(A1(x) - 1, x)
                    if a > 0 ∧ a ≤ Ω_last(Ω)
                        i ← i + 1
                        b_i ← a
                if i > -1
                    b ← csort(b, 0)
                    n ← длина(b)
                    j ← -1
                    for k ∈ 0 .. n - 2
                        if |b_k - b_{k+1}| > 0.001
                            j ← j + 1
                            c_j ← b_k
                    c_{j+1} ← b_{n-1}
                    n ← длина(c)
                    m ← 0
                    s ← 0
                    for i ∈ 0 .. n - 1
                        d_i ← (φ1(c_i) + π) / deg if φ1(c_i) ≤ 0
                        d_i ← (φ1(c_i) - π) / deg otherwise
                        e_i ← A1(c_i) · exp(i · φ1(c_i))
                        if m > Re(e_i)
                            m ← Re(e_i)
                            s ← i
                otherwise

```

```

|   | c0 ← v
|   | d0 ← 0
|   | e0 ← 0
| return [(c_s d_s e_s)^T augment(c, d, e)]

```

Поиск максимумов функции x:

eps - погрешность найденных максимумов (0,001 - 0,1).

```

idT(x, eps) := "Вектор индексов"
m ← длина(x)
for i ∈ 0..m - 1
  Idx_i ← i
"Поиск действительных максимумов"
m ← длина(x)
j ← 0
for i ∈ 1..m - 2
  if x_{i-1} ≤ x_i ∧ x_i ≥ x_{i+1}
    | x_j ← x_i
    | Idx_j ← Idx_i
    | j ← j + 1
x ← submatrix(x, 0, j - 1, 0, 0)
Idx ← submatrix(Idx, 0, j - 1, 0, 0)
"Сортировка"
M^{(0)} ← x
M^{(1)} ← Idx
M ← csort(M, 0)
M ← reverse(M)
x ← M^{(0)}
Idx ← M^{(1)}
"Удаление близких значений, менее eps"
m ← длина(x)
x_m ← 0
Idx_m ← 0
j ← 1
while j < m - 1
  | if (x_{j-1} - x_j) / x_{j-1} < eps ∨ Idx_{j-1} > Idx_j ∨ (Idx_j - Idx_{j-1}) < 0.5 · Idx_0
  |   | for i ∈ j..m - 2
  |   |   | x_i ← x_{i+1}
  |   |   | Idx_i ← Idx_{i+1}
  |   | x ← submatrix(x, 0, m - 2, 0, 0)
  |   | Idx ← submatrix(Idx, 0, m - 2, 0, 0)

```

```

    m ← длина(x)
    j ← j + 1 otherwise
x ← submatrix(x, 0, m - 2, 0, 0)
Idx ← submatrix(Idx, 0, m - 2, 0, 0)
return augment(x, Idx)

```

Интерполяция полиномом:

```

polyfit(x, y) :=
  n ← длина(x)
  for i ∈ 0..n - 1
    Ai,0 ← 1
    Ai,1 ← xi
    for j ∈ 2..n - 1
      Ai,j ← Ai,j-1 · xi
  c ← A-1 · y
  return c

polyval(c, x) :=
  m ← длина(x)
  for j ∈ 0..m - 1
    n ← длина(c)
    pj ← c0
    x1 ← xj
    for i ∈ 1..n - 1
      pj ← pj + ci · x1
    x1 ← x1 · xj
  return p

```

Переходная функция Хэвисайда

```

fh(x, y, ω, kmax) := on error
  n ← длина(x)
  m ← длина(ω)
  cs ← cspline(ω, y)
  Y(z) ← interp(cs, ω, y, z)
  for k ∈ 0..n - 1
    zk ←  $\frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\omega_{k_{\max}}} \frac{Y(w)}{w} \cdot \sin(2\pi \cdot w \cdot x_k) dw$ 
  return z

```

```

  n ← floor(длина(x) · 0.5)
  m ← min(kmax + 1, длина(ω))
  for k ∈ 0..n - 1
    τk ← xk
  for k ∈ 1..m - 1
    zk ←  $\frac{y_k}{\omega_k} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot \omega_k \cdot \tau)$  if ωk ≤ ωkmax
  z ← detrend( $\frac{2}{\pi} \cdot \omega_1 \cdot \text{trapz}(z)$ )
  z ← z - z0
  dz ← y0 - zn-1
  for k ∈ 0..n - 1
    zk ← zk + InterpY(τ0, τn-1, z0, dz, τk)
    zk+n ← y0
  zlast(x) ← y0

```

| return z

Импульсная функция Дирака (дискретное дифференцирование для трёх узлов, погрешность $\tau^2 \cdot \frac{f'''(\xi)}{3}$, где ξ - некоторая произвольная точка)

```

fw(y, τ, mode) :=
  if mode = 2
    n ← длина(y)
    z0 ←  $\frac{y_0}{\tau}$ 
    for k ∈ 1..n - 1
      zk ←  $\frac{y_k - y_{k-1}}{\tau}$ 
    return z
  if mode = 3
    n ← длина(y)
    for k ∈ 0..n - 3
      zk ←  $\frac{-3 \cdot y_k + 4 \cdot y_{k+1} - y_{k+2}}{2\tau}$ 
    zn-2 ←  $\frac{y_{n-1} - y_{n-3}}{2\tau}$ 
    zn-1 ←  $\frac{-3 \cdot y_{n-3} + 4 \cdot y_{n-2} - y_{n-1}}{2\tau}$ 
    return z
  n ← длина(y)
  z0 ←  $\frac{-3 \cdot y_0 + 4 \cdot y_1 - y_2}{2 \cdot \tau}$ 
  z1 ←  $\frac{y_2 - y_0}{2 \cdot \tau}$ 
  for k ∈ 2..n - 1
    zk ←  $\frac{y_{k-2} - 4 \cdot y_{k-1} + 3 \cdot y_k}{2\tau}$ 
  return z

```

Синтезированная по частотным и временным характеристикам системы и нормальной нагрузке функция силы трения, вычисленная с помощью приближённого вычисления интеграла Дюамеля.

- N - функция нагрузки;
- h - переходная функция;
- w - импульсная функция;
- t - вектор дискретного времени;
- dθ - дискретный шаг интегрирования;
- f - форма интеграла Дюамеля (f = 1...6)

```

duamel(N, h, w, t, dθ, f, aIII, t1, m) :=
  csN ← cspline(t, N)
  U(τ) ← interp(csN, t, N, τ)
  csh ← cspline(t, h)
  H(τ) ← interp(csh, t, h, τ)
  csw ← cspline(t, w)
  W(τ) ← interp(csw, t, w, τ)
  U'(τ) ←  $\frac{U(\tau + d\theta \cdot 0.5) - U(\tau - d\theta \cdot 0.5)}{d\theta}$ 
  if f = 0
    n ← длина(t)
    k ←  $\frac{m_0}{H(t_{n-1})}$  if aIII < -0.01
    otherwise
      k ←  $\frac{m_1}{H(t_{n-1})^2}$  if aIII < 0.01
      k ←  $\frac{m_2}{H(t_{n-1})}$  otherwise
    X(τ) ← U(0) · H(0) + if(U(t1) > U(0), k, -k) ·  $\sum_{k=0}^{\text{floor}(\frac{\tau}{d\theta})} (U'(k \cdot d\theta) \cdot d\theta)$ 
  X(τ) ← U(0) · H(τ) +  $\sum_{k=0}^{\text{floor}(\frac{\tau}{d\theta})} (U'(k \cdot d\theta) \cdot H(\tau - k \cdot d\theta) \cdot d\theta)$  if f
  X(τ) ← U(0) · H(τ) +  $\sum_{k=0}^{\text{floor}(\frac{\tau}{d\theta})} (U'(\tau - k \cdot d\theta) \cdot H(k \cdot d\theta) \cdot d\theta)$  if f
  X(τ) ← H(0) · U(τ) +  $\sum_{k=0}^{\text{floor}(\frac{\tau}{d\theta})} (W(k \cdot d\theta) \cdot U(\tau - k \cdot d\theta) \cdot d\theta)$  if f
  X(τ) ← H(0) · U(τ) +  $\sum_{k=0}^{\text{floor}(\frac{\tau}{d\theta})} (W(\tau - k \cdot d\theta) \cdot U(k \cdot d\theta) \cdot d\theta)$  if f
  if f = 5
    Y(τ) ←  $\sum_{k=0}^{\text{floor}(\frac{\tau}{d\theta})} (U(k \cdot d\theta) \cdot H(\tau - k \cdot d\theta) \cdot d\theta)$ 
    X(τ) ←  $\frac{Y(\tau + d\theta \cdot 0.5) - Y(\tau - d\theta \cdot 0.5)}{d\theta}$ 

```

```

if f = 6
    |
    |
    | floor( $\frac{\tau}{d\theta}$ )
    |  $Y(\tau) \leftarrow \sum_{k=0}^{\quad} (U(\tau - k \cdot d\theta) \cdot H(k \cdot d\theta) \cdot d\theta)$ 
    |
    |  $X(\tau) \leftarrow \frac{Y(\tau + d\theta \cdot 0.5) - Y(\tau - d\theta \cdot 0.5)}{d\theta}$ 
    |
n ← длина(t)
for j ∈ 0..n - 1
    yj ← X(tj)
return y

```

Функция для вычисления диапазона частот при октавном или долектавном спектральном анализе.

Входные параметры:

b - число диапазонов, приходящихся на октаву (1, 3, 12 или 24)

nf - число частотных гармоник

t - период дискретизации данных

```

octave(b, nf, t) :=
    g ← 100.3
    fn ←  $\frac{0.5}{t}$ 
    fl ←  $\frac{fn}{nf - 1}$ 
    j ← -1
    if b = 1
        imax ← -16
        while gimax · 1000 < fn
            imax ← imax + 1
        for i ∈ imax - 15..imax
            temp ← gi · 1000
            if fl < g0.5 · temp
                j ← j + 1
                fbj ← temp
    if b = 3
        imax ← -51
        while g $\frac{imax}{b}$  · 1000 < fn
            imax ← imax + 1
        for i ∈ imax - 50..imax
            temp ← g $\frac{i}{b}$  · 1000
            if fl < g $\frac{1}{2 \cdot b}$  · temp

```

```

    | | | j ← j + 1
    | | | fbj ← temp
if b = 12
    | imax ← -202
    |  $\frac{2 \cdot \text{imax}}{2^b} \cdot 1000 < \text{fn}$ 
    | while
    |   imax ← imax + 1
    |   for i ∈ imax - 201 .. imax
    |     |  $\frac{2 \cdot i}{2^b} \cdot 1000$ 
    |     | temp ←
    |     |    $\frac{1}{2^b} \cdot \text{temp}$ 
    |     | if fl <
    |     |   | j ← j + 1
    |     |   | fbj ← temp
if b = 24
    | imax ← -404
    |  $\frac{2 \cdot \text{imax}}{2^b} \cdot 1000 < \text{fn}$ 
    | while
    |   imax ← imax + 1
    |   for i ∈ imax - 403 .. imax
    |     |  $\frac{2 \cdot i}{2^b} \cdot 1000$ 
    |     | temp ←
    |     |    $\frac{1}{2^b} \cdot \text{temp}$ 
    |     | if fl <
    |     |   | j ← j + 1
    |     |   | fbj ← temp
for i ∈ 0 .. j
    |  $-\frac{1}{2^b} \cdot \text{fb}_i$ 
    | xi ←
    | yi ← fbi
    |  $\frac{1}{2^b} \cdot \text{fb}_i$ 
    | zi ←
    | if xi > fn
    |   | x ← submatrix(x, 0, i - 1, 0, 0)
    |   | y ← submatrix(y, 0, i - 1, 0, 0)
    |   | z ← submatrix(z, 0, i - 1, 0, 0)
    |   | break
return augment(x, y, z)

```

Функция для вычисления октавного или долеоктавного спектра

Входные параметры:

hxy - спектральная функция сигнала, взаимного спектра или передаточной функции;

fx - вектор частот;

b - число диапазонов на октаву (1; 3; 12 или 24);

t - период дискретизации данных, с;

a - максимальная амплитуда шумовой компоненты (0 - фильтрации октавного спектра нет);

$type$ - тип расчёта октавного спектра

= 1 - средних квадратичных отклонений;

= 2 - упругих нагрузок;

= 3 - инерционных нагрузок;

= 4 - сил сопротивления колебаниям;

= 5 - сил трения, обусловленных фрикционными автоколебаниями.

Выходные параметры:

0 колонка - нижняя граница октавной полосы частот;

1 колонка - амплитудное значение;

2 колонка - амплитудное значения в дБ.

```
octave(hxy, fx, b, t, alpha, type) :=
  n ← длина(hxy)
  hmax ← |max(hxy)| · alpha
  fn ← 0.5 / t
  g ← 100.3
  fb ← octave(b, n, t)
  i ← 0
  j ← 1
  l ← -1
  m ← длина(fb(0))
  while i < m
    low ← fbi,0
    high ← fbi,2
    if fn ≥ low
      s ← 0
      k ← -1
      isfirst ← 0
      while j < n
        break if fxj ≥ high
        otherwise
          isfirst ← 1
          pj ← |hxyj| · cos(arg(hxyj))
          qj ← |hxyj| · sin(arg(hxyj))
          if type = 1
            k ← k + 1
```

```

| | | | | s ← s + (|hxyj| · Φ(|hxyj| - hmax))α if α > 0
| | | | | s ← s + (|hxyj|)2 otherwise
| | | | | if type = 2 ∧ pj ≥ 0
| | | | | | k ← k + 1
| | | | | | vk ← pj
| | | | | if type = 3 ∧ pj < 0
| | | | | | k ← k + 1
| | | | | | vk ← |pj|
| | | | | if type = 4 ∧ qj < 0
| | | | | | k ← k + 1
| | | | | | vk ← |qj|
| | | | | if type = 5 ∧ qj ≥ 0
| | | | | | k ← k + 1
| | | | | | vk ← qj
| | | | | j ← j + 1
| | | | | if isfirst = 1
| | | | | | l ← l + 1
| | | | | | cl ← low
| | | | | | if k > -1
| | | | | | | dl ← √(s/2) if type = 1
| | | | | | | dl ← 2 · trapz(v) otherwise
| | | | | | dl ← 0 otherwise
| | | | | i ← i + 1
| | | | | for j ∈ 0..l
| | | | | | xj ← cj
| | | | | | yj ← dj if type = 1
| | | | | | yj ← fx1 · dj otherwise
| | | | | | zj ← 0 if yj = 0
| | | | | | zj ← 20 · log(yj) otherwise
| | | | | xl+1 ← high
| | | | | yl+1 ← yl
| | | | | zl+1 ← zl
| | | | | return augment(x, y, z)

```

Функция для вычисления среднего квадратичного отклонения по значениям БПФ

Входной параметр:

Sx - комплексные амплитуды до частоты Найквиста

```

 $\sigma_S(x) :=$ 
  n ← длина(x)
  for k ∈ 1..n - 1
    yk ← (|xk|)2
  return √(2 · trapz(y))

```

Функция для вычисления среднего квадратичного отклонения по значениям октавного спектра

```

 $\sigma_O(x) :=$ 
  n ← длина(x)
  s ← 0
  for k ∈ 0..n - 2
    s ← s + 2 · (xk)2
  return √(s/2)

```

Коэффициент детерминации R²:

```

kd(x, y) :=
  n ← длина(x)
  return 1 - (∑i=0n-1 (xi - yi)2) / (∑i=0n-1 (xi - mean(x))2)

```

Линейный коэффициент корреляции Пирсона r_{xy} - это показатель характера взаимного стохастического влияния изменения двух случайных величин.

Корреляция - статистическая взаимосвязь двух или нескольких случайных величин. При этом изменения одной или нескольких из этих величин приводит к систематическому изменению другой или других величин. Математической мерой корреляции случайных величин служит линейный коэффициент корреляции Пирсона. Создадим функцию, вычисляющую коэффициент корреляции Пирсона:

```

rxy(x, y) :=
  n ← длина(x)
  return (∑i=0n-1 [(xi - mean(x)) · (yi - mean(y))]) / (√(∑i=0n-1 (xi - mean(x))2 · ∑i=0n-1 (yi - mean(y))2))

```

Функция проверки адекватности расчётных моделей:

Входные параметры:

x - оригинал функции;

y - математическая модель функции;

mode = 1 - удаление средних величин из данных,

Выходные колонки данных:

0 - рассчитанные ошибки;

- 1 - экспериментальная плотность вероятности;
- 2 - теоретическая плотность вероятности;
- 3 - интервалы экспериментальной плотности вероятности;
- 4 - интервалы теоретической плотности вероятности;
- 5 - расчётные параметры:
 - R2 - коэффициент детерминации;
 - μ - математическое ожидание ошибки;
 - σ - среднее квадратичное отклонение ошибки;
 - A - асимметрия;
 - E - эксцесс;
 - P_1 - проверка нормальности распределения по критерию Е.И. Пустыльника;
 - P_2 - проверка нормальности распределения по критерию Н.А. Плохинского;
 - ok - проверка попадания всех расчётных данных для построения гистограммы;
 - F_p - расчётное значение критерия Фишера;
 - F_T - табличное значение критерия Фишера;
 - G_1 - соответствие коэффициента детерминации экспериментальным данным;
 - r_{xy} - коэффициент корреляции Пирсона;
 - t_p - расчётное значение критерия Стьюдента;
 - t_T - табличное значение критерия Стьюдента;
 - G_2 - соответствие статистической значимости выявленной корреляционной связи.

