

На правах рукописи



РОДИЧЕВ АЛЕКСЕЙ ЮРЬЕВИЧ

**УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ОСНОВЕ  
ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ТЮНИНГА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ  
БАЛАНСИРНЫХ ПОДВЕСОК**

Специальность 2.9.5. Эксплуатация автомобильного транспорта

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Орел – 2025

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»

Научный консультант

**Савин Леонид Алексеевич**

доктор технических наук, профессор,  
заслуженный деятель науки РФ

Официальные оппоненты:

**Денисов Александр Сергеевич**

доктор технических наук, профессор  
ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», профессор кафедры организации перевозок, безопасности движения и сервиса автомобилей

**Добромиров Виктор Николаевич**

доктор технических наук, профессор  
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», профессор кафедры наземных транспортно-технологические машин

**Заяц Юрий Александрович**

доктор технических наук, профессор  
ФГКВОУ ВО «Рязанское гвардейское высшее воздушно-десантное ордена Суворова дважды Краснознаменное командное училище имени генерала армии В.Ф. Маргелова» МО РФ, профессор кафедры математических и естественнонаучных дисциплин

Ведущая организация:

**ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет»**

Защита состоится «12» ноября 2025 г. в 11 ч. 00 мин. на заседании объединенного диссертационного совета 99.2.032.03 на базе ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И. С. Тургенева» по адресу: 302030, г. Орёл, ул. Московская, д. 77, ауд. 426.

С диссертацией можно ознакомиться на официальном сайте ФГБОУ ВО «ОГУ имени И. С. Тургенева» (<http://oreluniver.ru>) и в фундаментальной библиотеке по адресу: 302028, г. Орёл, пл. Каменская, д. 1.

Автореферат разослан «\_\_» \_\_ 2025 г. Объявление о защите диссертации и автореферат диссертации размещены в сети Интернет на официальном сайте ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» (<http://oreluniver.ru>) и на официальном сайте Министерства науки и высшего образования Российской Федерации ([www.vak.minobrnauki.gov.ru](http://www.vak.minobrnauki.gov.ru)).

*Отзывы на автореферат, заверенные печатью организации, в двух экземплярах направлять в диссертационный совет 99.2.032.03 по адресу:  
302030, г. Орёл, ул. Московская, д. 77, тел.: +79606476660,  
e-mail: [srmostu@mail.ru](mailto:srmostu@mail.ru)*

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
канд. техн. наук, доцент

Васильева В. В.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Обеспечение ресурсного равенства базовых элементов автомобилей, существенно влияющих на эксплуатационные характеристики, представляет собой ключевую задачу на этапах проектирования, производства и эксплуатации транспортных средств. Эффективность использования грузовых автомобилей, включая параметры ресурса, грузоподъемности, сервисного обслуживания и ремонтопригодности, во многом определяется работоспособностью балансирной подвески, воспринимающей значительные динамические нагрузки и обеспечивающей плавность хода. Особую роль в данной системе играют опоры скольжения оси балансира, функционирующие в условиях экстремальных гравитационных и инерционных нагрузок, достигающих 100 кН и более. Особенность их работы заключается в комбинированном характере относительного движения контактирующих поверхностей при вертикальных, продольных и поперечных колебаниях, где ось балансира жестко зафиксирована на раме, а подшипниковый узел, закрепленный в башмаке, совершает сложные возвратно-вращательные и радиальные перемещения в смазочной среде. В таких условиях оценка ресурса подшипника до предельного изнашивания требует последовательного решения гидродинамической и контактной задач, поэтому при снижении радиального зазора ниже критического уровня износа он может быть смоделирован с учетом взаимосвязи нагрузки, твердости антифрикционного слоя, параметров дорожного покрытия и коэффициента износа. Анализ существующих исследований выявил отсутствие комплексных теоретических и экспериментальных работ, посвященных изучению смазочных процессов, несущей способности и долговечности подшипников скольжения в условиях многокомпонентных динамических воздействий. Недостаточная изученность механизмов изнашивания, методов повышения ресурса и инструментария для прогнозирования состояния узлов в процессе технического обслуживания и ремонта определяет актуальность разработки новых подходов. В рамках решения данной проблемы предлагается комплекс методов, включающий внедрение биметаллических подшипников скольжения, нанесение твердосмазочных антифрикционных покрытий на рабочие поверхности, а также интеграцию систем предиктивной диагностики для непрерывного мониторинга температуры, вибраций и износа в реальном времени. Реализация этих решений направлена на минимизацию энергетических потерь, прогнозирование износа и снижение эксплуатационных затрат за счет оптимизации условий функционирования узла.