```

adequacy(x, y, alpha, mode) :=
  k ← длина(x)
  if mode = 1
    | x1 ← x - mean(x)
    | y1 ← y - mean(y)
  otherwise
    | x1 ← x
    | y1 ← y
  "Коэффициент детерминации"
  R2 ← kd(x1, y1)
  "Коэффициент множественной корреляции"
  R ← √R2
  "Ошибки"
  ε ← x1 - y1
  "Параметры нормального распределения"
  μ ← mean(ε)
  σ ← Stdev(ε)
  A ← skew(ε)
  E ← kurt(ε)
  "Проверка нормальности распределения по критерию Е.И. Пустыльника"
  P1 ← if [
    | A| ≤ 3 · √(6 · (k - 1) / ((k + 1) · (k + 3)))
    | E| ≤ 5 · √(24 · k · (k - 2) · (k - 3) / ((k + 1)² · (k + 3) · (k + 5)))
  ], "нормальное", "другое"

```

"Проверка нормальности распределения по критерию Н.А. Плохинского"

$$P_2 \leftarrow \text{if} \left[\begin{array}{l} |A| \leq 3 \cdot \sqrt{\frac{6}{k-1}} \\ |E| \leq 3 \cdot \left(2 \cdot \sqrt{\frac{6}{k-1}} \right) \end{array} \right. , \text{"нормальное"} , \text{"другое"} \left. \right]$$

lower \leftarrow 1.1 · min(ϵ)

upper \leftarrow 1.1 · max(ϵ)

bin \leftarrow floor($\sqrt{k-1}$)

h \leftarrow $\frac{\text{upper} - \text{lower}}{\text{bin}}$

for $i \in 0.. \text{bin}$

int_i \leftarrow lower + h · i

"Гистограмма"

g \leftarrow hist(int, ϵ)

j \leftarrow 0.. bin - 1

ok \leftarrow if($\sum_j g_j < k - 1$, "диапазон данных мал" , "все данные")

"Экспериментальная и теоретическая плотность распределения"

$\rho_{\text{э}} \leftarrow \frac{g}{k \cdot h}$

$\rho_{\text{т}} \leftarrow$ dnorm(int, μ , σ)

"Количество независимых переменных"

p \leftarrow 2

"Расчётное и табличное значения критерия Фишера"

$F_p \leftarrow \frac{R^2}{1 - R^2} \cdot \frac{k - p - 1}{p}$

$F_T \leftarrow$ qF(1 - α , p, k - p - 1)

"Проверка соответствия коэффициента детерминации экспериментальным данным"

$G_1 \leftarrow$ if($F_p \geq F_T$, "соответствует" , "не соответствует")

"Линейный коэффициент корреляции Пирсона"

$r_{xy2} \leftarrow$ rxy(x, y)

"Расчётное и табличное значения критерия Стьюдента"

$t_p \leftarrow \frac{r_{xy2}}{\sqrt{1 - (r_{xy2})^2}} \cdot \sqrt{k - 2}$

$t_T \leftarrow$ qt($1 - \frac{\alpha}{2}$, k - 1)

"Проверка соответствия статистической значимости выявленной корреляционной"

$G_2 \leftarrow$ if($t_p \geq t_T$, "адекватна" , "не соответствует")

$$\left[\begin{array}{c} R^2 \\ \mu \\ \sigma \end{array} \right]$$

FileName := calc₁ = "2TE116-250-130-1535-40.13-набегающее колесо 1 кп-равнодействующая сил крива"

Применение исходных данных

Частотные характеристики методом усреднённых по времени периодограмм

$k = 4129$ - общее количество данных;

$m := \text{длина}(x) = 8192$ - общее количество гармоник;

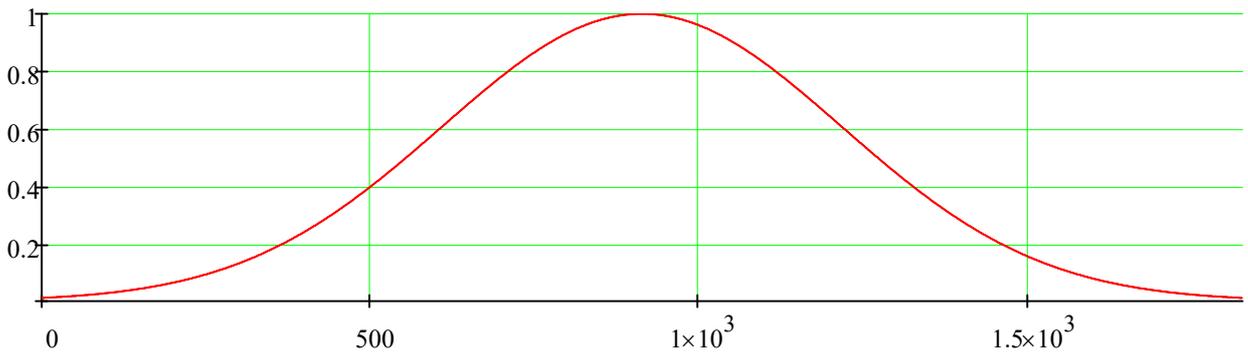
$nseg := \begin{cases} z \leftarrow \text{floor}\left(\frac{k}{n_{seg_dividend}}\right) \\ z \leftarrow z + 1 \text{ if } (type = 7 \vee type = 9) \wedge \text{mod}(z - 1, 2) \\ \text{return } z \end{cases}$ - количество данных в сегменте;
 $nseg = 1827$

$nshift := \text{floor}(n_{shift_multiplier} \cdot nseg) = 913$ - сдвиг данных между сегментами 50 %;

$ns := \text{round}\left(\frac{k - nshift}{nseg - nshift}, 2\right) = 3.52$ - количество сегментов данных;

Выбор весовой функции окна, позволяющей получить сглаженные спектральные оценки

$j := 0..nseg - 1$



- вектор частот и спектральная плотность мощности

$S_{xy} := \text{welch}(y, x, \text{window}(nseg, type), m, nseg, nshift, \Delta t)$ - ВХОДНОГО И ВЫХОДНОГО СИГНАЛА

$S_{xx} := \text{welch}(x, x, \text{window}(nseg, type), m, nseg, nshift, \Delta t)$ - ВХОДНОГО СИГНАЛА

$\Omega := S_{xx}^{(0)}$ Вектор частот

$W_{xy} := \begin{cases} x \leftarrow \frac{S_{xy}^{(1)}}{S_{xx}^{(1)}} \\ x \leftarrow -\frac{S_{xy}^{(1)}}{S_{xx}^{(1)}} \text{ if } x_0 < 0 \\ \text{return } x \end{cases}$ Комплексный коэффициент передачи

$m := \text{длина}(W_{xy}) \quad j := 0..m - 1$

$\Omega_1 := \frac{\Omega_{\max}}{2 \cdot (m - 1)} = 0.012$ Частота 1-ой гармоники

$A_j := |W_{xyj}|$ Амплитудная частотная характеристика

$$\varphi_j := \arg(W_{xyj}) \quad \psi := \text{phasecor}(\varphi)$$

Фазовая частотная характеристика

$$P_j := A_j \cdot \cos(\varphi_j)$$

Вещественная частотная характеристика

$$Q_j := A_j \cdot \sin(\varphi_j)$$

Мнимая частотная характеристика

$$P_{\min} := \min(P) \cdot \text{if}(\min(P) > 0, 0.9, 1.05)$$

$$P_{\max} := \max(P) \cdot 1.01$$

$$Q_{\min} := \min(Q) \cdot 1.01$$

$$Q_{\max} := \max(Q) \cdot 1.01$$

1. Установившееся значение коэффициента трения (в стационарно-устойчивом состоянии)

$$f_0 := A_0$$

2. Частота среза для оценки запаса устойчивости по амплитуде; запас устойчивости по амплитуде и комплексная амплитуда

$$k_{ua} := (ZUA(A, \varphi, \Omega)^{\langle 0 \rangle})_0$$

$$\omega_{c2} := \text{if}(k_{ua0} = 0, \infty, k_{ua0}) = 1 \times 10^{307}$$

Частота среза запаса устойчивости по амплитуде

$$L := k_{ua1} = 0$$

Запас устойчивости по амплитуде, дБ

$$A_L := k_{ua2} = 0$$

Комплексная амплитуда на частоте среза запаса устойчивости по амплитуде

$$L_T := \text{if}(\text{Re}(A_L) = 0, \infty, \text{Re}(A_L)) = 1 \times 10^{307}$$

Действительная амплитуда на частоте среза запаса устойчивости по амплитуде

3. Частота среза для оценки запаса устойчивости по фазе; запас устойчивости по фазе и комплексная амплитуда

$$k_{uf} := (ZUF(A, \varphi, \Omega)^{\langle 0 \rangle})_0$$

$$\omega_{c1} := \text{if}(k_{uf0} = 0, \infty, k_{uf0}) = 1 \times 10^{307}$$

Частота среза запаса устойчивости по фазе

$$\Psi := k_{uf1} = 0$$

Запас устойчивости по фазе, радиан

$$A_\Psi := k_{uf2} = 0$$

Комплексная амплитуда на частоте среза запаса устойчивости по фазе

$$\psi_{\text{Re}} := \text{if}(\text{Re}(A_\Psi) = 0, \infty, \text{Re}(A_\Psi))$$

Действительная составляющая амплитуды запаса устойчивости по фазе

$$\psi_{\text{Im}} := \text{if}(\text{Im}(A_\Psi) = 0, \infty, \text{Im}(A_\Psi))$$

Мнимая составляющая амплитуды запаса устойчивости по фазе

4. Показатель колебательности, центральная частота и комплексная амплитуда (для разомкнутой и замкнутой систем):

$$M_1 := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_0 = 1$$

$$M_2 := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_0 = 1$$

$$\omega_{M1} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_1 = 0$$

$$\omega_{M2} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_1 = 0$$

$$A_{M1} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_2 = 0.113$$

$$A_{M2} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_2 = 0.101$$

5. Частота среза по условию $A(\omega) = A(0)$, характеризующая длительность переходного процесса (для разомкнутой и замкнутой систем):

$$\omega_{п1} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_3 = 0$$

$$\omega_{п2} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_3 = 0$$

$$A_{п1} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_4 = 0.113$$

$$A_{п2} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_4 = 0.101$$

6. Частота среза по условию $A(\omega) = 0,707A(0)$, характеризующая способность системы воспроизводить высокочастотные помехи (для разомкнутой и замкнутой систем):

$$\omega_{01} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_5 = 0.145$$

$$\omega_{02} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_5 = 0.147$$

$$A_{01} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_6 = 0.078 - 0.015i$$

$$A_{02} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_6 = 0.071 - 0.012i$$

7. Резонансная частота (для разомкнутой и замкнутой систем):

$$\omega_{p1} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_7 = 0$$

$$\omega_{p2} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_7 = 0$$

$$A_{p1} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_8 = 0.113$$

$$A_{p2} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_8 = 0.101$$

8. Ориентировочное время переходного процесса (для разомкнутой и замкнутой систем):

$$t_{п1} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_9 = 0$$

$$t_{п2} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_9 = 0$$

9. Ориентировочное время достижения первого максимума (для разомкнутой и замкнутой систем):

$$t_{M1} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 0)_{10} = 0$$

$$t_{M2} := \text{frq}(W_{xy}, \Omega, 1)_{10} = 0$$

10 Квадратичный интегральный критерий качества, характеризующий динамическую ошибку, возникающую при отклике системы на входное воздействие типа функции Хэвисайда

$$I := \begin{cases} n \leftarrow \text{длина}(W_{xy}) & I = 0.013 \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow \frac{W_{xy_i}}{1 + W_{xy_i}} \\ y_i \leftarrow \text{if } \left[\Omega_i = 0, 0, \frac{(|x_0 - x_i|)^2}{(\Omega_i)^2} \right] \end{array} \right. \\ \text{return } \frac{2 \cdot \Omega_1}{\pi} \cdot \text{simp}(y) \end{cases}$$

11 Квадратичный интегральный критерий качества, характеризующий динамическую ошибку, возникающую при отклике системы на входное задающее воздействие типа функции Дирака

$$\Gamma := \left\{ \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(W_{xy}) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad x_i \leftarrow \left(\left| \frac{W_{xy_i}}{1+W_{xy_i}} \right| \right)^2 \\ \text{return } \frac{2 \cdot \Omega_1}{\pi} \cdot \text{simp}(x) \end{array} \right. \quad \Gamma = 0.073$$

12 Интегральная оценка, характеризующая упруго-инерционные свойства системы, способствующие увеличению сближения поверхностей трения и возрастанию потенциальной энергии

$$I_C := \left\{ \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(P) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow P_i \text{ if } P_i \geq 0 \\ x_i \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } \frac{2 \cdot \Omega_1}{n-1} \cdot \text{simp}(x) \end{array} \right. \quad I_C = 1.222 \times 10^{-3} \quad \left\{ \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(P) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow P_i \text{ if } P_i \geq 0 \\ x_i \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } 2 \cdot \sqrt{0.5 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (x_i)^2} \end{array} \right. = 4.54$$

13 Интегральная оценка инерционных свойств системы, способствующие возрастанию кинетической энергии, а также снижению устойчивости системы

$$I_m := \left\{ \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(P) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow -P_i \text{ if } P_i < 0 \\ x_i \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } \frac{2 \cdot \Omega_1}{n-1} \cdot \text{simp}(x) \end{array} \right. \quad I_m = 0 \quad \left\{ \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(P) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow -P_i \text{ if } P_i < 0 \\ x_i \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } 2 \cdot \sqrt{0.5 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (x_i)^2} \end{array} \right. = 0$$

14 Интегральная оценка сил сопротивления перемещениям, характеризующая диссипативные свойства системы, способствующие возрастанию сил сопротивления относительным смещениям

$$I_{Qc} := \left\{ \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(Q) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow -Q_i \text{ if } Q_i < 0 \\ x_i \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } \frac{2 \cdot \Omega_1}{n-1} \cdot \text{simp}(x) \end{array} \right. \quad I_{Qc} = 5.616 \times 10^{-6} \quad \left\{ \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(Q) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow -Q_i \text{ if } Q_i < 0 \\ x_i \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } 2 \cdot \sqrt{0.5 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (x_i)^2} \end{array} \right. = 0.075$$

15 Интегральная оценка сил, вызванных фрикционными автоколебаниями, характеризует диссипативные свойства системы, когда вектор сил сопротивления движению сонаправлен с вектором скорости относительного скольжения. Её возрастание способствует снижению устойчивости, разрыву фрикционных связей.

$$I_{Q\Phi} := \left| \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(Q) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow Q_i \text{ if } Q_i \geq 0 \\ x_i \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } \frac{2 \cdot \Omega_1}{n-1} \cdot \text{simp}(x) \end{array} \right. \quad I_{Q\Phi} = 4.764 \times 10^{-6} \quad \left| \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(Q) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} x_i \leftarrow Q_i \text{ if } Q_i \geq 0 \\ x_i \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ \text{return } 2 \cdot \sqrt{0.5 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (x_i)^2} \end{array} \right. = 0.053$$

16 Интегральная оценка коэффициента демпфирования, характеризующая отношение диссипативной к консервативной энергии фрикционно-механической системы

$$I_A := \left| \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(Q) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad x_i \leftarrow 2 \cdot A_i \\ \text{return } \frac{2 \cdot \Omega_1}{n-1} \cdot \text{simp}(x) \end{array} \right. \quad I_A = 2.445 \times 10^{-3} \quad \left| \begin{array}{l} n \leftarrow \text{длина}(A) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad x_i \leftarrow A_i \\ \text{return } 2 \cdot \sqrt{0.5 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (x_i)^2} \end{array} \right. = 4.541$$

$$I_{\xi} := \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4 \cdot \pi^2}{\left(\ln \left(\frac{I_A}{\sqrt{I_{Qc}^2 + I_{Q\Phi}^2}} \right) \right)^2}}} \quad I_{\xi} = 0.679$$

tabl1 :=	"1. Установившееся знач. коэф. трения	"	f_0
	"2. Запас устойчивости по амплитуде L, дБ	"	L
	"Частота среза, Гц	"	ω_{c2}
	"Комплексная амплитуда на частоте среза	"	A_L
	"3. Запас устойчивости по фазе ψ , градус	"	Ψ
	"Частота среза, Гц	"	ω_{c1}
	"Комплексная амплитуда на частоте среза	"	A_Ψ
	"4. Частотный показатель колебательности M	"	M_2
	"Центральная частота, Гц	"	ω_{M2}
	"Комплексная амплитуда для центральной частоты	"	A_{M2}
	"5. Частота по условию $A(\omega)=A(0)$, Гц	"	$\omega_{п2}$
	"Комплексная амплитуда	"	$A_{п2}$
	"6. Частота полосы пропускания $A(\omega)=0.707A(0)$, Гц	"	ω_{02}
	"Комплексная амплитуда	"	A_{02}
	"7. Резонансная частота $\omega(p)$, Гц	"	ω_{p2}
	"Комплексная амплитуда на частоте $\omega(p)$	"	A_{p2}
"8. Ориентировочное время переходного процесса $t(p)$, с	"	$t_{п2}$	
"9. Ориентировочное время 1-го максимума $t(m)$, с	"	t_{m2}	
"10. Квадратичный интегральный критерий качества I	"	I	
"11. Квадратичный интегральный критерий качества Γ	"	Γ	
"12. Оценка упруго-инерционных составляющих I(c)	"	I_C	
"13. Оценка инерционных сил, спос. потере устойчивости I(m)	"	I_m	
"14. Оценка составляющих сил трения I(тр.)	"	I_{Qc}	
"15. Оценка сост. сил фрикционных автоколебаний I(фр.к.)	"	$I_{Qф}$	
"16. Оценка динамического коэф. демпфирования I(ξ)	"	I_ξ	

Частотные характеристики методом усреднённых по времени периодограмм

Временные характеристики

Оценка максимальной частоты для определения временных характеристик

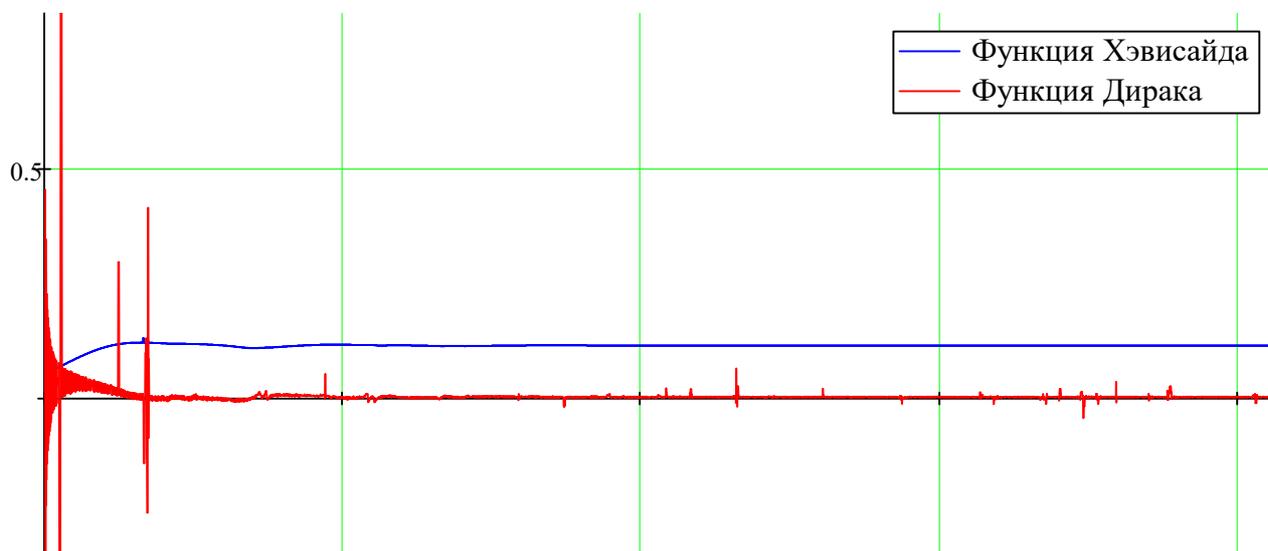
```

k_max := | n ← длина(P)
          | k ← 0
          | for i ∈ 0..n-1
          |   | j ← n-1-i
          |   | if |P_j| > 0.05 · |P_0|
          |   |   | k ← j
          |   |   | break
          | return k

```

$\omega_{\max} := \Omega_{k_{\max}} = 50$ $\Omega_{m-1} = 50$

h := fh(t, P, Ω, k_max) Переходная функция Хэвисайда
w := fw(h, Δt, 2) Импульсная функция Дирака
h := medsmooth(h, 5) Алгоритм бегущих медиан для устранения импульсных значений
w := medsmooth(w, 5)



Синтезированная по частотным и временным характеристикам системы и нормальной нагрузке функция силы трения, вычисленная с помощью приближённого вычисления интеграла Дюамеля. Пусть θ принимает дискретные значения с шагом $d\theta := 0.005$

x := duamel(N, h, w, t, dθ, 0, a_нп, t2, d)

x := submatrix(x, 0, k-1, 0, 0)

Восстановление длины вектора

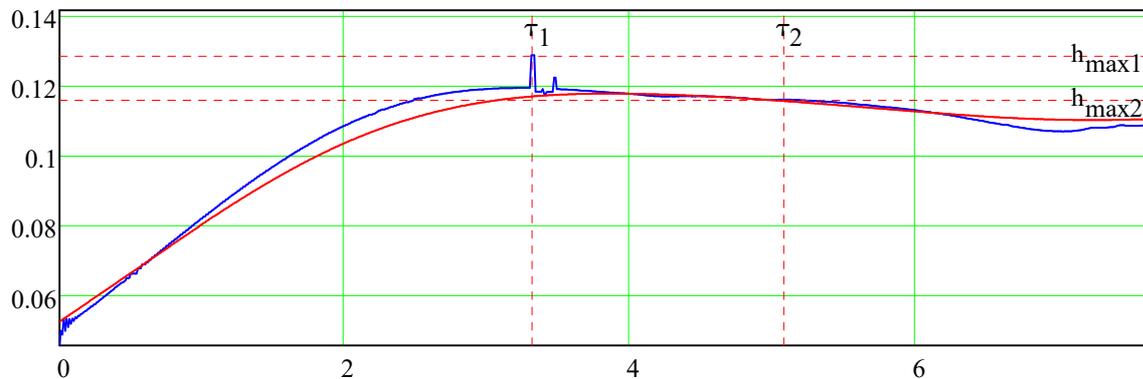
$$\sigma := \sqrt{\frac{1}{k-1} \cdot \sum_{i=0}^{k-1} (\tau_i - x_i)^2} = 2.424$$

Ошибка модели

$$h_{\max 1} := \text{if}(\text{id}_0 > \text{id}_1, h_{\text{id}_1}, h_{\text{id}_0}) = 0.1284 \quad \tau_1 := \text{if}(\text{id}_0 > \text{id}_1, t_{\text{id}_1}, t_{\text{id}_0}) = 3.32$$

$$h_{\max 2} := \text{if}(\text{id}_0 < \text{id}_1, h_{\text{id}_1}, 0) = 0.1158 \quad \tau_2 := \text{if}(\text{id}_0 < \text{id}_1, t_{\text{id}_1}, \infty) = 5.09$$

$$t_{\text{end}} := \min(\text{if}(\tau_2 = \infty, \tau_1, \tau_2) \cdot 1.5, t_{k-1}) = 7.635$$



ОСНОВНЫЕ ВРЕМЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ:

$$T := \text{if}(\tau_2 > \tau_1, \tau_2 - \tau_1, \infty) = 1.8$$

- период затухающих колебаний, с