Решение технической проблемы в диссертационной работе заключается в выявлении закономерностей протекания процессов трения, смазки и изнашивания, разработке методов и технологий повышения износостойкости подшипников скольжения балансирной подвески для реализации практической потребности увеличения ресурса и межремонтных интервалов грузовых автомобилей.

Тематика диссертационной работы соответствует приоритетным направлениям Стратегии научно-технологического развития и Перечня критических технологий Российской Федерации (2024 г.), предполагающих

совершенствование транспортных систем, переход к передовым технологиям создания наукоемких продуктов, в частности, на основе методов машинного обучения и новых конструкторских и технологических решений.

### **Степень разработанности проблемы.**

Информационную основу исследования составляют фундаментальные работы российских и зарубежных ученых, посвященные совершенствованию автомобильного транспорта. Анализ подшипников скольжения и моделирование их изнашивания разрабатывались в трудах С. М. Захарова, М. В. Коровчинского, В. Н. Прокопьева, Ю. В. Рождественского, И. А. Тодера, Н. А. Хозенюка, К. В. Гаврилова, а также зарубежных исследователей J. F. Booker, P. K. Goenka, H. K. Hirani. Технологии нанесения металлопокрытий с позиции эксплуатационных свойств изучены Ю. С. Борисовым, В. И. Казарцевым, Н. В. Катц, В. П. Лялякиным, А. Ф. Троицким, А. Хасуй. Влияние методов обработки на качество поверхностного слоя рассмотрено В. В. Лапиным, М. И. Писаревским, А. Г. Сусловым, А. И. Якушевым. Исследования трибосопряжений с антифрикционными покрытиями включают вклад Н. Б. Демкина, И. М. Егорова, И. В. Крагельского, М. М. Матлина, Л. Н. Сентюрихиной, а также зарубежных авторов – Р. Бартона, С. Мюллера, Е. Рабиновича, Е. Робертса, К. Холберга. Прогнозирование остаточного ресурса узлов представлено в работах Du X., Yan J., Li T., Yu W., Wang R., Wen J., König F., Xinchen Zhuang. Отдельное внимание уделено системам контроля и автоматизированной диагностики параметров грузовых автомобилей. Установлено, что отсутствие методик предиктивного анализа, инструментальных средств и конструктивных решений препятствует внедрению подходов к прогнозированию изнашивания подшипников скольжения в режиме реального времени. Данный пробел обуславливает необходимость разработки методологии, учитывающей процессы смазки, изнашивания, технологии нанесения покрытий и оценку остаточного ресурса балансирных подвесок на основе актуального состояния узлов, что определяет цель настоящего исследования.

**Цель** диссертационной работы заключается в увеличения ресурса грузовых автомобилей на основе функционального тюнинга подшипников скольжения балансирных подвесок.

### **Задачи исследования:**

1. Провести исследования статистических закономерностей изнашивания подшипников скольжения в различных условиях эксплуатации, разработать методы повышения ресурса подшипниковых узлов скольжения и способы их осуществления.

2. Разработать математическую модель подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля, включающую анализ зависимости грузоподъемности и потерь на трение от эксцентрикитета, исследование условий перехода от граничного к жидкостному трению и провести комплекс вычислительных экспериментов их работы.

3. Разработать математическую модель оценки ресурса подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля в зависимости от

скорости, нагрузки и параметров дорожного полотна для определения возможного внепланового ТО и ТР.

4. Разработать нейросетевую модель прогнозирования остаточного ресурса подшипников скольжения башмака балансира грузового автомобиля, функционирующую в экстремальных условиях, которая интегрирует физические закономерности изнашивания и методы машинного обучения, адаптируется к динамическим параметрам эксплуатации (скорость, нагрузка, коэффициент дорожного полотна) через коррекцию прогнозов в реальном времени.