```

hy :=
  n ← длина(h)
  y ← 0
  for i ∈ n - 1 .. n - 10
    y ← y + hi
  return 0.1 · y

```

1) Установившаяся амплитуда

$$h_y = 0.113$$

```

tH_min :=
  n ← длина(h)
  for i ∈ 1 .. n - 1
    if ti > t0 ∧ hi-1 < hy ∧ hi ≥ hy
      τ ← InterpX(ti-1, ti, hi-1, hi, hy)
      break
  return τ

```

18) Минимальное время нарастания,

$$t_{H_min} = 2.238 \text{ с}$$

```

t3 :=
  n ← длина(h)
  for i ∈ 1 .. n - 2
    j ← n - 1 - i
    if tj-1 ≤ tH_min ∧ hj-1 < 0.5 · hy ∧ hj ≥ 0.5 · hy
      τ ← InterpX(tj-1, tj, hj-1, hj, 0.5 · hy)
      break
  return τ

```

17) Время запаздывания, t₃ = 0.208 с

```

tH_max := | n ← длина(h)
           | for i ∈ 1..n-1
           |   if ti-1 ≥ τ1 ∧ hi-1 ≥ hy ∧ hi < hy
           |     | τ ← InterpX(ti-1, ti, hi-1, hi, hy)
           |     | break
           | return τ

```

19) Максимальное время нарастания,
 $t_{H_max} = 6.033$ с

Для оценки длительности переходного процесса вычислим вспомогательную функцию максимального индекса переходной функции

```

tП := | x ← medsmooth(h, 3)
        | n ← длина(x)
        | for i ∈ 0..n-1
        |   yi ← if(|xi - xn-1| ≤ 0.05 · |xn-1|, 1, 0), 0, i)
        | return tmax(y)

```

- длительность переходного
 процесса, $t_{П} = 7.13$ с

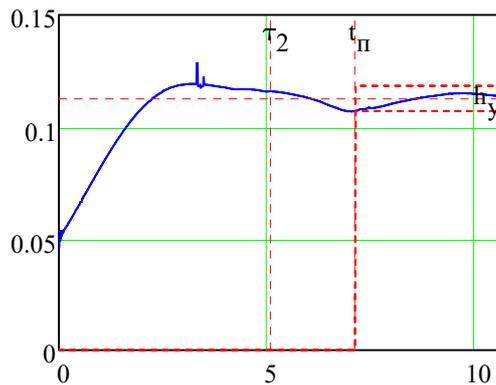
$$t_{end} := \min\left(\max\left(\frac{t_{end}}{1.5}, t_{П}\right) \cdot 1.5, t_{k-1}\right) = 10.695$$

Конечное время анализа переходной
 функции

```

xmax := | for i ∈ 0..k-1
          |   if ti ≤ tend
          |     | tyi ← ti
          |     | hyi ← hi
          |     | if ti ≥ tП
          |       | hymini ← 0.95 · hy
          |       | hymaxi ← 1.05 · hy
          |     | break otherwise
          | return augment(ty, hy, hymin, hymax)

```



$$h_{min} := \text{if}(\min(h) < 0, \min(h) \cdot 1.1, \min(h) \cdot 0.9)$$

$$h_{max} := h \cdot \max\left(h, 0, \frac{\min(t_{end}, t_{k-1})}{t_1}, 0\right) \cdot 1.1 = 0.141$$

$$\Delta := \frac{0.05 \cdot |h_{k-1}| \cdot 5}{h_{t_{П}} - h_y}$$

- фактическая ошибка регулирования, %

$$\sigma := \frac{h_{max1} - h_y}{h_y} \cdot 100$$

22) перерегулирование, % = [10 ... 30]

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАТУХАЮЩИХ КОЛЕБАНИЙ

$\chi := 1$ on error if $\left(h_{\max 2} < h_y, 65 - \frac{h_{\max 1} - h_y}{h_{\max 2} - h_y}, \frac{h_{\max 1} - h_y}{h_{\max 2} - h_y} \right)$ Отношение двух соседних амплитуд

$$\frac{h_{\max 1} - h_y}{h_{\max 2} - h_y} = 4.942$$

при колебательном движении > 0

$$65 - \frac{h_{\max 1} - h_y}{h_{\max 2} - h_y} = 60.058$$

при значительном сопротивлении > 0

$$\psi := \text{if} \left(\chi > 0, 1 - \frac{1}{\chi}, 0 \right)$$

24) Степень затухания колебаний

$$\delta := \text{if}(\chi > 0, \ln(\chi), 0)$$

Логарифмический декремент затухания

$$Q := \text{if} \left(\chi > 0, \frac{2\pi}{\psi}, 0 \right)$$

23) добротность колебательной системы

$$\omega := \frac{2\pi}{T}$$

- круговая частота затухающих колебаний, с^{-1} ;

$$\nu := \text{if} \left(\chi > 0, \frac{\delta}{T}, 0 \right)$$

- коэффициент затухания, с^{-1}

$$\omega_0 := \text{if} \left(\chi > 0, \sqrt{\nu^2 + \omega^2}, 0 \right)$$

- круговая частота собственных колебаний, с^{-1} ;

$$m := \text{if} \left(\chi > 0, \frac{\nu}{\omega}, 0 \right)$$

- корневой показатель колебательности

$$\xi := \text{if} \left(\chi > 0, \frac{m}{\sqrt{1 + m^2}}, 1 \right)$$

- коэффициент демпфирования фрикционных связей $\ll [1]$

$$M := \text{if} \left(\chi > 0, \frac{m^2 + 1}{2m}, 0 \right)$$

4) частотный показатель колебательности

$$\mu := \text{if} \left(\chi > 0, \frac{1}{m}, 0 \right)$$

- колебательность

$$N := \frac{t_n - t_0}{T}$$

25) Полное число колебаний регулируемой величины

$$\tau := \text{if} \left(\chi > 0, \frac{T}{\delta}, 0 \right)$$

- время релаксации фрикционных связей, с

$$N_e := \text{if} \left(\chi > 0, \frac{1}{\delta}, 0 \right)$$

- число колебаний выходной координаты за время релаксации

$$I_1 := \begin{cases} n \leftarrow \text{длина}(h) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad x_i \leftarrow h_i - h_y \\ \text{return } \Delta t \cdot \text{simp}(x) \end{cases}$$

26) Линейный интегральный критерий качества;

$$I_2 := \begin{cases} n \leftarrow \text{длина}(h) \\ \text{for } i \in 0..n-1 \\ \quad x_i \leftarrow |h_i - h_y| \\ \text{return } \Delta t \cdot \text{simp}(x) \end{cases}$$

27) Линейный интегральный критерий качества по модулю;

10) Квадратичный интегральный критерий качества.

```

I :=
n ← длина(h)
for i ∈ 0..n-1
  xi ← (hi - hy)2
return Δt · simp(x)

```

$$J_1 := \left[\frac{f_0 + h_y}{2 \cdot J_{kp0,1}} \text{polyval} \left[\text{polyfit} \left[\begin{pmatrix} 200 \\ J_{kp1,1} \\ -200 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 1 \\ 0.5 \\ 0 \end{pmatrix}, (L) \right] 0 \right] \right]^T$$

$$J_2 := \left[\text{if } \Psi = 0, 1, \text{polyval} \left[\text{polyfit} \left[\begin{pmatrix} -180 \\ J_{kp2,1} \\ 180 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0 \\ 0.5 \\ 1 \end{pmatrix}, (\Psi) \right] 0 \right] \frac{M_2 + M}{2 \cdot J_{kp3,1}} \text{ on error } \frac{J_{kp4,1}}{\omega_{п2}} \frac{\omega_{02}}{J_{kp5,1}} \right]^T$$

$$J_3 := \left(\frac{\omega_{п2}}{J_{kp6,1}} \frac{I + I}{2 \cdot J_{kp7,1}} \frac{\Gamma}{J_{kp8,1}} \frac{I_C}{J_{kp9,1}} \frac{I_m}{J_{kp10,1}} \frac{I_{Qc}}{J_{kp11,1}} \frac{I_{Q\phi}}{J_{kp12,1}} \frac{J_{kp13,1}}{I_\xi} \frac{t_3}{J_{kp14,1}} \frac{t_{H_min} - t_0}{J_{kp15,1}} \right)^T$$

$$J_4 := \left(\frac{t_{H_max} - t_3}{J_{kp16,1}} \frac{t_{II} - t_0}{J_{kp17,1}} \frac{\min(t_{II} - t_0, t_{k-1})}{J_{kp18,1}} \frac{\sigma}{J_{kp19,1}} \frac{Q}{J_{kp20,1}} \frac{J_{kp21,1}}{\xi} \frac{N}{J_{kp22,1}} \frac{|I_1|}{J_{kp23,1}} \frac{I_2}{J_{kp24,1}} \right)$$