5. Решить задачу повышения прочности сцепления и микротвердости антифрикционных покрытий для биметаллических подшипников скольжения, используемых в процессе ТО и ТР грузовых автомобилей, через рациональный выбор параметров газопламенного напыления, подбор модифицирующих порошков и режимов его формирования.

6. Решить задачу повышения прочности сцепления твердосмазочных антифрикционных покрытий, используемых в процессе ТО и ТР грузовых автомобилей, за счет рационального выбора технологических параметров нанесения и изучения их структурно-механических свойств. Установить взаимосвязи между методами подготовки поверхности, морфологией покрытий и их триботехническими характеристиками. Определить механизмы формирования адаптивных слоев, снижающих трение и изнашивание, а также разработать практические рекомендации для их применения в условия автотранспортных предприятий, направленные на увеличение ресурса узлов трения.

7. Разработать комплекс технических решений и программных средств диагностики балансирующей подвески грузовых автомобилей, объединяющий алгоритмы дискретного и многопозиционного контроля и нейросетевого прогнозирования изнашивания подшипниковых узлов скольжения для совершенствования системы ТО и ТР.

8. Создать экспериментальные образцы подшипников скольжения с интегрированной системой мониторинга, обеспечивающей совместимость с бортовой сетью транспортного средства и облачными платформами для обработки данных. Реализовать функциональные схемы подключения и программные решения, адаптированные к вариативным эксплуатационным режимам.

9. Выполнить технико-экономическое обоснование эффективности применения предлагаемых решений.

**Объектом исследования** являются тяжело нагруженные подшипники скольжения балансирующей подвески грузовых автомобилей с антифрикционным покрытием опорной поверхности, работающие в условиях граничной и полужидкостной смазки при сложном режиме движения оси и втулки.

**Предметом исследования** служат процессы изнашивания и смазки, этапы формирования антифрикционных покрытий опорных поверхностей подшипников скольжения, методы и средства оценки остаточного ресурса подшипников скольжения в режиме реального времени.

#### **Научная новизна:**

1. Установлены режимы смазки сложно нагруженного подшипника скольжения балансирующей подвески грузового автомобиля, работающего в условиях

возвратно-вращательного режима работы, определены: поля давлений, минимальная толщина смазочного слоя, грузоподъемность, моменты трения и потери мощности на основе оригинальной методики, заключающейся в реализации математической, алгоритмической и программной модели.

2. На основе моделирования выявлено определяющее влияние эффекта гидродинамического сдавливания смазочной пленки на величину несущей способности и формирование режима смазки в подшипнике скольжения балансирной подвески грузового автомобиля. Установлено, что в данных подшипниках существует принципиальная возможность реализации гидродинамического режима смазки на отдельных этапах движения. Теоретически обосновано, что данный режим, характеризующийся отсутствием контактного взаимодействия опорных поверхностей подшипника скольжения и оси балансира, реализуем при определенном сочетании геометрических, кинематических и силовых параметров в установленных диапазонах.

3. Установлены теоретические зависимости скорости изнашивания опорной поверхности подшипника скольжения башмака балансира грузового автомобиля от скорости движения транспортного средства и состояния дорожного полотна на основе оригинальной модифицированной методики оценки ресурса подшипника скольжения балансирной подвески с использованием уравнения Арчарда с введенным в него коэффициентом дорожного полотна и экспериментально уточненным безразмерным коэффициентом износа.

4. На основе оригинального комплекса методов, направленных на повышение прочности сцепления антифрикционного покрытия подшипника скольжения балансирной подвески грузового автомобиля в процессе ТО и ТР, формирование структуры, выбор оптимального состава модификаторов и технологических режимов, установлено, что рациональный выбор технологических параметров (расстояние, давление, угол нанесения покрытия) увеличивает прочность сцепления антифрикционных покрытий с основой не более 4 %, доказана эффективность использования термореагирующих порошков в качестве подслоя в составе антифрикционного покрытия, обеспечивающая увеличение прочности сцепления с основой не более 12,5 %, выявлено, что послойное деформирование материала сопровождается упрочнением структуры: микротвердость поверхности возрастает как в приконтактной зоне, так и в глубинных слоях, при этом происходит увеличением прочности сцепления антифрикционного покрытия с основой не более 7 %. Установлено, что применение полного комплекса методов увеличивает прочность сцепления антифрикционного покрытия с основанием не более чем на 20 %.

5. Установлены факторы, влияющие на прочность сцепления твердосмазочного покрытия с основой, определены структурно-механические особенности формирования покрытий, выявлена зависимость изменения толщины твердосмазочного покрытия от процесса приработки; на основе комплекса методов установлены и уточнены технологические параметры нанесения твердосмазочных антифрикционных покрытий (дистанции нанесения покрытия, давление (скорость потока), угол нанесения покрытия).

**Теоретическая значимость** полученных в диссертации научных результатов заключается в выявлении закономерностей работы сложно нагруженных подшипников скольжения балансирующих подвесок грузовых автомобилей, функционирующих в условиях сложного возвратно-вращательного движения элементов трибосопряжения, жидкостной и граничной смазки с относительно неподвижной опорной осью и качающимся при колебаниях автомобиля подшипником скольжения; разработке физических основ новых методов нанесения износостойких антифрикционных покрытий и доказательстве возможностей повышения их прочности сцепления с основой; формировании комплексной методологии предиктивной аналитики подшипников скольжения для расчета остаточного ресурса и планирования сроков технического обслуживания.

**Практическая значимость** работы заключается в разработке, апробации и внедрении новых технических и технологических решений, подтвержденных патентами, программами ЭВМ, базами данных; в прикладном характере результатов исследований, которые используются на предприятиях по эксплуатации, производству и ремонту грузовых автомобилей.

1. Разработана, апробирована и внедрена методика расчета ресурса подшипников скольжения балансирующих подвесок грузовых автомобилей (Свидетельство о гос. регистрации программ для ЭВМ: 2021680059 РФ и 2024612989 РФ), имеющие высокую практическую значимость (акты внедрения: автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой» г. Орла от 19 декабря 2024 г.; ООО «АПК Юность» г. Орла от 26 ноября 2024 г.; ООО «Белмаг» г. Белгород от 18 декабря 2024 г.; ООО «Белдорстрой» г. Белгород от 09 апреля 2025 г.).

2. Разработан, апробирован, запатентован комплекс методов, направленный на повышение прочности сцепления антифрикционного покрытия в биметаллических подшипниках скольжения: (Пат. 2400312 РФ; Пат. 2424888 РФ; Пат. 2509236 РФ).

3. Разработана, апробирована и внедрена технология по изготовлению биметаллических подшипников скольжения балансирующей подвески (Пат. 2708410 РФ; Пат. 2539515 РФ) автомобиля КамАЗ методом нанесения многослойного покрытия с помощью газопламенного напыления на механически обработанное стальное основание с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (акты внедрения: автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой» г. Орла от 10 декабря 2024 г.; ООО «АПК Юность» г. Орла от 15 ноября 2024 г.; ООО «Белмаг» г. Белгород от 25 января 2024 г.; ООО «Белдорстрой» г. Белгород от 12 февраля 2025 г.).

4. Разработана, апробирована и внедрена технология по нанесению твердосмазочного антифрикционного покрытия на рабочие поверхности подшипников скольжения (Пат. 2734211 РФ; Пат. 2734210 РФ) балансирующей подвески автомобиля КамАЗ (акты внедрения: автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой» г. Орла от 17 декабря 2024 г.; ООО «АПК Юность» г. Орла от 24 октября 2024 г.; ООО «Белмаг» г. Белгород от 03 декабря 2024 г.; ООО «Белдорстрой» г. Белгород от 05 марта 2025 г.).

5. Разработаны, апробированы, запатентованы и внедрены конструкторские (Пат. 2750542 РФ; Пат. 2783716 РФ; Пат. 2817311 РФ, Пат. 2822207 РФ),

технологические (Пат. 2783323 РФ) и программные средства (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ: 2022618435 РФ, 2024612988 РФ, 2023663977 РФ, 2023687914 РФ, 2022662940 РФ), направленные на создание системы мониторинга контроля изнашивания подшипников скольжения в режиме реального времени. (акты внедрения в учебный процесс: ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» г. Орел от 12 февраля 2025 г.; ФГБОУ ВО «БГТУ им. В.Г. Шухова» от 14 ноября 2024 г.