```

J := stack(J1, J2, J3, J4)

```

```

tabl3 := augment(Jкр<0>, J)

```

"17. Время запаздывания, с	"	t_3
"18. Мин. время нарастания амплитуды $t(n.min)$, с	"	$t_{H_min} - t_0$
"9. Время реализации 1-го максимума $t(m)$, с	"	τ_1
"19. Макс. время нарастания амплитуды $t(n.max)$, с	"	$t_{H_max} - t_3$
"20. Время регулирования $t(p)$, с	"	$t_{II} - t_0$
"21. Время, соотв. установившемуся значению $h[t(max)]$, с	"	t_{end}
"Фактическая ошибка регулирования Δ , %	"	Δ
"22. Перерегулирование σ , %	"	σ
"1. Установившееся знач. коэф. трения	"	h_y
"Логарифмический декремент затуханий δ	"	δ
"23. Добротность Q колебательной системы	"	Q
"24. Степень затухания ψ	"	ψ
"Корневой показатель колебательности m	"	m
"4. Частотный показатель колебательности M	"	M
"Степень колебательности μ	"	μ
"Частота затухающих колебаний ω , Гц	"	$\frac{\omega}{2\pi}$
"Коэффициент затухания n , Гц	"	$\frac{\nu}{2\pi}$
"Частота свободных колебаний ω_0 , Гц	"	$\frac{\omega_0}{2\pi}$
"Коэффициент демпфирования ξ	"	ξ
"Период релаксации фрикционных связей τ , с	"	τ
"Число колебаний за время релаксации N_e	"	N_e
"25. Число колебаний регулируемой величины N	"	N
"26. Линейный интегральный критерий качества I_1	"	I_1
"27. Линейный интегральный критерий качества по модулю I_2 "	"	I_2
"10. Квадратичный интегральный критерий качества I	"	I
"ДИНАМИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ КАЧЕСТВА $I(d)$	"	J_d

Диаграмма качества переходного процесса:

$$\text{tp} := \begin{pmatrix} \max\left(\text{if}\left(t_0 \geq 0, \text{InterpX}\left(t_3, t_{H_min}, 0.5 \cdot h_y, h_y, 0\right), 0\right), 0\right) & \max\left(\text{InterpY}\left(t_3, t_{H_min}, 0.5 \cdot h_y, h_y, \right. \right. \\ \text{InterpX}\left(t_3, t_{H_min}, 0.5 \cdot h_y, h_y, h_{max1}\right) & h_{max1} \\ t_{II} & h_{max1} \\ t_{II} & h_y + \left| \frac{h_y - h_{t_{II}}}{\Delta t} \right| \\ t_{k-1} & h_y + \left| \frac{h_y - h_{t_{II}}}{\Delta t} \right| \\ t_{k-1} & h_y - \left| \frac{h_y - h_{t_{II}}}{\Delta t} \right| \\ t_{II} & h_y - \left| \frac{h_y - h_{t_{II}}}{\Delta t} \right| \\ t_{II} & h_y - \left| \frac{h_y - h_{t_{II}}}{\Delta t} \right| \\ \text{if}\left(t_{H_max} = 0, 3 \cdot t_3, \text{InterpX}\left(t_3, t_{H_max}, 0, h_y, h_y - \left| \frac{h_y - h_{t_{II}}}{\Delta t} \right| \right)\right) & h_y - \left| \frac{h_y - h_{max1}}{\Delta t} \right| \\ t_3 & h_y - \left| \frac{h_y - h_{max1}}{\Delta t} \right| \\ & 0 \end{pmatrix}$$

▣ Временные характеристики

▣ АДЕКВАТНОСТЬ ЧАСТОТНО-ВРЕМЕННОЙ МОДЕЛИ

Адекватность математической модели по критерию Фишера.

Коэффициент детерминации R^2 - это доля дисперсии зависимой переменной, объясняемая рассматриваемой моделью зависимости, то есть объясняющими переменными. Более точно - это единица минус доля необъяснённой дисперсии случайной ошибки модели в дисперсии зависимой переменной. Его рассматривают как универсальную меру зависимости одной случайной величины от множества других. В частном случае линейной зависимости R^2 является квадратом так называемого коэффициента множественной корреляции между зависимой переменной и объясняющими переменными.

Коэффициент детерминации R^2 принимает значения от 0 до 1. Чем ближе значение коэффициента R к 1, тем сильнее зависимость. Это можно интерпретировать как соответствие модели опытным данным. Для приемлемых моделей предполагается, что коэффициент детерминации должен быть хотя бы не меньше 0,5 (коэффициент множественной корреляции превышает по модулю 0,7). Модели с коэффициентом детерминации выше 0,8 можно признать достаточно хорошими (коэффициент корреляции превышает 0,9). Значение коэффициента детерминации, равное 1, означает функциональную зависимость между переменными. Следует здесь отметить, что высокие значения коэффициента детерминации не свидетельствуют о наличии причинно-следственной зависимости между переменными. Если же коэффициент детерминации отрицателен, то это свидетельствует о крайней неадекватности модели.

Коэффициент множественной корреляции R характеризует меру тесноты связи между откликами, выражает точность прогноза зависимой переменной и показы-

вает, на сколько процентов найденная функция регрессии описывает связь между исходными X и расчётными значениями параметров.

$$\alpha := 0.05$$

- уровень значимости критерия;

$$ad_1 := adequacy(\tau, x, \alpha, 0)$$

Коэффициент детерминации:

$$R2_1 := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right] = 0.868 ;$$

Коэффициент множественной корреляции:

$$R_1 := \sqrt{R2_1} = 0.931 .$$

Поскольку коэффициент детерминации имеет высокое значение, то можно говорить об адекватности математической модели в пределах диапазона исходных данных.

В случае линейной регрессии с независимыми одинаково распределёнными нормальными случайными ошибками статистика коэффициента детерминации имеет точное (для выборок любого объёма) распределение Фишера.

Определим принадлежность ошибок в определении переходной характеристики нормальному распределению. Для этого необходимо определить такие статистические характеристики, как асимметрия и эксцесс. коэффициент асимметрии позволяет оценить меру отклонения функции данного распределения от математического ожидания. Даже если асимметрия распределений одинакова, их кривые могут значительно различаться: одни будут иметь более высокие и острые пики, другие, наоборот, будут изменяться очень плавно. Показателем остроты пика является коэффициент эксцесса. Для нормального распределения эти характеристики равны нулю.

Математическое ожидание ошибок эксперимента:

$$\mu_1 := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_1 = -0.014 ;$$

Среднеквадратичное (стандартное) отклонение:

$$\sigma_1 := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_2 = 2.424 ;$$

Коэффициент асимметрии:

$$A_1 := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_3 = -0.055 ;$$

Коэффициент эксцесса:

$$E_1 := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_4 = 0.996 .$$

Асимметрия положительна, если вытянут правый участок кривой распределения, и отрицательна, если левый. Если эксцесс меньше (больше) нуля, то распределение имеет более тупую (острую) вершину, чем нормальное.

Для проверки нормальности распределения используется правило трёх стандартных отклонений. Если асимметрия и (или) эксцесс превышают три соответствующих среднеквадратичных отклонения, то гипотезу нормальности распределения отвергают.

Для этого применим формулы Е.И. Пустыльника:

$$G := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_5 = \text{"другое"} ;$$

То же самое по формуле Н.А. Плохинского:

$$G := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_6 = \text{"другое"} .$$

Получили, что мы имеем распределение случайных величин ошибок математических моделей. Убедимся в верности нашего утверждения, построив гистограмму распределения.

Гистограмма - это график, позволяющий визуализировать частоту попадания данных экспериментальных выборок в определённый интервал. При её построении область, определяемая по размаху значений данных в выборке, разбивается на некоторое

количество промежутков (как правило, равных), и затем подсчитывается количество или процент элементов, оказавшихся на каждом из них.

Результат проверки попадания в интервал всех данных: $ok := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_7 = \text{"все данные"}$

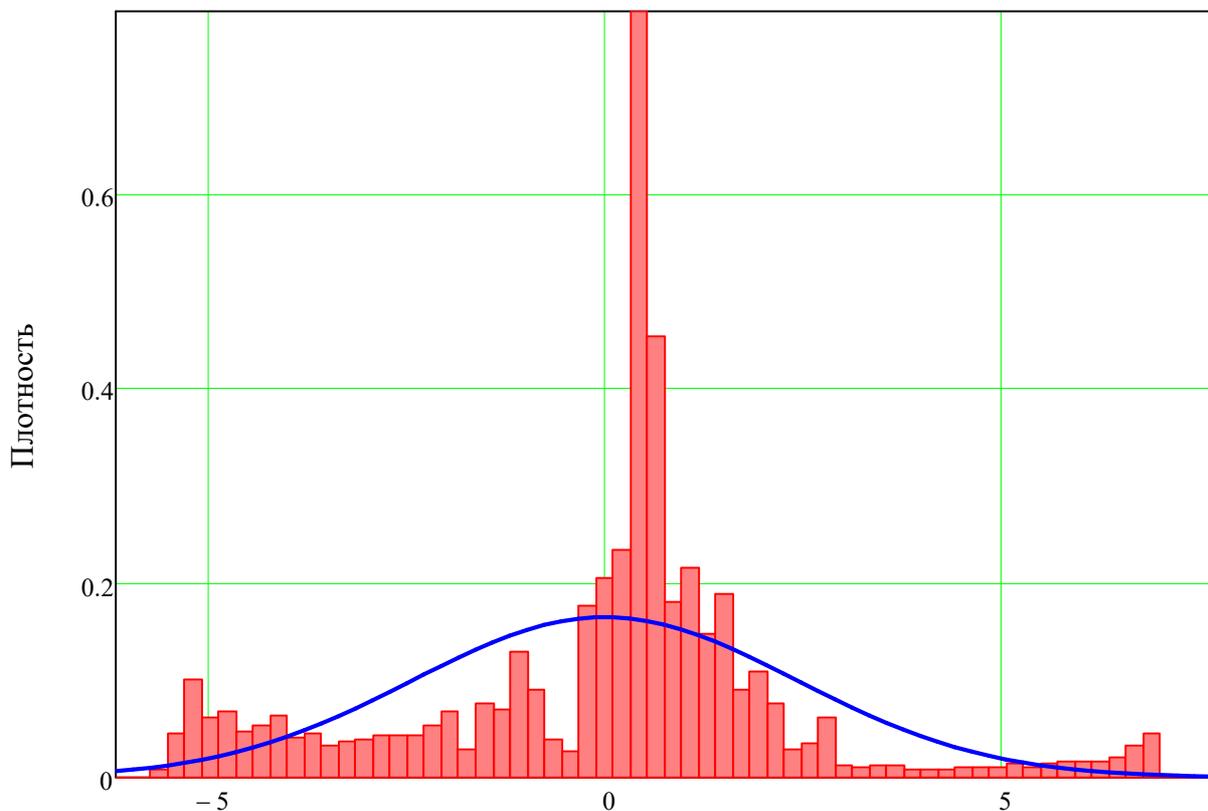


Рис. - Экспериментальная и теоретическая плотность распределения ошибок частотно-временной модели объекта исследования

В данном случае в первом приближении гипотезу нормальности примем для центральной части распределения.

Применим оценку адекватности по линейной регрессии с независимыми одинаково распределёнными нормальными случайными ошибками

Расчётное значение критерия Фишера: $F_{p1} := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_8 = 13514.7$;

где k - число наблюдений, $k = 4129$;

p - количество независимых переменных, $p = 2$.

Табличное значение критерия Фишера: $F_{T1} := \left[\left(ad_1^{(5)} \right)_0 \right]_9 = 2.998$.

Так как расчётное значение критерия Фишера больше табличного, то нулевая гипотеза $H_0: R^2=0$ о статистической незначимости модели на уровне значимости $\alpha = 0.05$

отвергается и с вероятностью $(1 - \alpha) \cdot 100 = 95$ % принимается альтернативная гипотеза о статистической значимости модели в целом: коэффициент множественной корреляции

$$G_{11} := \left[\left(\text{ad}_1^{(5)} \right)_0 \right]_{10} = \text{"соответствует"} \text{ анализируемым данным.}$$

Адекватность математической модели по критерию Стьюдента.

Линейный коэффициент корреляции Пирсона r_{xy} - это показатель характера взаимного стохастического влияния изменения двух случайных величин.

Корреляция - статистическая взаимосвязь двух или нескольких случайных величин. При этом изменения одной или нескольких из этих величин приводит к систематическому изменению другой или других величин. Математической мерой корреляции случайных величин служит линейный коэффициент корреляции Пирсона