### **Методология и методы исследования.**

При выполнении диссертационной работы были использованы методы статистического и регрессионного анализа при обработке экспериментальных данных. Проведение теоретических исследований основано на математическом моделировании процессов трения и изнашивания. Решение уравнений гидродинамической смазки проводилось с использованием численных методов решения дифференциальных уравнений. При разработке новых технических решений подшипников скольжения осей балансиров и систем автоматизированного контроля износа использованы методы конструктивного синтеза. В системах оценки остаточного ресурса подшипников скольжения применялись методы машинного обучения.

### **Положения, выносимые на защиту:**

1. Результаты исследования статистических закономерностей изнашивания подшипников скольжения в различных условиях эксплуатации.

2. Математическая модель подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля, анализ зависимости грузоподъемности и потерь на трение от эксцентричности, исследование условий перехода от граничного к жидкостному трению и комплекс вычислительных экспериментов.

3. Математическая модель оценки ресурса подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля в зависимости от скорости, нагрузки и параметров дорожного полотна для определения возможного внепланового ТО и ТР.

4. Нейросетевая модель прогнозирования остаточного ресурса подшипников скольжения грузового автомобиля и ее результаты.

5. Комплекс методов и результаты экспериментальных исследований повышения прочности сцепления антифрикционных покрытий со стальной основой с помощью оригинального комплекса методов в процессе ТО и ТР грузовых автомобилей, включающие формирование структуры покрытия, выбор состава модификаторов и технологических режимов.

6. Результаты экспериментальных исследований повышения прочности сцепления твердосмазочного антифрикционного покрытия с основой, включая структурно-механические особенности формирования данного типа покрытий при ТО и ТР грузовых автомобилей.

7. Комплекс технических решений и программных средств диагностики балансирной подвески грузовых автомобилей для совершенствования системы ТО и ТР.

### **Личный вклад автора.**

Автором лично сформулированы все основные идеи, положенные в основу повышения ресурса работы подшипников скольжения балансирующей подвески грузовых автомобилей, цели и задачи работы, выбраны основные направления теоретических и экспериментальных исследований, предложен комплекс технических и программных решений, разработаны методы их реализации, подтвердившие эффективность предложенных решений.

### **Соответствие диссертационной работы паспорту специальности.**

Выполненные исследования отвечают формуле паспорта научной специальности 2.9.5. – Эксплуатация автомобильного транспорта: пункт 12 «Закономерности изменения технического состояния автомобилей, их агрегатов и систем, технологического оборудования предприятий, совершенствование на их основе систем технического обслуживания и ремонта, определение нормативов технической эксплуатации»; пункт 15 «Технологические процессы и организация технического обслуживания, ремонта; методы диагностирования технического состояния автомобилей, агрегатов и материалов»; пункт 18 «Совершенствование методов восстановления деталей, агрегатов и управление авторемонтным производством»; пункт 23 «Тюнинг конструкций автотранспортных средств в эксплуатации на основе применения новых материалов, технического совершенствования деталей, узлов и агрегатов, программного обеспечения».

### **Степень достоверности и апробация результатов.**

Сравнение теоретических и экспериментальных результатов демонстрирует соответствие разработанных математических моделей реальным процессам, протекающим в подшипниках скольжения балансирующих устройств. Основные положения и результаты исследования доложены, обсуждены и одобрены на всероссийских и международных научно-практических конференциях, конгрессах и форумах: Международной научно-технической конференции «Автоматизация» (г. Сочи, 2018 г.); Международной научно-технической конференции «Трибология – Машиностроению, 2018» (г. Москва, 2018 – 2019 гг.); Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг» (г. Москва, 2019 – 2021 гг.); Всероссийской научно-практической конференции с международным участием имени академика А. Г. Шипунова (г. Тула – Орел, 2019 – 2025 гг.); Международном конгрессе «Автомобили и двигатели» (г. Крагуевац, 2020 г.); Международной конференции «Транспортная доступность Арктики: сети и системы» (г. Санкт – Петербург, 2021 г.); Международной научно-практической конференции «Информационные технологии и инновации на транспорте» (г. Орел, 2018 – 2024 гг.); XVI Международной конференции «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах» (г. Санкт – Петербург, 2024 г.).