Коэффициент корреляции Пирсона:
$$r_{xy1} := \left[\left(\text{ad}_1^{(5)} \right)_0 \right]_{11} = 0.934 .$$

Если $r_{xy} = 0$, то связь между величинами отсутствует, а изменение x не влияет на изменения y . Если $0 < r_{xy} < 1$, то наблюдается прямая функциональная связь, с увеличением x возрастает y . Если $-1 < r_{xy} < 0$, то наблюдается обратная функциональная связь, с увеличением x уменьшается y . Если $r_{xy} = 1$, то имеем функциональную связь, каждому значению x строго соответствует одно значение y , то есть изменения двух величин можно описать математической функцией.

Значимость линейного коэффициента корреляции проверяется на основе t-критерия Стьюдента.

Расчётное значение критерия Стьюдента:
$$t_{p1} := \left[\left(\text{ad}_1^{(5)} \right)_0 \right]_{12} = 168.6 ;$$

Табличное значение критерия Стьюдента:
$$t_{T1} := \left[\left(\text{ad}_1^{(5)} \right)_0 \right]_{13} = 1.961 .$$

Так как расчётное значение критерия Стьюдента больше табличного, то нулевая гипотеза $H_0: r_{xy}=0$ об отсутствии выявленной корреляционной связи на уровне значимости $\alpha = 0.05$ отвергается и с вероятностью $(1 - \alpha) \cdot 100 = 95$ % принимается альтернативная гипотеза о статистической значимости корреляционной связи экспериментальных и синтезируемых интегралом Дюамеля данных.

На основании этого можно сформулировать заключение о том, что частотно-временная модель объекта исследований $G_{12} := \left[\left(\text{ad}_1^{(5)} \right)_0 \right]_{14} = \text{"адекватна"} \text{ анализируемым данным.}$

▣ АДЕКВАТНОСТЬ ЧАСТОТНО-ВРЕМЕННОЙ МОДЕЛИ

▣ ДОЛЕОКТАВНЫЙ АНАЛИЗ

Расчёт частотных характеристик методом Быстрого преобразования Фурье без использования весовых окон

$$N_W := \frac{k-1}{2} + 1 \quad j := 0..N_W - 1$$

Размерность вектора передаточной функции

$$\Omega'_1 := \frac{1}{\Delta t \cdot (k-1)} = 0.024$$

Частота 1 гармоники

$$\Omega'_j := j \cdot \Omega'_1$$

Вектор частот

$$S_N := \text{submatrix}[\text{CFFT}(N), 0, \text{floor}[0.5 \cdot (k-1)], 0, 0] \quad \text{Спектральная функция нагрузки}$$

$$S_{N_0} := 0.5 \cdot S_{N_0}$$

$$O_N := \text{p octave}(2 \cdot S_N, \Omega', B, \Delta t, 0.001, 1)$$

$$\sigma_N := \sqrt{\frac{1}{k-1} \cdot \sum_{i=0}^{k-1} (N_i - \text{mean}(N))^2} = 4.492$$

$$\sigma_S(S_N) = 4.492$$

$$\sigma_{NO} := \sigma_O(O_N^{(1)}) = 4.5$$

Октавный спектр нагрузки

Среднеквадратичное отклонение нагрузки

$$\text{stdev}(N) \cdot \sqrt{\frac{k}{k-1}} = 4.492$$

Среднеквадратичное отклонение нагрузки, вычисленное по значениям октавного спектра

$$S_\tau := \text{submatrix}[\text{CFFT}(\tau), 0, \text{floor}[0.5 \cdot (k-1)], 0, 0]$$

$$S_{\tau_0} := 0.5 \cdot S_{\tau_0}$$

$$O_\tau := \text{p octave}(2 \cdot S_\tau, \Omega', B, \Delta t, 0.0001, 1)$$

$$\sigma_\tau := \sqrt{\frac{1}{k-1} \cdot \sum_{i=0}^{k-1} (\tau_i - \text{mean}(\tau))^2} = 6.661$$

$$\sigma_S(S_\tau) = 6.66$$

$$\sigma_{\tau O} := \sigma_O(O_\tau^{(1)}) = 6.66$$

Спектральная функция силы тангенциального смещения

Октавный спектр силы тангенциального смещения

Среднеквадратичное отклонение тангенциального смещения

$$\text{stdev}(\tau) \cdot \sqrt{\frac{k}{k-1}} = 6.661$$

Среднеквадратичное отклонение тангенциального смещения? вычисленное по значениям октавного спектра

$$O_C := \text{p octave}(W_{xy}, \Omega, B, \Delta t, 0, 2)$$

$$l := \text{last}(O_C^{(1)})$$

$$\sigma_C := \sum_{i=0}^{l-1} (O_C^{(1)})_i$$

$$O_m := \text{p octave}(W_{xy}, \Omega, B, \Delta t, 0, 3)$$

$$\sigma_m := \sum_{i=0}^{l-1} (O_m^{(1)})_i$$

$$O_{Qc} := \text{p octave}(W_{xy}, \Omega, B, \Delta t, 0, 4)$$

$$\sigma_{Qc} := \sum_{i=0}^{l-1} (O_{Qc}^{(1)})_i$$

$$O_{Q\phi} := \text{p octave}(W_{xy}, \Omega, B, \Delta t, 0, 5)$$

$$\sigma_{Q\phi} := \sum_{i=0}^{l-1} (O_{Q\phi}^{(1)})_i$$

Октавный спектр упругих нагрузок

Среднее квадратичное отклонение упругих нагрузок

Октавный спектр сил инерционных нагрузок

Среднее квадратичное отклонение инерционных нагрузок

Октавный спектр сил сопротивления колебаниям

Среднее квадратичное отклонение сил сопротивления колебаниям

Октавный спектр сил трения, обусловленных фрикционными автоколебаниями

Среднее квадратичное отклонение сил трения, обусловленных фрикционными автоколебаниями

	"ПАРАМЕТР"	"факт"	"по спектру"
tO :=	"СКЗ нагрузки"	σ_N	σ_{NO}
	"СКЗ силы тангенц. смещения"	σ_T	σ_{TO}
	"СКЗ упругих сил"	$I_C \cdot (m - 1)$	σ_C
	"СКЗ сил инерции"	$I_m \cdot (m - 1)$	σ_m
	"СКЗ сил сопротивления"	$I_{Qc} \cdot (m - 1)$	σ_{Qc}
	"СКЗ сил тр., обусл. фрик. авт."	$I_{Q\phi} \cdot (m - 1)$	$\sigma_{Q\phi}$
	"Ошибка, %"	$\left \frac{\sigma_T - (I_C + I_m + I_{Qc} + I_{Q\phi}) \cdot (m - 1)}{\sigma_T} \cdot 100 \right $	$\left \frac{\sigma_{TO} - \sigma_C - \sigma_m - \sigma_{Qc}}{\sigma_{TO}} \right $

ДОЛЕОКТАВНЫЙ АНАЛИЗ

$$\begin{aligned}
 P_{\min} &:= -0.003 & Q_{\min} &:= -0.043 & h_{\min} &:= 0.025 & \tau_1 &:= 1000 & t_{\text{end}} &:= 13 \\
 P_{\max} &:= 0.131 & Q_{\max} &:= 0.047 & h_{\max} &:= 0.136 & \tau_2 &:= 1000 & &
 \end{aligned}$$

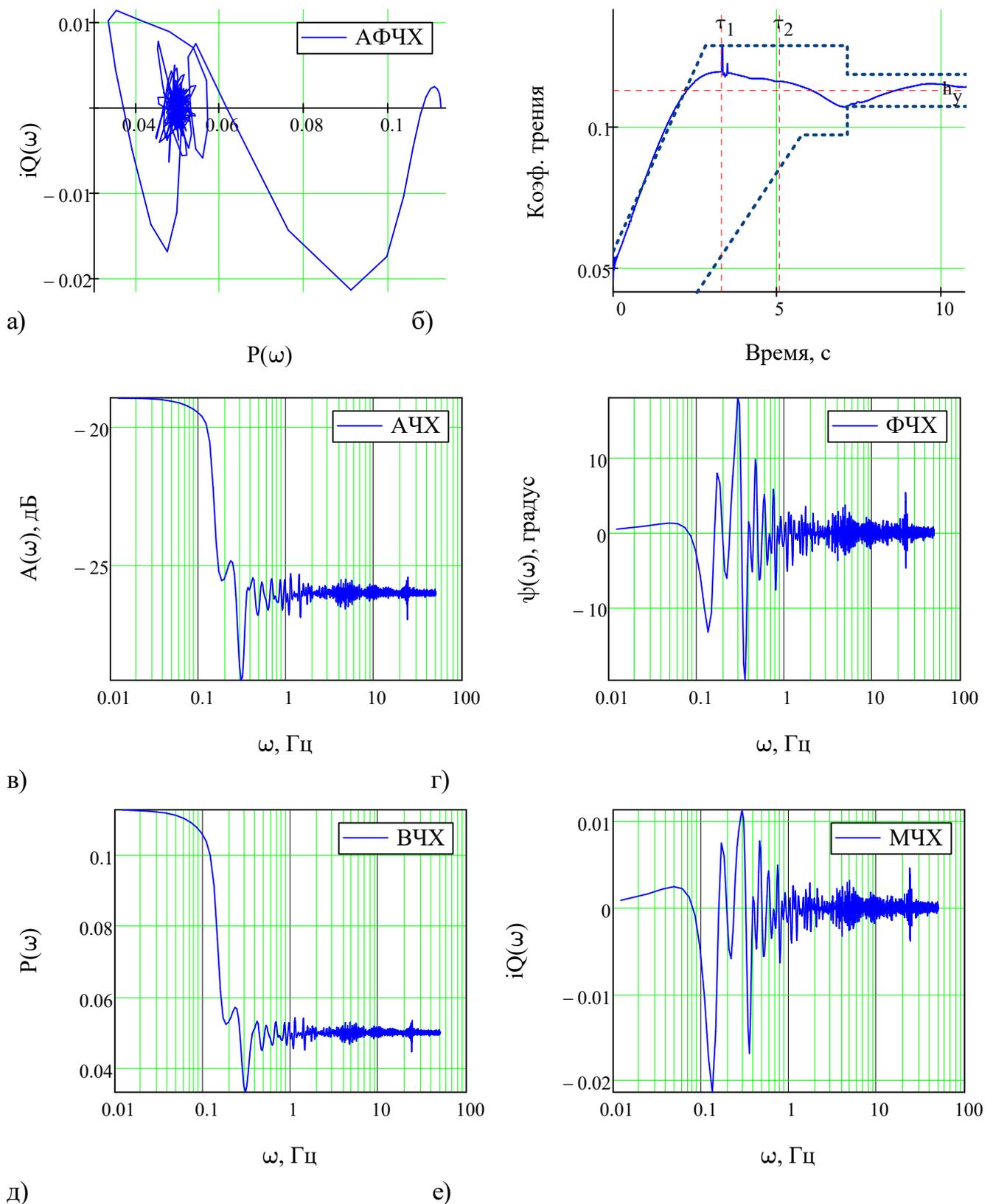


Рис. 1 - Частотные характеристики периодограммным методом Уэлча с использованием весового окна (количество данных в сегменте $n_{seg} = 1827$; сдвиг данных между сегментами $n_{shift} = 913$; количество сегментов данных $n_s = 3.52$)

FileName = "2TE116-250-130-1535-40.13-набегающее колесо 1 кп-равнодействующая сил крипа" : а - амплитудная фазовая характеристика; б - переходная функция; в - амплитудная частотная характеристика; г - фазовая частотная характеристика; д - вещественная частотная характеристика; е - мнимая частотная характеристика

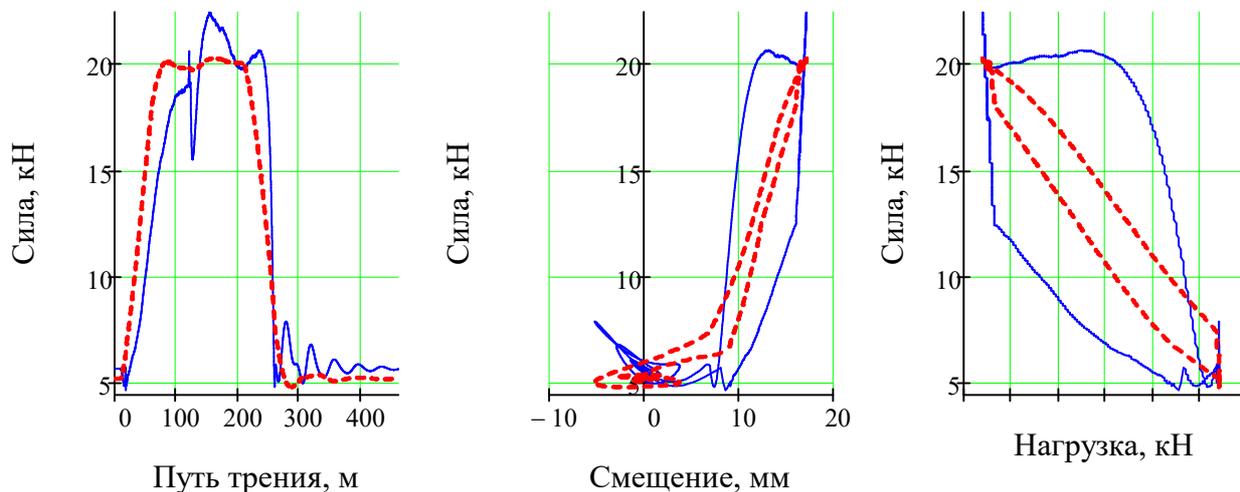


Рис. 2 - Результаты моделирования: а - изменение силы от пути; б - гистерезис, в - сила от нагрузки

FileName = "2TE116-250-130-1535-40.13-набегающее колесо 1 кп-равнодействующая сил крива"

Динамический критерий качества

Средняя квадратичная ошибка синтеза

Коэффициент детерминации

Коэффициент множественной корреляции

Уровень значимости критерия

Расчётное значение критерия Фишера

Табличное значение критерия Фишера

По критерию Фишера коэффициент R_1

$$J_D = 0.354$$

$$\sigma = 2.424$$

$$R2_1 = 0.868$$

$$R_1 = 0.931$$

$$\alpha = 0.05$$

$$F_{p1} = 13514.7$$

$$F_{T1} = 3$$

$$G_{11} = \text{"соответствует"}$$

анализируемым данным

Расчётное значение коэффициента корреляции Пирсона $r_{xy1} = 0.934$

Фактическое значение критерия Стьюдента

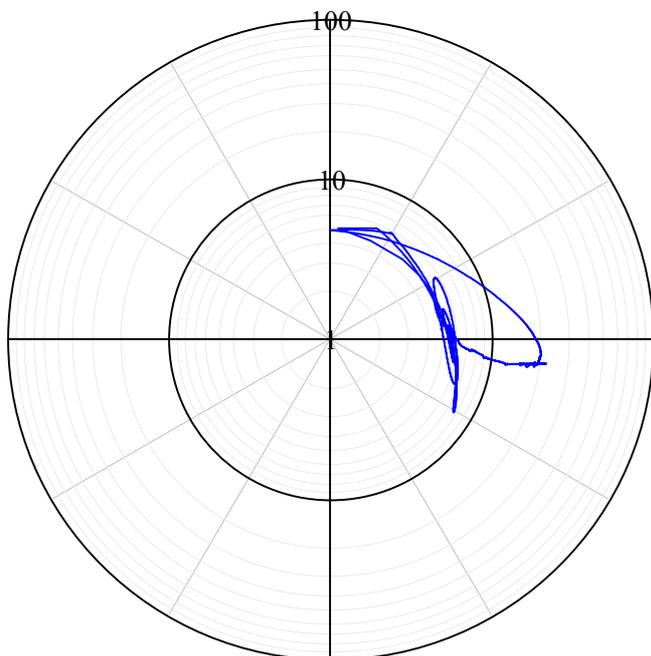
$$t_{p1} = 168.6$$

Табличное значение критерия Стьюдента

$$t_{T1} = 1.96$$

Адекватность модели по критерию Стьюдента

$$G_{12} = \text{"адекватна"}$$



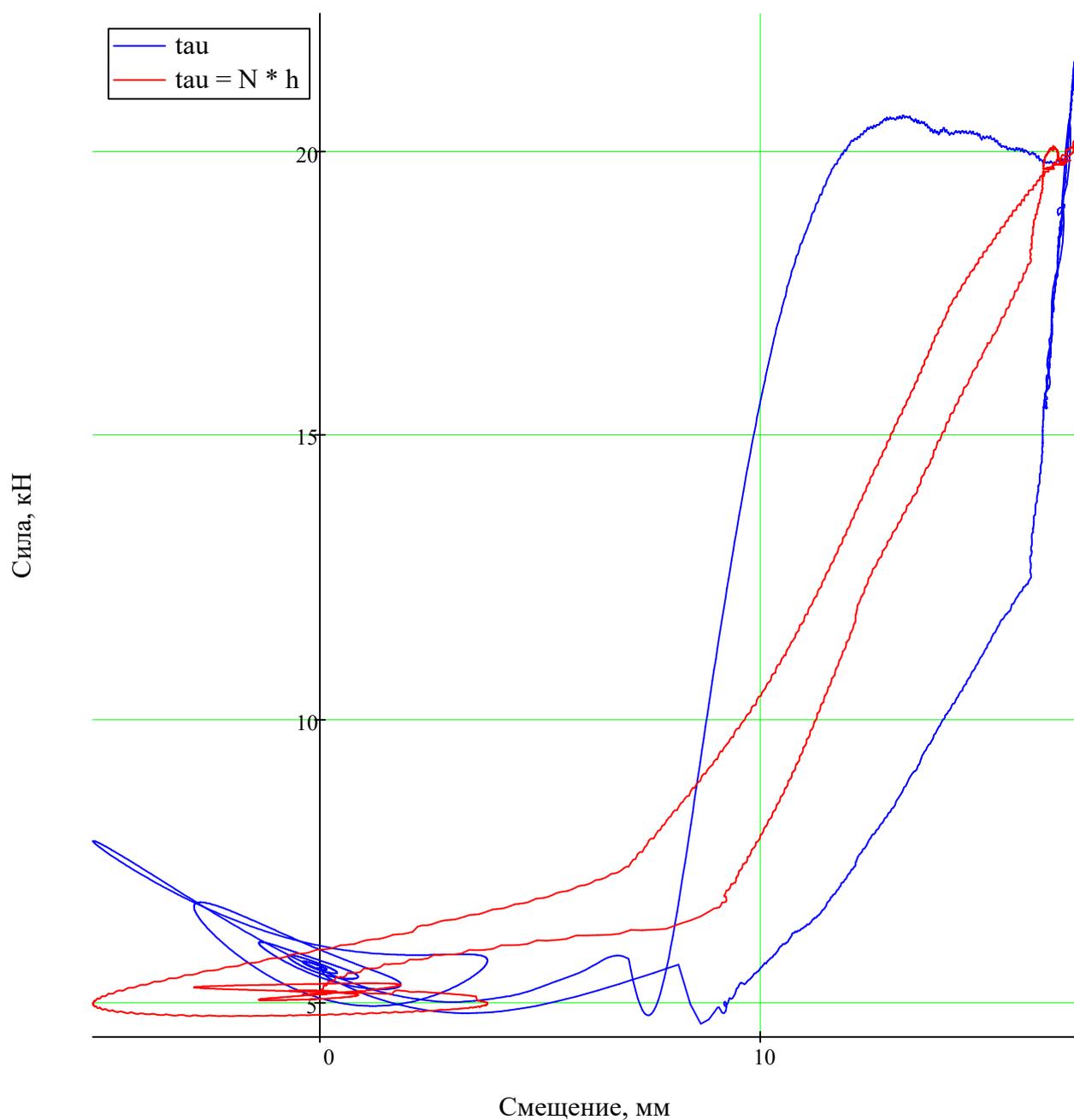
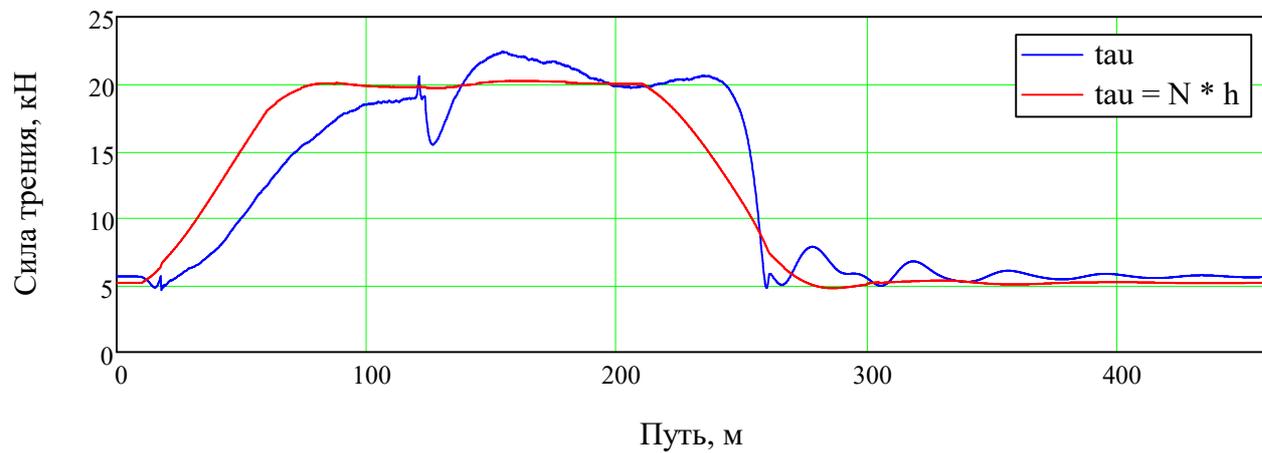


Рис. 4 - Использование интеграла Дюамеля позволяет приближённо оценить вид петли гистерезиса по вещественной частотной характеристике (см. рис. 1,г), то есть определить отклик системы $\tau(t)$ по заданному внешнему воздействию $N(t)$ и переходной функции Хэвисайда $h(t)$

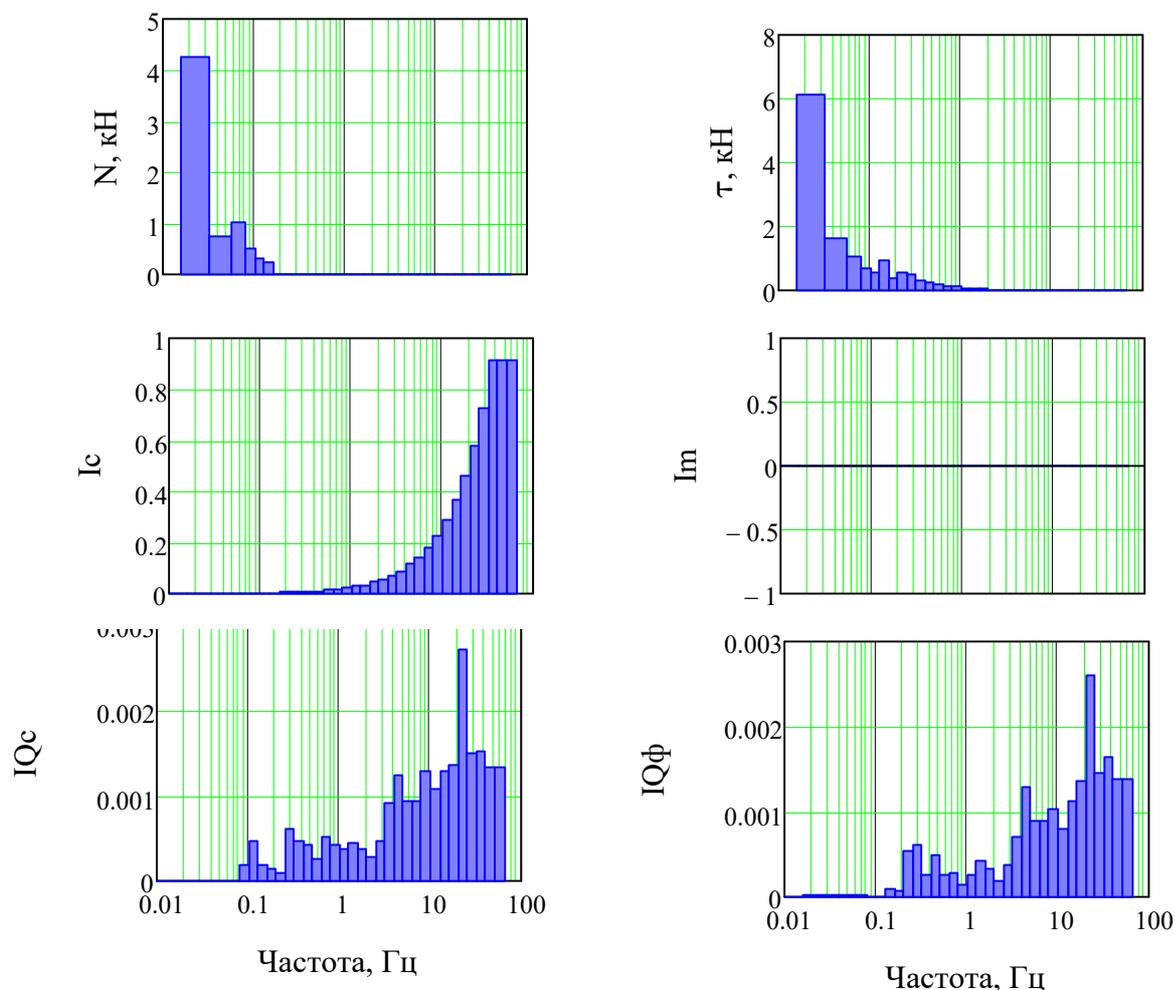


Рис. 3 - $1/V = 3$ - долеоктавные спектры среднего квадратичного отклонения: **a** - нагрузки; **б** - силы тангенциального смещения; **в** - упруго-инерционных воздействий, способствующих возрастанию контактных напряжений; **г** - инерционных воздействий, способствующих разрыву фрикционной связи и потере стабильности контактирования; **д** - сил сопротивления качению с проскальзыванием; **е** - сил сопротивления, обусловленных скоростью проскальзывания и возникновением фрикционных автоколебаний

	"ПАРАМЕТР"	"факт"	"по спектру"
tO =	"СКЗ нагрузки"	4.492	4.488
	"СКЗ силы тангенц. смещения"	6.661	6.66
	"СКЗ упругих сил"	5.007	5.345
	"СКЗ сил инерции"	0	0
	"СКЗ сил сопротивления"	0.023	0.022
	"СКЗ сил тр., обусл. фрик. авт."	0.02	0.02
	"Ошибка, %"	24.193	19.127

Частотные характеристики

tabl1 =

"1. Установившееся знач. коэф. трения	"	0.113
"2. Запас устойчивости по амплитуде L, дБ	"	0
"Частота среза, Гц	"	$1 \cdot 10^{307}$
"Комплексная амплитуда на частоте среза	"	0
"3. Запас устойчивости по фазе ψ , градус	"	0
"Частота среза, Гц	"	$1 \cdot 10^{307}$
"Комплексная амплитуда на частоте среза	"	0
"4. Частотный показатель колебательности M	"	1
"Центральная частота, Гц	"	0
"Комплексная амплитуда для центральной частоты	"	0.101
"5. Частота по условию $A(\omega)=A(0)$, Гц	"	0
"Комплексная амплитуда	"	0.101
"6. Частота полосы пропускания $A(\omega)=0.707A(0)$, Гц	"	0.147
"Комплексная амплитуда	"	0.071-0.012i
"7. Резонансная частота $\omega(p)$, Гц	"	0
"Комплексная амплитуда на частоте $\omega(p)$	"	0.101
"8. Ориентировочное время переходного процесса $t(p)$, с	"	0
"9. Ориентировочное время 1-го максимума $t(m)$, с	"	0
"10. Квадратичный интегральный критерий качества I	"	0.013
"11. Квадратичный интегральный критерий качества I'	"	0.073