### **Связь работы с научными программами**

Исследования и разработки по диссертационной работе проводились в рамках выполнения: проекта № 9.101.2014/к «Гидродинамические эффекты в напорно-сдвиговых течениях сред сложной реологии в каналах переменной геометрии»; проекта №9.2952.2017/4.6 «Создание многофункционального

лабораторно-методологического комплекса общеинженерной подготовки»; проекта №05.607.21.0303 «Разработка интеллектуальной технологии мониторинга и прототипа программно-аппаратного комплекса безопасности объектов энергетического комплекса» ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно - технологического комплекса России на 2014 - 2020 годы» (уникальный идентификатор соглашения RFMEFI60719X0303); гранта РНФ № 22-19-00789 «Методы синтеза и предиктивного анализа гидромеханических триботронных систем с использованием машинного обучения», государственного задания № 075-00196-24-08 на 2024 год и на плановый период 2025 и 2026 годов от 23.08.2024 г., проект 1024041900021- 8- 2.3.1;2.2.3 «Разработка конструкторских и программно-аппаратных решений управления вибрационными процессами в вертолётном транспорте, обеспечивающих формирование оптимальных компенсационных воздействий» (FSGN-2024-0013).

### **Публикации.**

Основные положения диссертации опубликованы в научных трудах: 77 статьях, в том числе 22 статьи в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов и изданий для опубликования основных научных результатов диссертаций, 14 в изданиях, включенных в зарубежную аналитическую базу данных Web of Science и Scopus. Результатом проведения исследований являются опубликованные научные работы: 1 монография, 10 патентов на изобретение, 7 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ и 1 свидетельство о регистрации базы данных.

### **Структура и объем работы.**

Диссертация включает в себя введение, пять глав, заключение, список литературы из 281 источника, одиннадцать приложений. Текст диссертации изложен на 384 страницах, включает 15 таблиц, 151 рисунок.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, раскрыты научная новизна, практическая ценность и основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** представлен анализ эксплуатационных характеристик подвесок грузовых автомобилей, который выявил, что несоблюдение регламентов ТО и эксплуатации снижает надежность, увеличивает затраты на восстановление, провоцирует простои и повышает риски безопасности. Эмпирически подтверждено, что сокращение ресурса обусловлено нарушениями технологических норм ремонта и неудовлетворительным качеством ТО. Наибольшая повторяемость отказов характерна для двигателя, подвески и электрооборудования, причем подвеска идентифицирована как критически важный узел, входящий в тройку наиболее ремонтируемых агрегатов. Ее ключевые элементы подвержены интенсивному изнашиванию при перегрузках и экстремальных условиях, включая износ подшипников скольжения, деформацию рессор, повреждение оси балансира и ослабление крепежа. Доминирующий фактор – изнашивание подшипников скольжения, выступающий основной причиной

люфтов, ухудшения управляемости и развития вторичных дефектов (повреждения рессор, нарушение геометрии подвески). Эти дефекты снижают точность рулевого управления, устойчивость и реакцию на действия водителя, создавая риск потери контроля и как следствие — ДТП в критических ситуациях.

Комплексная методика оценки износа подшипников скольжения балансирной подвески базируется на трех этапах: анализ дефектов рабочих поверхностей, классификация износа по типам и эксплуатационным условиям, статистическая обработка данных для построения прогнозных моделей. Данный подход обеспечивает установление механизмов изнашивания рабочей поверхности подшипника скольжения и разработку рекомендаций по выбору режимов работы, подбору материалов и внедрению предиктивных систем диагностики. Критическим параметром контроля выступает зазор между осью балансира и подшипником. Превышение допустимого значения (1,0 мм) приводит к ускоренному разрушению узла из-за потери устойчивости балансира, деформации оси и остальных элементов подвески. Измерение зазора выполняется калиброванными щупами (0,05 – 1,5 мм) после подготовки поверхностей (очистка от загрязнений, удаление смазки). Стоит отметить, что процедура не регламентирована в нормативной документации завода изготовителя (КамАЗ), предусматривающей лишь смазку и регулировку осевого зазора при периодическом 2 ТО - 2 (не реже 1 раза/год). Экспериментальные исследования износа демонтированных подшипников включали замеры в 24 точках (с шагом 15°), позволившие построить диаграммы пространственного распределения износа (рисунок 1).