"12. Оценка упруго-инерционных составляющих I(c)	"	$1.222 \cdot 10^{-3}$
"13. Оценка инерционных сил, спос. потере устойчивости I(m)	"	0
"14. Оценка составляющих сил трения I(тр.)	"	$5.616 \cdot 10^{-6}$
"15. Оценка сост. сил фрикционных автоколебаний I(фр.к.)	"	$4.764 \cdot 10^{-6}$
"16. Оценка динамического коэф. демпфирования I(ξ)	"	0.679

Временные характеристики

tabl2 =

"17. Время запаздывания, с	"	0.208
"18. Мин. время нарастания амплитуды $t(n.min)$, с	"	2.238
"9. Время реализации 1-го максимума $t(m)$, с	"	3.32
"19. Макс. время нарастания амплитуды $t(n.max)$, с	"	5.825
"20. Время регулирования $t(p)$, с	"	7.13
"21. Время, соотв. установившемуся значению $h[t(max)]$, с	"	10.695
"Фактическая ошибка регулирования Δ , %	"	-4.97
"22. Перерегулирование σ , %	"	14.049
"1. Установившееся знач. коэф. трения	"	0.113
"Логарифмический декремент затуханий δ	"	1.598
"23. Добротность Q колебательной системы	"	7.877
"24. Степень затухания ψ	"	0.798
"Корневой показатель колебательности m	"	0.254
"4. Частотный показатель колебательности M	"	2.093
"Степень колебательности μ	"	3.932
"Частота затухающих колебаний ω , Гц	"	0.565
"Коэффициент затухания n , Гц	"	0.144
"Частота свободных колебаний ω_0 , Гц	"	0.583
"Коэффициент демпфирования ξ	"	0.246
"Период релаксации фрикционных связей τ , с	"	1.108
"Число колебаний за время релаксации N_e	"	0.626
"25. Число колебаний регулируемой величины N	"	4.028
"26. Линейный интегральный критерий качества I_1	"	-0.053
"27. Линейный интегральный критерий качества по модулю I_2 "	"	0.095
"10. Квадратичный интегральный критерий качества I	"	$2.716 \cdot 10^{-3}$
"ДИНАМИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ КАЧЕСТВА $I(d)$	"	0.354

Частные критерии качества:

tabl3 =

"Макс. доп. величина стационарного коэф. трения f "	0.375
"Мин. доп. запас устойчивости по амплитуде L "	0.485
"Мин. доп. запас устойчивости по фазе ψ "	1
"Макс. доп. частотный показатель колебательности M "	0.442
"Макс. доп. частота по условию $A(\omega) = A(0)$, Гц"	0
"Мин. доп. частота по условию $A(\omega) = 0.707A(0)$, Гц"	0.109
"Мин. доп. резонансная частота $A[\omega(p)] = A_{max}$, Гц"	0
"Макс. доп. квадр. интегр. критерий качества I "	0.087
"Макс. доп. квадр. интегр. критерий качества I' "	0.908
"Макс. доп. интегр. оценка упруго-инерционных сил $I(c)$ "	0.489
"Макс. доп. интегр. оценка инерционных сил $I(m)$ "	0
"Макс. доп. интегр. оценка сил трения $I(\text{сопр.})$ "	0.125
"Макс. доп. оценка сил фрикционных автоколебаний $I(\text{фр.к})$ "	0.136
"Мин. доп. оценка динамич. коэф. демпфирования $I(\gamma)$ "	0.212
"Макс. доп. время запаздывания $t(z)$, с"	0.074
"Макс. доп. мин. время нарастания $t(n.\text{min})$, с"	0.52
"Макс. доп. макс. время нарастания $t(n.\text{max})$, с"	0.571
"Макс. доп. время регулирования $t(p)$, с"	0.324
"Макс. доп. время установившегося значения $h[t(\text{max})]$, с"	0.198
"Макс. доп. перерегулирование σ , %"	0.351
"Макс. доп. добротность Q "	0.69
"Мин. доп. коэф. демпфирования ξ "	0.584
"Макс. доп. число колебаний регулируемой величины N "	0.746
"Макс. доп. линейный интегральный критерий качества $I(1)$ "	0.242
"Макс. доп. линейный интегральный критерий качества $I(2)$ "	0.19

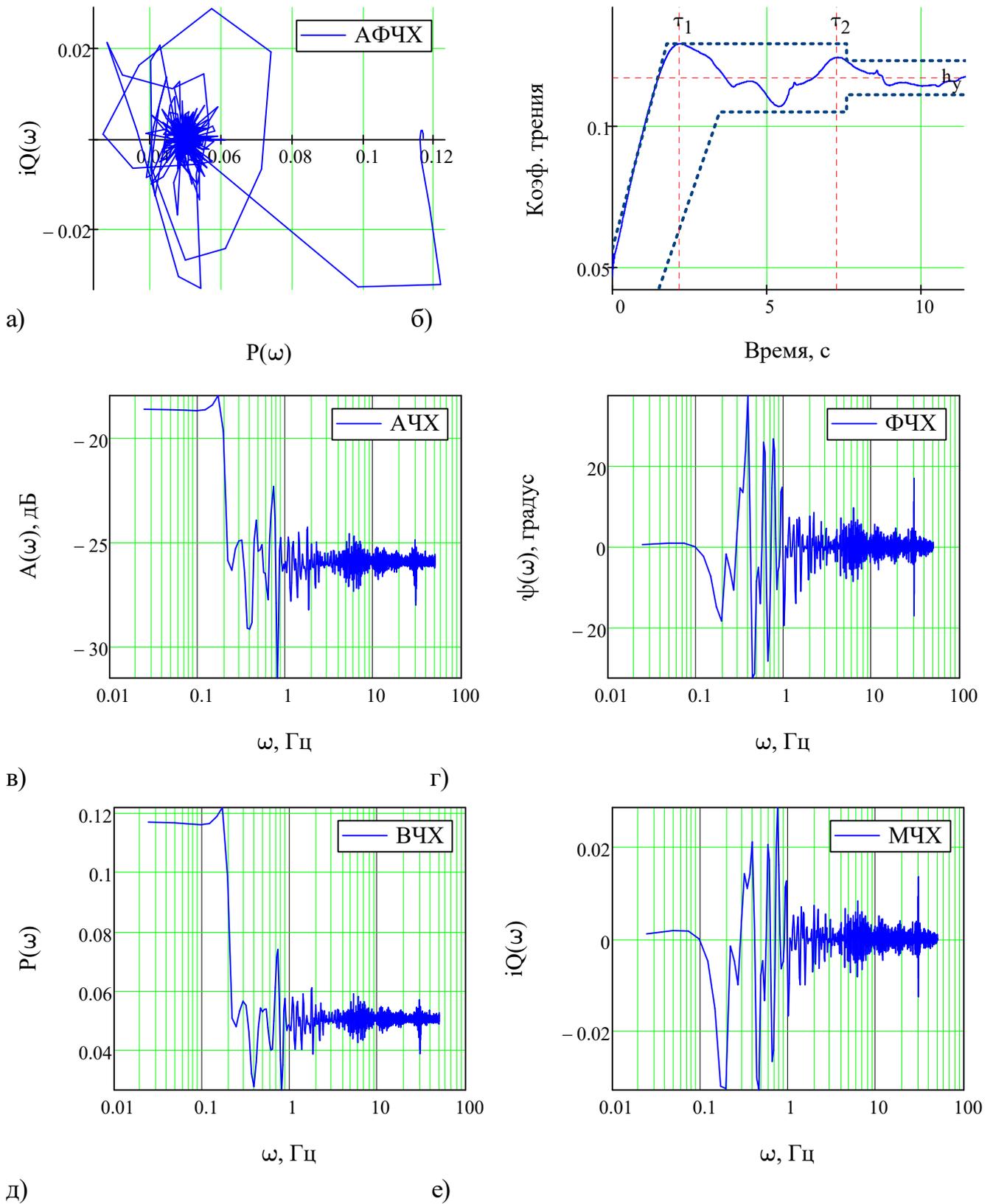


Рис. 1 - Частотные характеристики периодограммным методом Уэлча с использованием весового окна (количество данных в сегменте $n_{seg} = 1443$; сдвиг данных между сегментами $n_{shift} = 721$; количество сегментов данных $n_s = 3.52$)

FileName = "2TE116-250-130-1535-50.82-набегающее колесо 1 кп-равнодействующая сил крипа" : а - амплитудная фазовая характеристика; б - переходная функция; в - амплитудная частотная характеристика; г - фазовая частотная характеристика; д - вещественная частотная характеристика; е - мнимая частотная характеристика

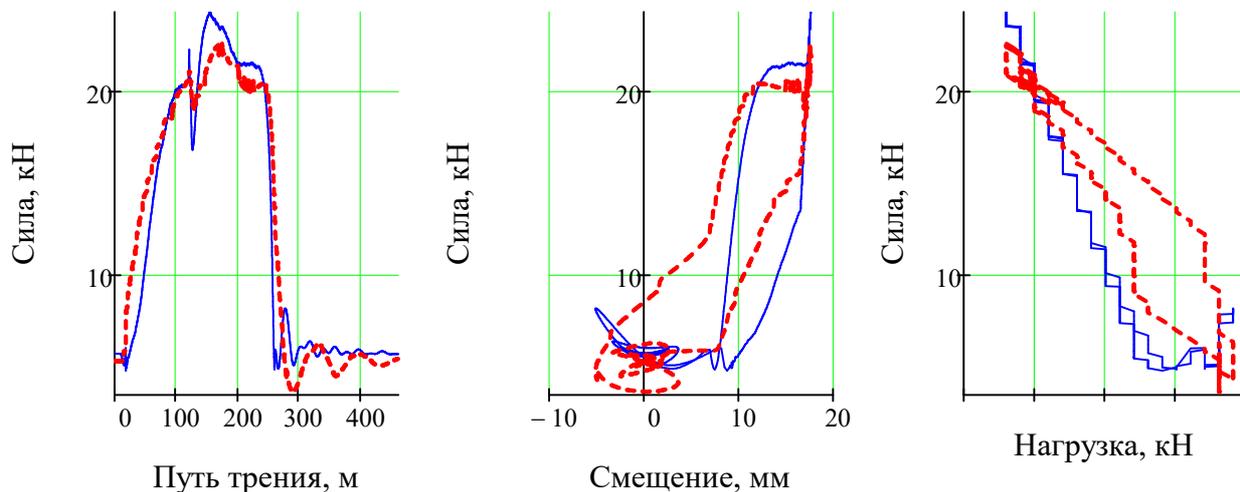


Рис. 2 - Результаты моделирования: а - изменение силы от пути; б - гистерезис, в - сила от нагрузки

FileName = "2ТЕ116-250-130-1535-50.82-набегающее колесо 1 кп-равнодействующая сил крива"

Динамический критерий качества

Средняя квадратичная ошибка синтеза

Коэффициент детерминации

Коэффициент множественной корреляции

Уровень значимости критерия

Расчётное значение критерия Фишера

Табличное значение критерия Фишера

По критерию Фишера коэффициент R_1

анализируемым данным

Расчётное значение коэффициента корреляции Пирсона $r_{xy1} = 0.962$

Фактическое значение критерия Стьюдента

Табличное значение критерия Стьюдента

Адекватность модели по критерию Стьюдента

$$J_D = 0.523$$

$$\sigma = 2.002$$

$$R2_1 = 0.925$$

$$R_1 = 0.962$$

$$\alpha = 0.05$$

$$F_{p1} = 20104.7$$

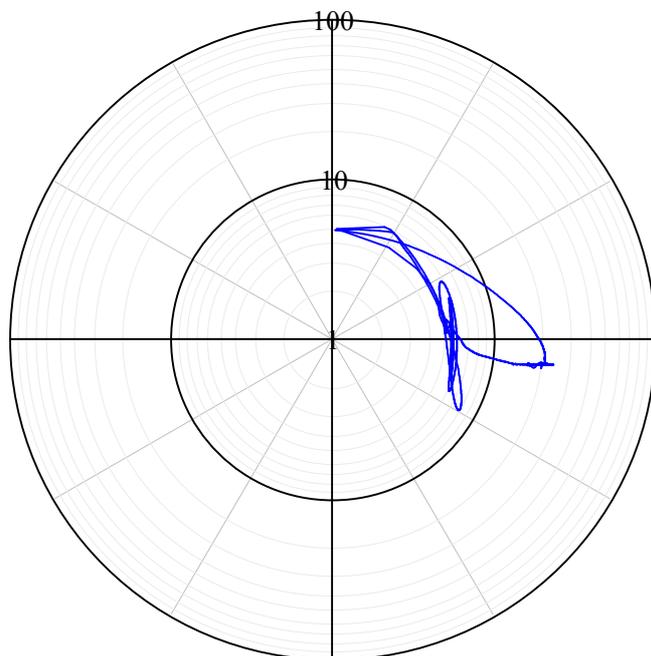
$$F_{T1} = 3$$

$$G_{11} = \text{"соответствует"}$$

$$t_{p1} = 200.7$$

$$t_{T1} = 1.96$$

$$G_{12} = \text{"адекватна"}$$



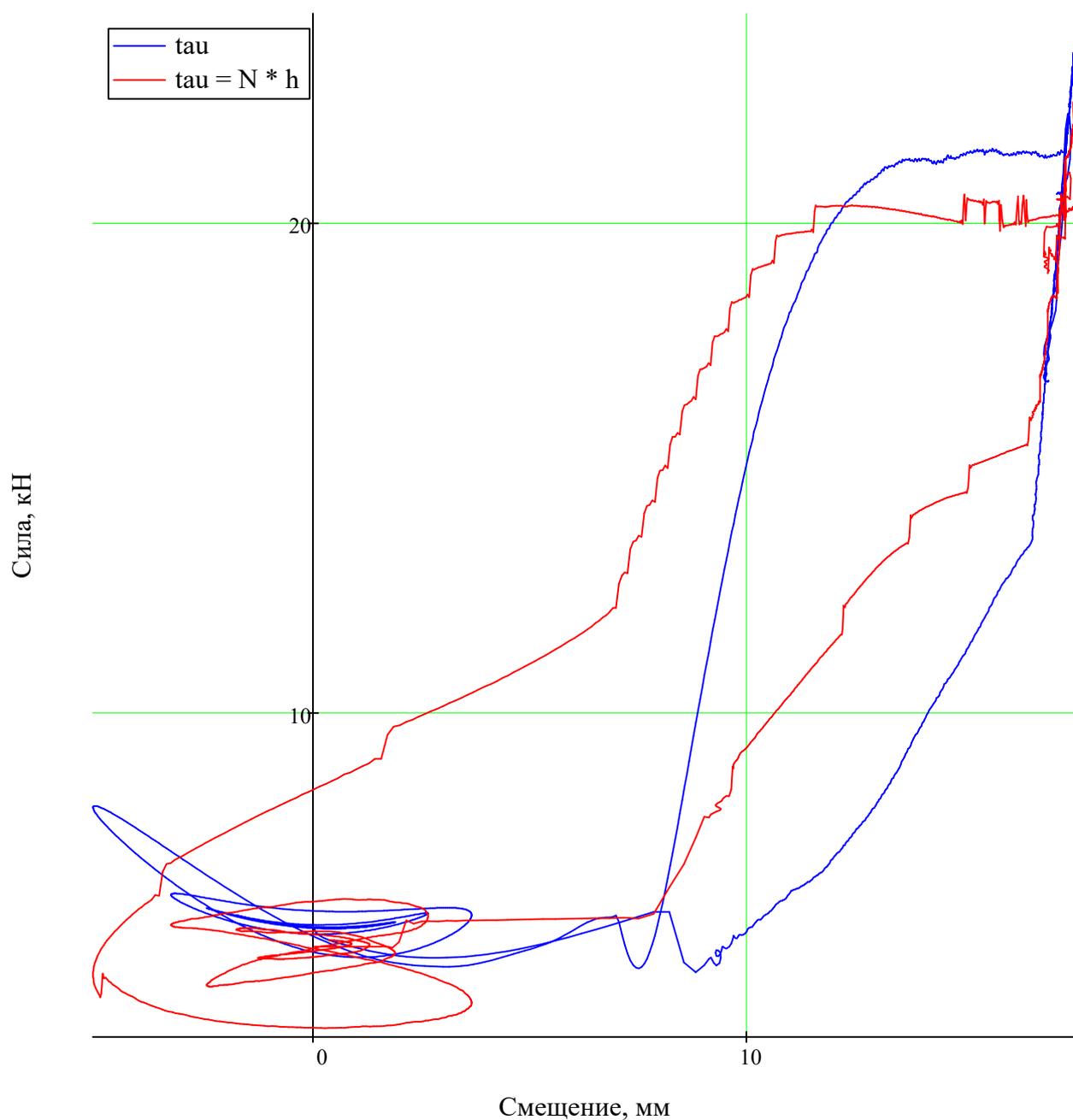
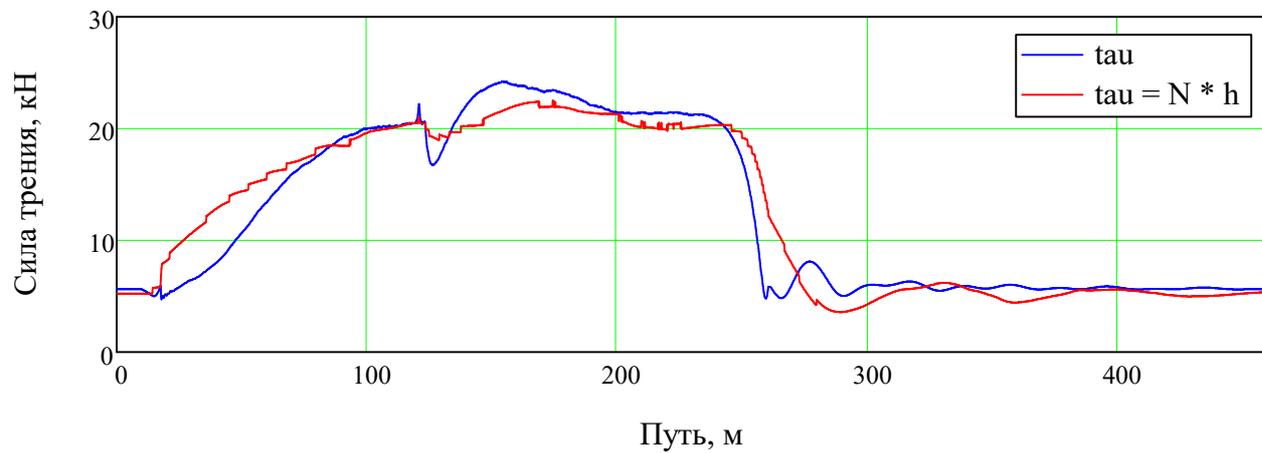


Рис. 4 - Использование интеграла Дюамеля позволяет приближённо оценить вид петли гистерезиса по вещественной частотной характеристике (см. рис. 1,г), то есть определить отклик системы $\tau(t)$ по заданному внешнему воздействию $N(t)$ и переходной функции Хэвисайда $h(t)$

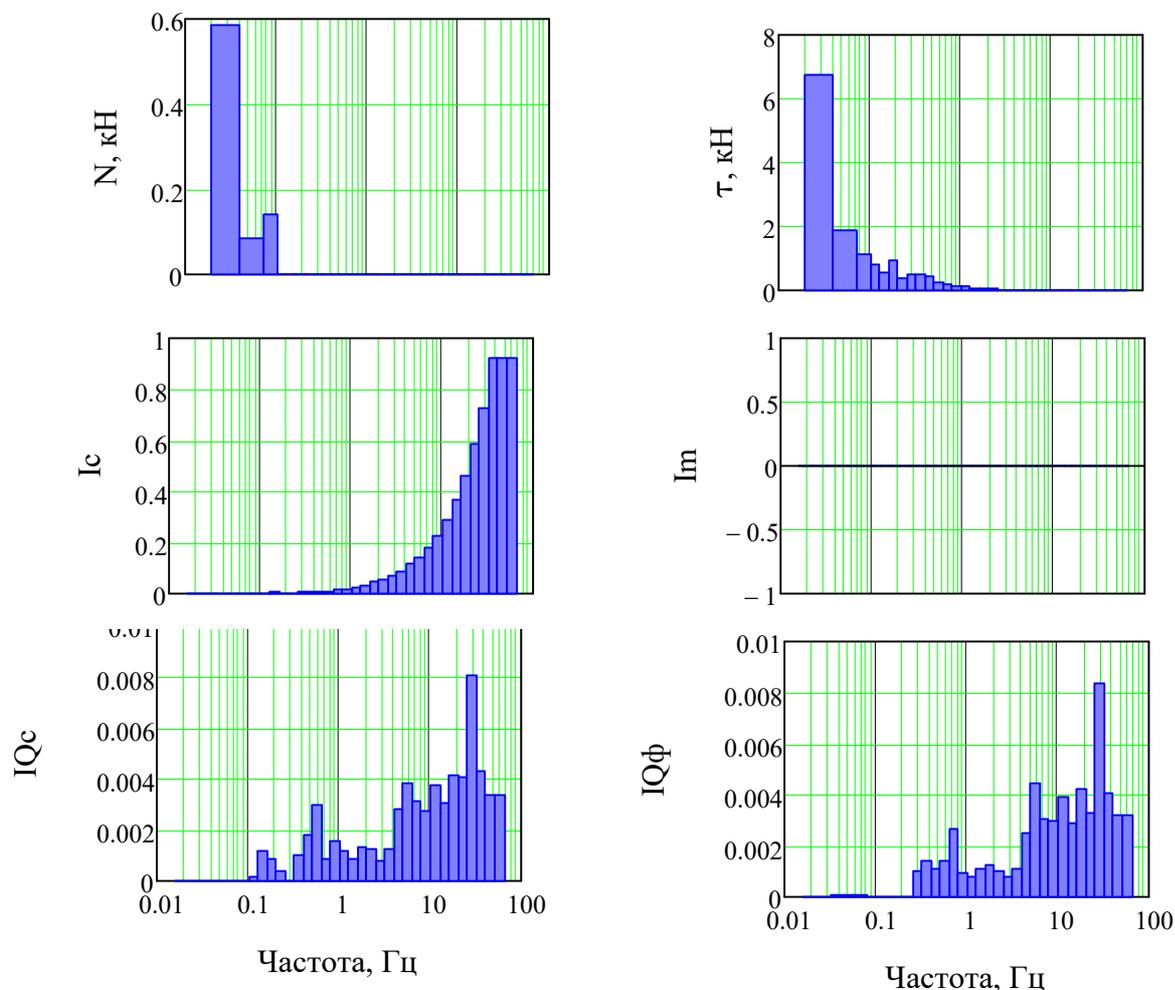


Рис. 3 - $1/V = 3$ - долеоктавные спектры среднего квадратичного отклонения: **a** - нагрузки; **б** - силы тангенциального смещения; **в** - упруго-инерционных воздействий, способствующих возрастанию контактных напряжений; **г** - инерционных воздействий, способствующих разрыву фрикционной связи и потере стабильности контактирования; **д** - сил сопротивления качению с проскальзыванием; **е** - сил сопротивления, обусловленных скоростью проскальзывания и возникновением фрикционных автоколебаний

	"ПАРАМЕТР"	"факт"	"по спектру"
tO =	"СКЗ нагрузки"	0.623	0.608
	"СКЗ силы тангенц. смещения"	7.312	7.311
	"СКЗ упругих сил"	5.046	5.347
	"СКЗ сил инерции"	0	0
	"СКЗ сил сопротивления"	0.064	0.06
	"СКЗ сил тр., обусл. фрик. авт."	0.058	0.058
	"Ошибка, %"	29.309	25.246

Частотные характеристики

tabl1 =

"1. Установившееся знач. коэф. трения	"	0.117
"2. Запас устойчивости по амплитуде L, дБ	"	0
"Частота среза, Гц	"	$1 \cdot 10^{307}$
"Комплексная амплитуда на частоте среза	"	0
"3. Запас устойчивости по фазе ψ , градус	"	0
"Частота среза, Гц	"	$1 \cdot 10^{307}$
"Комплексная амплитуда на частоте среза	"	0
"4. Частотный показатель колебательности M	"	1.072
"Центральная частота, Гц	"	0.171
"Комплексная амплитуда для центральной частоты	"	0.109-0.026i
"5. Частота по условию $A(\omega)=A(0)$, Гц	"	0.125
"Комплексная амплитуда	"	0.105
"6. Частота полосы пропускания $A(\omega)=0.707A(0)$, Гц	"	0.206
"Комплексная амплитуда	"	0.073-0.013i
"7. Резонансная частота $\omega(p)$, Гц	"	0.171
"Комплексная амплитуда на частоте $\omega(p)$	"	0.109-0.026i
"8. Ориентировочное время переходного процесса $t(n)$, с	"	7.985
"9. Ориентировочное время 1-го максимума $t(m)$, с	"	3.993
"10. Квадратичный интегральный критерий качества I	"	0.012
"11. Квадратичный интегральный критерий качества I'	"	0.074
"12. Оценка упруго-инерционных составляющих I(c)	"	$2.464 \cdot 10^{-3}$
"13. Оценка инерционных сил, спос. потере устойчивости I(m)	"	0
"14. Оценка составляющих сил трения I(тр.)	"	$3.137 \cdot 10^{-5}$
"15. Оценка сост. сил фрикционных автоколебаний I(фр.к.)	"	$2.844 \cdot 10^{-5}$
"16. Оценка динамического коэф. демпфирования I(ξ)	"	0.604

Временные характеристики

tabl2 =

"17. Время запаздывания, с	"	0.173
"18. Мин. время нарастания амплитуды $t(n.min)$, с	"	1.481
"9. Время реализации 1-го максимума $t(m)$, с	"	2.19
"19. Макс. время нарастания амплитуды $t(n.max)$, с	"	3.47
"20. Время регулирования $t(p)$, с	"	7.57
"21. Время, соотв. установившемуся значению $h[t(max)]$, с	"	11.355
"Фактическая ошибка регулирования Δ , %	"	4.842
"22. Перерегулирование σ , %	"	10.356
"1. Установившееся знач. коэф. трения	"	0.117
"Логарифмический декремент затуханий δ	"	0.517
"23. Добротность Q колебательной системы	"	15.575
"24. Степень затухания ψ	"	0.403
"Корневой показатель колебательности m	"	0.082
"4. Частотный показатель колебательности M	"	6.123
"Степень колебательности μ	"	12.165
"Частота затухающих колебаний ω , Гц	"	0.196
"Коэффициент затухания n , Гц	"	0.016
"Частота свободных колебаний ω_0 , Гц	"	0.197
"Коэффициент демпфирования ξ	"	0.082
"Период релаксации фрикционных связей τ , с	"	9.854
"Число колебаний за время релаксации N_e	"	1.936
"25. Число колебаний регулируемой величины N	"	1.487
"26. Линейный интегральный критерий качества I_1	"	-0.035
"27. Линейный интегральный критерий качества по модулю I_2 "	"	0.095
"10. Квадратичный интегральный критерий качества I	"	$2.301 \cdot 10^{-3}$
"ДИНАМИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ КАЧЕСТВА $I(d)$	"	0.523

Частные критерии качества:

tabl3 =

"Макс. доп. величина стационарного коэф. трения f "	0.39
"Мин. доп. запас устойчивости по амплитуде L "	0.485
"Мин. доп. запас устойчивости по фазе ψ "	1
"Макс. доп. частотный показатель колебательности M "	1.028
"Макс. доп. частота по условию $A(\omega) = A(0)$, Гц"	0.399
"Мин. доп. частота по условию $A(\omega) = 0.707A(0)$, Гц"	0.153
"Мин. доп. резонансная частота $A[\omega(p)] = A_{max}$, Гц"	0.57
"Макс. доп. квадр. интегр. критерий качества I "	0.079
"Макс. доп. квадр. интегр. критерий качества I' "	0.927
"Макс. доп. интегр. оценка упруго-инерционных сил $I(c)$ "	0.986
"Макс. доп. интегр. оценка инерционных сил $I(m)$ "	0
"Макс. доп. интегр. оценка сил трения $I(\text{сопр.})$ "	0.697
"Макс. доп. оценка сил фрикционных автоколебаний $I(\text{фр.к})$ "	0.812
"Мин. доп. оценка динамич. коэф. демпфирования $I(\gamma)$ "	0.239
"Макс. доп. время запаздывания $t(z)$, с"	0.062
"Макс. доп. мин. время нарастания $t(n.\text{min})$, с"	0.345
"Макс. доп. макс. время нарастания $t(n.\text{max})$, с"	0.34
"Макс. доп. время регулирования $t(p)$, с"	0.344
"Макс. доп. время установившегося значения $h[t(\text{max})]$, с"	0.21
"Макс. доп. перерегулирование σ , %"	0.259
"Макс. доп. добротность Q "	1.364
"Мин. доп. коэф. демпфирования ξ "	1.758
"Макс. доп. число колебаний регулируемой величины N "	0.275
"Макс. доп. линейный интегральный критерий качества $I(1)$ "	0.16
"Макс. доп. линейный интегральный критерий качества $I(2)$ "	0.19

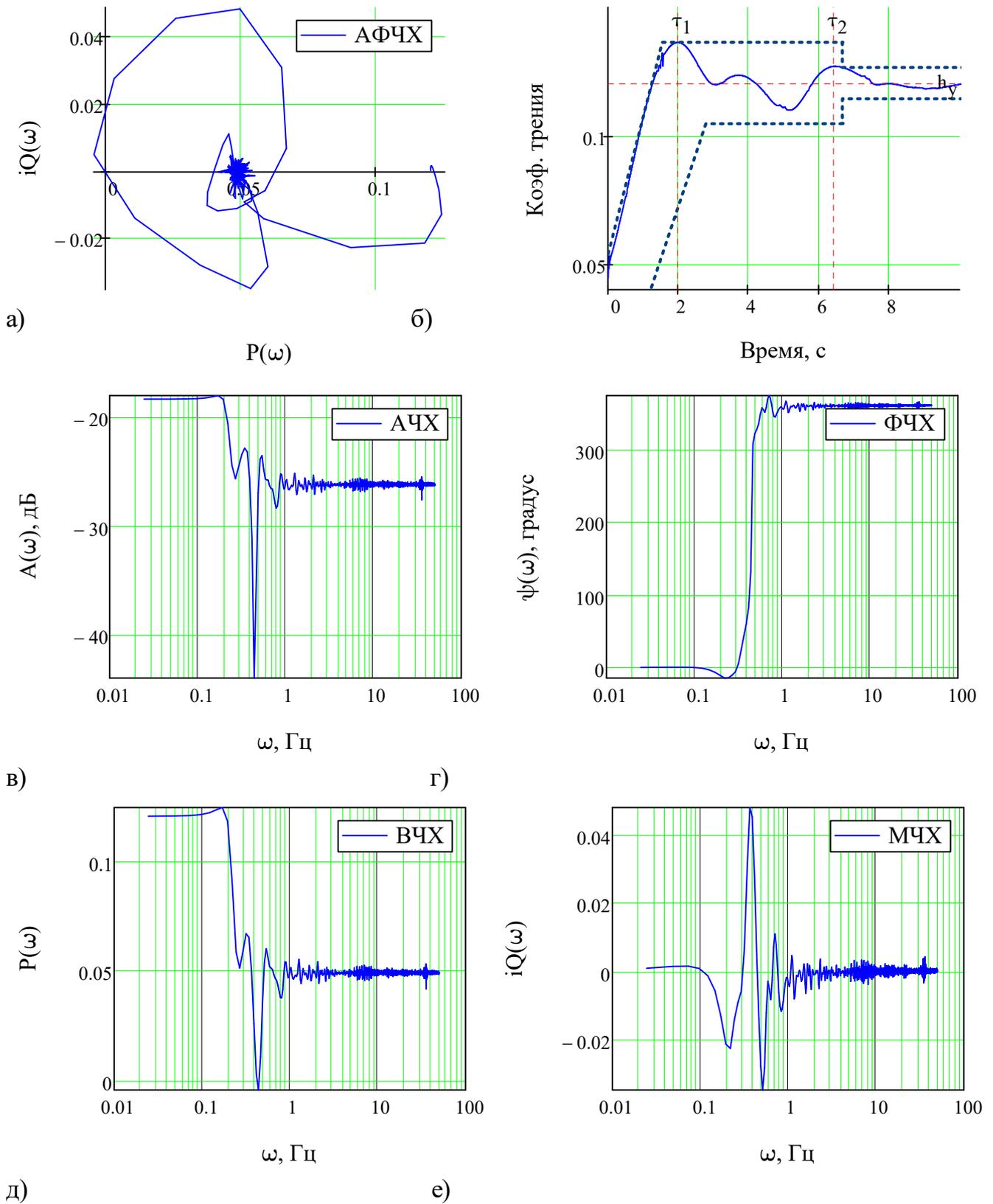


Рис. 1 - Частотные характеристики периодограммным методом Уэлча с использованием весового окна (количество данных в сегменте $n_{seg} = 1231$; сдвиг данных между сегментами $n_{shift} = 615$; количество сегментов данных $n_s = 3.51$)

FileName = "2TE116-250-130-1535-59.62-набегающее колесо 1 кп-равнодействующая сил крипа" : а - амплитудная фазовая характеристика; б - переходная функция; в - амплитудная частотная характеристика; г - фазовая частотная характеристика; д - вещественная частотная характеристика; е - мнимая частотная характеристика

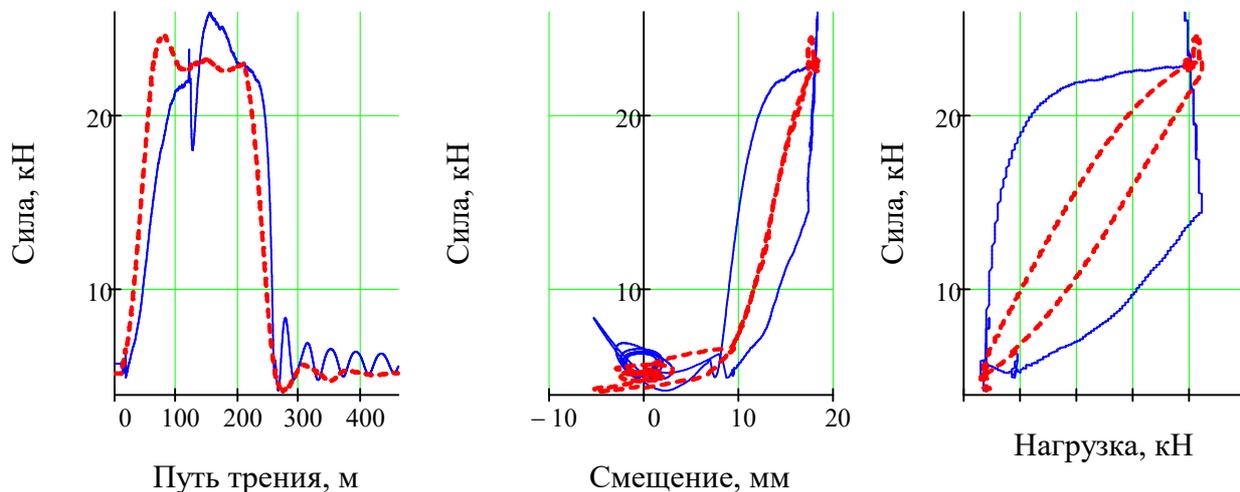


Рис. 2 - Результаты моделирования: а - изменение силы от пути; б - гистерезис, в - сила от нагрузки

FileName = "2TE116-250-130-1535-59.62-набегающее колесо 1 кп-равнодействующая сил крива"

Динамический критерий качества

Средняя квадратичная ошибка синтеза

Коэффициент детерминации

Коэффициент множественной корреляции

Уровень значимости критерия

Расчётное значение критерия Фишера

Табличное значение критерия Фишера

По критерию Фишера коэффициент R_1

$$J_d = 0.429$$

$$\sigma = 3.229$$

$$R2_1 = 0.837$$

$$R_1 = 0.915$$

$$\alpha = 0.05$$

$$F_{p1} = 7111.4$$

$$F_{T1} = 3$$

$$G_{11} = \text{"соответствует"}$$

анализируемым данным

Расчётное значение коэффициента корреляции Пирсона $r_{xy1} = 0.923$

Фактическое значение критерия Стьюдента

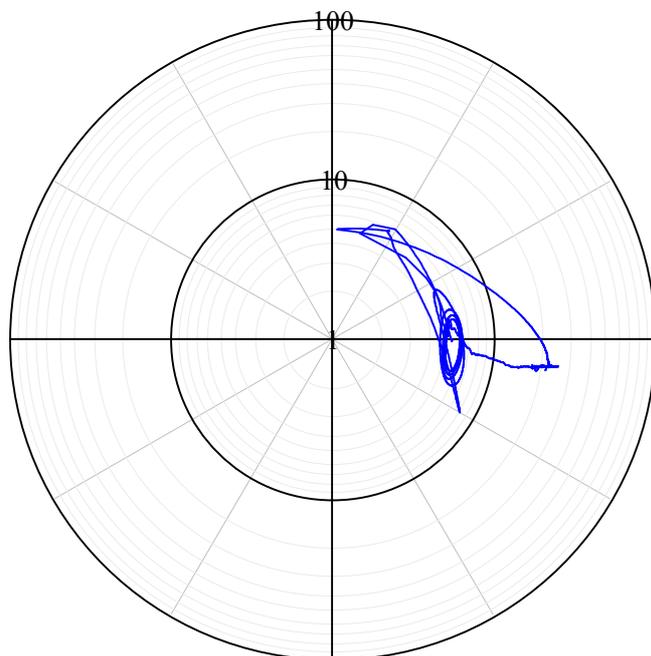
$$t_{p1} = 126.5$$

Табличное значение критерия Стьюдента

$$t_{T1} = 1.96$$

Адекватность модели по критерию Стьюдента

$$G_{12} = \text{"адекватна"}$$



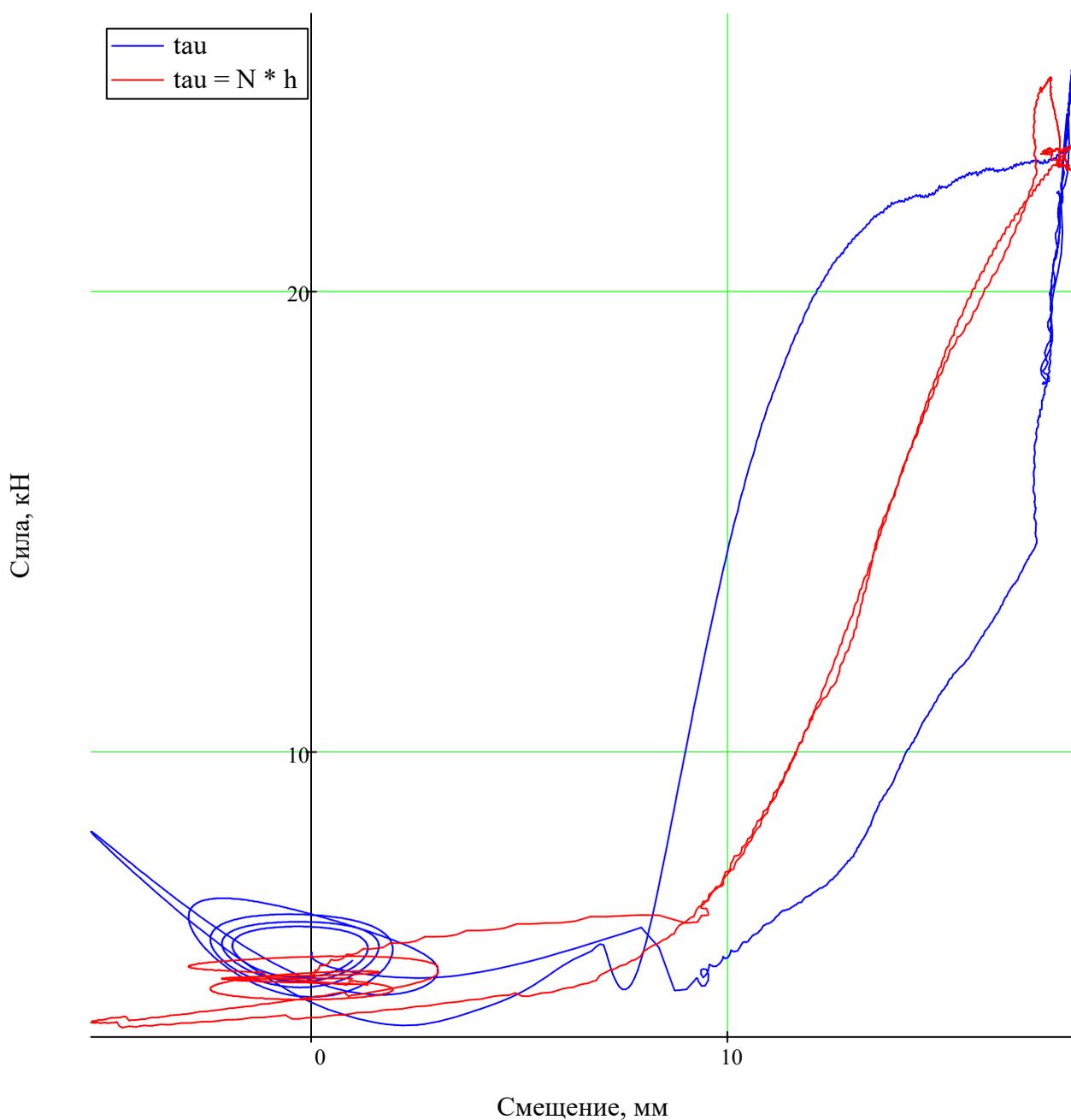
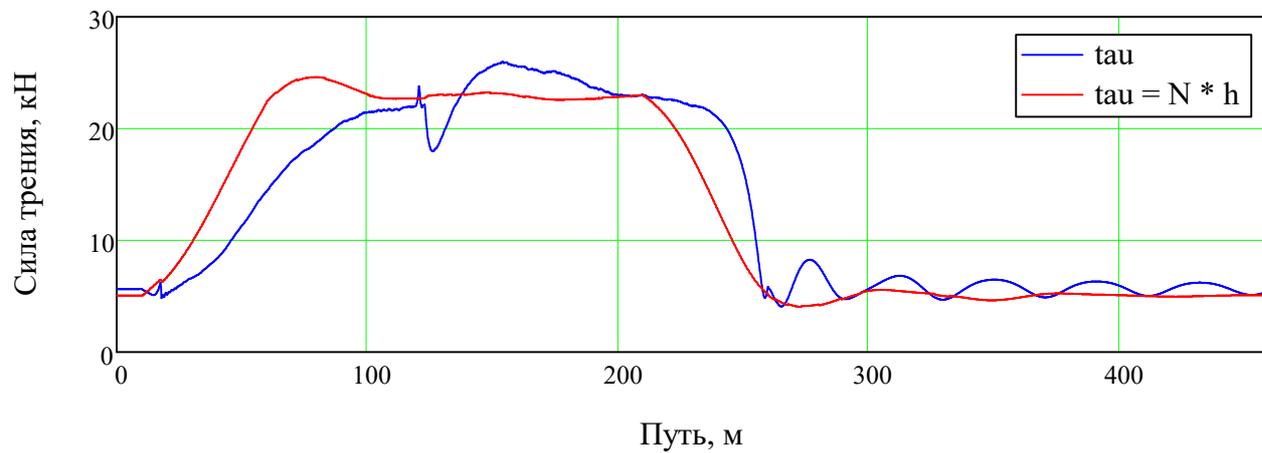


Рис. 4 - Использование интеграла Дюамеля позволяет приближённо оценить вид петли гистерезиса по вещественной частотной характеристике (см. рис. 1,г), то есть определить отклик системы $\tau(t)$ по заданному внешнему воздействию $N(t)$ и переходной функции Хэвисайда $h(t)$

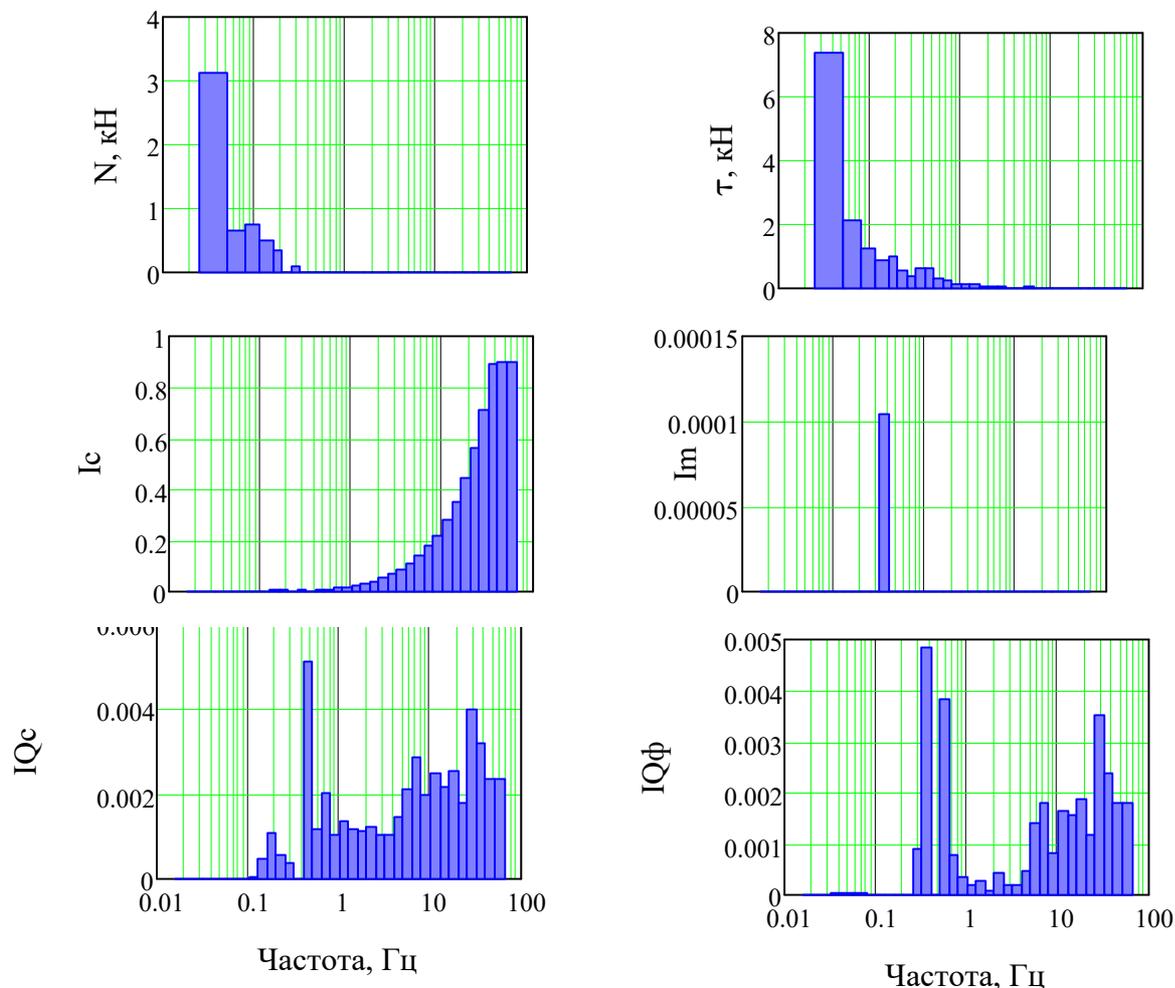


Рис. 3 - $1/V = 3$ - долеоктавные спектры среднего квадратичного отклонения: **a** - нагрузки; **б** - силы тангенциального смещения; **в** - упруго-инерционных воздействий, способствующих возрастанию контактных напряжений; **г** - инерционных воздействий, способствующих разрыву фрикционной связи и потере стабильности контактирования; **д** - сил сопротивления качению с проскальзыванием; **е** - сил сопротивления, обусловленных скоростью проскальзывания и возникновением фрикционных автоколебаний

	"ПАРАМЕТР"	"факт"	"по спектру"
tO =	"СКЗ нагрузки"	3.329	3.327
	"СКЗ силы тангенц. смещения"	7.99	7.989
	"СКЗ упругих сил"	4.91	5.201
	"СКЗ сил инерции"	0	0
	"СКЗ сил сопротивления"	0.048	0.045
	"СКЗ сил тр., обусл. фрик. авт."	0.029	0.031
	"Ошибка, %"	37.584	33.944

Частотные характеристики

tabl1 =

"1. Установившееся знач. коэф. трения	"	0.12
"2. Запас устойчивости по амплитуде L, дБ	"	0
"Частота среза, Гц	"	$1 \cdot 10^{307}$
"Комплексная амплитуда на частоте среза	"	0
"3. Запас устойчивости по фазе ψ , градус	"	0
"Частота среза, Гц	"	$1 \cdot 10^{307}$
"Комплексная амплитуда на частоте среза	"	0
"4. Частотный показатель колебательности M	"	1.035
"Центральная частота, Гц	"	0.171
"Комплексная амплитуда для центральной частоты	"	0.111-0.01i
"5. Частота по условию $A(\omega)=A(0)$, Гц	"	0.195
"Комплексная амплитуда	"	0.107
"6. Частота полосы пропускания $A(\omega)=0.707A(0)$, Гц	"	0.228
"Комплексная амплитуда	"	0.074-0.017i
"7. Резонансная частота $\omega(p)$, Гц	"	0.171
"Комплексная амплитуда на частоте $\omega(p)$	"	0.111-0.01i
"8. Ориентировочное время переходного процесса $t(n)$, с	"	5.123
"9. Ориентировочное время 1-го максимума $t(m)$, с	"	2.561
"10. Квадратичный интегральный критерий качества I	"	0.012
"11. Квадратичный интегральный критерий качества I'	"	0.07
"12. Оценка упруго-инерционных составляющих I(c)	"	$2.397 \cdot 10^{-3}$
"13. Оценка инерционных сил, спос. потере устойчивости I(m)	"	$6.815 \cdot 10^{-8}$
"14. Оценка составляющих сил трения I(тр.)	"	$2.346 \cdot 10^{-5}$
"15. Оценка сост. сил фрикционных автоколебаний I(фр.к.)	"	$1.424 \cdot 10^{-5}$
"16. Оценка динамического коэф. демпфирования I(ξ)	"	0.635

Временные характеристики

tabl2 =

"17. Время запаздывания, с	"	0.217
"18. Мин. время нарастания амплитуды $t(n.min)$, с	"	1.264
"9. Время реализации 1-го максимума $t(m)$, с	"	1.99
"19. Макс. время нарастания амплитуды $t(n.max)$, с	"	2.697
"20. Время регулирования $t(p)$, с	"	6.66
"21. Время, соотв. установившемуся значению $h[t(max)]$, с	"	9.99
"Фактическая ошибка регулирования Δ , %	"	4.991
"22. Перерегулирование σ , %	"	13.103
"1. Установившееся знач. коэф. трения	"	0.12
"Логарифмический декремент затуханий δ	"	0.886
"23. Добротность Q колебательной системы	"	10.693
"24. Степень затухания ψ	"	0.588
"Корневой показатель колебательности m	"	0.141
"4. Частотный показатель колебательности M	"	3.617
"Степень колебательности μ	"	7.094
"Частота затухающих колебаний ω , Гц	"	0.226
"Коэффициент затухания n , Гц	"	0.032
"Частота свободных колебаний ω_0 , Гц	"	0.228
"Коэффициент демпфирования ξ	"	0.14
"Период релаксации фрикционных связей τ , с	"	4.99
"Число колебаний за время релаксации N_e	"	1.129
"25. Число колебаний регулируемой величины N	"	1.507
"26. Линейный интегральный критерий качества I_1	"	-0.033
"27. Линейный интегральный критерий качества по модулю I_2 "	"	0.086
"10. Квадратичный интегральный критерий качества I	"	$2.472 \cdot 10^{-3}$
"ДИНАМИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ КАЧЕСТВА $I(d)$	"	0.429

Частные критерии качества:

tabl3 =

"Макс. доп. величина стационарного коэф. трения f "	0.4
"Мин. доп. запас устойчивости по амплитуде L "	0.485
"Мин. доп. запас устойчивости по фазе ψ "	1
"Макс. доп. частотный показатель колебательности M "	0.664
"Макс. доп. частота по условию $A(\omega) = A(0)$, Гц"	0.256
"Мин. доп. частота по условию $A(\omega) = 0.707A(0)$, Гц"	0.169
"Мин. доп. резонансная частота $A[\omega(p)] = A_{max}$, Гц"	0.57
"Макс. доп. квадр. интегр. критерий качества I "	0.083
"Макс. доп. квадр. интегр. критерий качества I' "	0.881
"Макс. доп. интегр. оценка упруго-инерционных сил $I(c)$ "	0.959
"Макс. доп. интегр. оценка инерционных сил $I(m)$ "	0.085
"Макс. доп. интегр. оценка сил трения $I(\text{сопр.})$ "	0.521
"Макс. доп. оценка сил фрикционных автоколебаний $I(\text{фр.к})$ "	0.407
"Мин. доп. оценка динамич. коэф. демпфирования $I(\gamma)$ "	0.227
"Макс. доп. время запаздывания $t(z)$, с"	0.077
"Макс. доп. мин. время нарастания $t(n.\text{min})$, с"	0.294
"Макс. доп. макс. время нарастания $t(n.\text{max})$, с"	0.264
"Макс. доп. время регулирования $t(p)$, с"	0.303
"Макс. доп. время установившегося значения $h[t(\text{max})]$, с"	0.185
"Макс. доп. перерегулирование σ , %"	0.328
"Макс. доп. добротность Q "	0.936
"Мин. доп. коэф. демпфирования ξ "	1.032
"Макс. доп. число колебаний регулируемой величины N "	0.279
"Макс. доп. линейный интегральный критерий качества $I(1)$ "	0.148
"Макс. доп. линейный интегральный критерий качества $I(2)$ "	0.171

Акт

о проведении сравнительных эксплуатационных испытаний твердосмазочных стержней РАПС на базе эксплуатационного локомотивного депо Лихая Северо-Кавказской дирекции тяги – структурного подразделения Дирекции тяги – филиала ОАО «РЖД»

30 октября 2019 г.

Комиссией в составе: от депо Лихая, главного инженера эксплуатационного локомотивного депо Лихая Коблева М.М., заместителя начальника эксплуатационного локомотивного депо Лихая Харченко П.А., от ФГБОУ ВО РГУПС, к.т.н., доцента каф. ТМТ Харламова П.В., аспиранта Фейзовой В.А., инженера каф. ТМТ Мищиненко В.Б., инженера каф. ТМТ Корниенко Р.А., студента гр. ТДВ-5-241 Гайворонова А.П. в период с 24.10.2019 г. по 28.10.2019 г. произведены сравнительные эксплуатационные испытания базового варианта смазочных стержней РАПС ТУ 0254-001-01116006-2006 и модификаций смазочных стержней РАПС с оптимизированными рецептурами Р1, Р2, Р3.

Анализ технического состояния конструкций ГРС подтверждает их работоспособность. Твердосмазочные стержни РАПС были испытаны на маневровом тепловозе ЧМЭ-3э №6761, оснащенный конструкциями ГРС.

Результаты испытаний представлены в таблице:

Стержни \ параметры	Уд. износ при полной зарядке ГРС, мм/показатель
РАПС	271
РАПС Р1	200
РАПС Р2	208
РАПС Р3	130

Выводы:

На основании анализа данных сравнительных эксплуатационных испытаний установлено, что из всех модификаций стержней РАПС, установленных в конструкции ГРС локомотива, наилучший результат получен для рецептуры РАПС Р3, с увеличением рабочего ресурса стержня относительно базового стержня РАПС на 52%, для Р1 – на 26%, для Р2 – на 23%.

Подписи:

Главный инженер ТЧЭ Лихая
 Заместитель начальника ТЧЭ Лихая
 К.т.н., доцент каф. ТМТ
 Аспирант
 Инженер каф. ТМТ
 Инженер каф. ТМТ
 Студент гр. ТДВ-5-241



М.М. Коблев
 П.А. Харченко
 П.В. Харламов
 В.А. Фейзова
 В.Б. Мищиненко
 Р.А. Корниенко
 А.П. Гайворонов

АКТ

о проведении эксплуатационных испытаний стержней РАПС с повышенными ресурсными характеристиками на базе эксплуатационного локомотивного депо Лихая Северо-Кавказской дирекции тяги – структурного подразделения Дирекции тяги – филиала ОАО «РЖД»

29 ноября 2019 г.

Комиссией в составе: от депо Лихая, главного инженера эксплуатационного локомотивного депо Лихая Коблева М.М., заместителя начальника эксплуатационного локомотивного депо Лихая Харченко П.А., от ФГБОУ ВО РГУПС, д.т.н., зав. каф. ТМТ Шاپовалова В.В., к.т.н., доцента каф. ТМТ Харламова П.В., к.т.н. Фейзова Э.Э., аспиранта Фейзовой В.А., ассистента каф. ТМТ Мишиненко В.Б., инженера каф. ТМТ Корниенко Р.А., студента гр. ТДВ-5-241 Гайворонова А.П. в период с 01.11.2019 г. по 27.11.2019 г. произведены эксплуатационные испытания стержней РАПС-2 с повышенными ресурсными характеристиками, ТУ 0254-001-01116006-2006.

Стержни модификатора трения для рабочих зон бандажей колесных пар локомотивов располагаются в штатных системах лубрикации, конструкциях гребнерельсосмазывателей ГРС, которыми оснащены локомотивы. Стержни РАПС-2 были испытаны на магистральном тепловозе 2ТЭ25КМ №0261, оснащенный системами лубрикации. Анализ технического состояния конструкций лубрикаторов подтверждает их работоспособность. Пробег локомотива за указанный период составил 6,1 тыс. км по данным программы АСУТ - ТЮГ.

Испытания стержней РАПС-2 с повышенными ресурсными характеристиками проходили для двух режимов:

- гребнесмазывание ГС – металлоплакирование, с образованием защитного слоя с высокими фрикционными свойствами;

- гребнерельсосмазывание ГРС – нанесение переносимого на рельсы наполнителя стержня – защитного слоя из термостабильного термопласта-адгезива со специальными функциональными присадками.

В ходе эксплуатации проводились замеры износа стержней, осмотр рабочей поверхности колеса, фотофиксация состояния поверхности колеса локомотива и контактной поверхности стержней.

Результаты испытаний представлены в таблице:

Стержни \ параметры	Средний ресурс разовой заправки ГРС,
	тыс. км
РАПС-2У ГС	35,4
РАПС-2У ГРС	30,2

Рабочая поверхность гребней бандажей колесных пар, на которых были установлены стержни модификатора трения РАПС-2 для режима гребнесмазывания ГС, имеет характерный блеск и ровную поверхность, демонстрирующую активное металлолакирование – натирание (перенос) и удержание на рабочей поверхности колеса материала стержня. Это позволяет сделать заключение о хорошей адгезии материала стержня к поверхности колеса и его гарантированное попадание в рабочую зону контакта «колесо-рельс».

Рабочая поверхность гребней бандажей колесных пар, на которых были установлены стержни модификатора трения РАПС-2 для режима гребнерельсосмазывания ГРС, имеет характерный блеск с чередующимися темными зонами, что свидетельствует о натирании (переносе) и удержании на рабочей поверхности колеса материала стержня и наполнителя.

Выводы:

На основании вышеизложенного анализа данных эксплуатационных испытаний можно сделать вывод о том, что средний ресурс разовой заправки стержней РАПС-2 с повышенными ресурсными характеристиками превышает 30 тыс. км при обеспечении заданных трибологических параметров в контакте «колесо-рельс» и защитных свойств рабочих поверхностей.

Подписи:

Главный инженер ТЧЭ Лихая

Заместитель начальника ТЧЭ Лихая

Д.т.в., зав. каф. ТМТ

К.т.н., доцент каф. ТМТ

К.т.н.

Аспирант

Ассистент каф. ТМТ

Инженер каф. ТМТ

Студент гр. ТДВ-5-241



М.М. Коблев

П.А. Харченко

В.В. Шаповалов

П.В. Харламов

Э.Э. Фейзов

В.А. Фейзова

В.Б. Мишиненко

Р.А. Корниенко

А.П. Гайворонов



Испытания стержней РАПС-2У,
режим гребнерельсосмазывания ГРС –
нанесение переносимого на рельсы наполнителя стержня –
защитного слоя из термостабильного термопласта-адгезива
со специальными функциональными присадками.



РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2, г. Ростов-на-Дону, 344038
Тел. (863) 245-06-13, ж.д. 5-88-01, Факс (863) 255-32-83, 245-06-13, E-mail: up_del@dep.rgups.ru
ОКПО 01116006, ОГРН 1026103709499, ИНН/КПП 6165009334/616501001



Утверждаю
Проректор по учебной работе –
начальник УМУ
к. ф. н., доцент
М.А. Кравченко
« 22 » 10 2020 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы
на соискание ученой степени доктора технических наук
Харламова Павла Викторовича
на тему «Повышение эффективности системы путь-подвижной состав
термометаллоплакированием фрикционных поверхностей колеса и рельса»

Комиссия в составе: председатель комиссии – декан Электромеханического факультета, д.т.н., доцент И.А. Яицков, члены комиссии: зав. кафедрой «Эксплуатация и ремонт машин», к.т.н., доцент В.Е. Зиновьев, зав. кафедрой, д.т.н., профессор А.Н. Чукарин, доцент каф. «Транспортные машины и триботехника», к.т.н., доцент С.Л. Горин настоящим актом установила, что в образовательном процессе по направлениям подготовки: 23.05.03 - «Подвижной состав железных дорог», 23.05.01 – «Наземные транспортно-технологические средства», 15.03.03 – «Прикладная механика», 23.03.03 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 15.04.03 – «Прикладная механика» используются результаты диссертационного исследования П.В. Харламова:

Теоретические и практические исследования, изложенные в диссертационной работе, внедрены в образовательный процесс указанных направлений подготовки в виде:

А) Учебников -

1. Моделирование мобильных фрикционных систем (учебник) / В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов; под ред. д-ра техн. наук, проф. В.В. Шаповалова. – ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по

образованию на железнодорожном транспорте», М.: 2020. – 1147 с. (ISBN 78-5-907206-38-0).

2. Мониторинг наземных транспортных средств (учебник) / В.В. Шаловалов, А.Ч. Эркенов, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, С.А. Вялов, Д.В. Глазунов, А.М. Лубягов / ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», М.: 2018. – 221 с. (ISBN 978-5-906938-71-8).

3. Управление наземными транспортно-технологическими средствами (учебник) / В.В. Шаловалов, А.Ч. Эркенов, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, С.А. Вялов, Д.В. Глазунов / ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», М.: 2018. – 263 с. (ISBN 978-5-906938-70-1).

Б) Учебных и учебно-методических пособий:

1. Глазунов, Д.В. Подъемно-транспортные машины: учебно-методическое пособие к практическим и лабораторным занятиям / Д.В. Глазунов, П.В. Харламов, С.А. Вялов; ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов н/Д, 2020. – 42 с.

2. Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин: учебно-методическое пособие к практическим работам / П.В. Харламов, С.Л. Горин, А.А. Харламова / ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов н/Д : [б. и.], 2017. – 24 с. : ил., прил., табл. – Библиогр.: 4 назв.

3) Основы конструкции транспортно-технологических машин (учебное пособие) / П.В. Харламов, С.Л. Горин/ ФГБОУ ВО РГУПС.-Ростов н/д, 2016.-154 с.:ил. (ISBN 978-5-88814-487-9).

Использование указанных учебных и учебно-методических разработок способствует качественной подготовке выпускников с учетом современных достижений в науке и технике, а также к их эффективному взаимодействию с субъектами профессиональной деятельности, что обеспечивает повышение их конкурентоспособность на рынке труда.

Председатель комиссии:

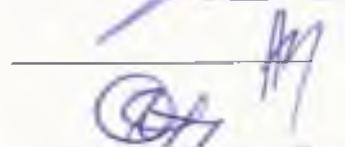


И.А. Яицков

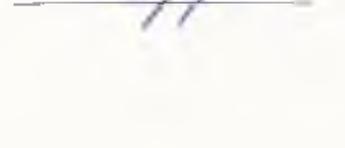
Члены комиссии:



В.Е. Зяновьев



А.Н. Чукарин



С.Л. Горин

«22» октября 2020 г