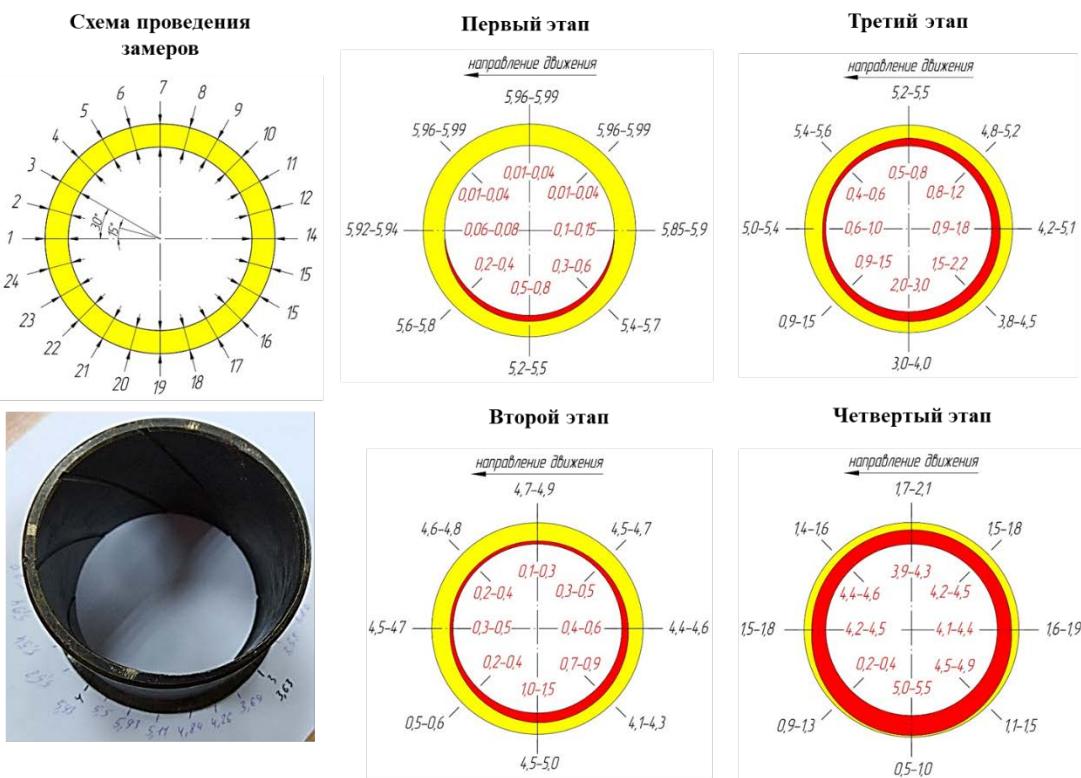


Рисунок 1 – Пространственное распределение износа на рабочей поверхности подшипника скольжения

Экспериментально установлена выраженная пространственная неоднородность формирования изнашивания внутренней поверхности подшипника скольжения балансирной подвески грузового автомобиля, вызванная циклическими нагрузками и асимметрией контактных напряжений. Развитие изнашивания включает этапы: первый – износ нижней части подшипника скольжения 0,5 – 0,8 мм; второй этап – износ по периметру подшипника скольжения со смещением в противоположную сторону при максимальном значении 1,0 – 1,5 мм; третий этап – значительный износ с четко выраженным смещением в одну сторону при максимальном значении 2,0 – 3,0 мм; четвёртый этап – максимальный износ, при котором возможно разрушение подшипника скольжения в нижней части 5,0 – 5,5 мм, при этом износ по периметру выравнивается.

Анализ степени износа рабочих поверхностей подшипников скольжения выявил зависимость между режимами эксплуатации транспортных средств и наблюдаемым износом, что послужило основанием для их классификации по трем группам (рисунок 2). Установлено, что автомобили, использованные в качестве автотранспортного средства в условиях междугородней перевозки грузов, а также перевозки грузов в пределах городской черты, имеют максимальный износ подшипников скольжения башмака балансирной подвески в промежутке 75 – 85 тыс. км пробега равный 0,8 – 1,5 мм (первая группа).



Рисунок 2 – Зависимость величины износа от способа эксплуатации

Автомобили, использованные в качестве автотранспортного средства в условиях перевозки сыпучих грузов в городе и за городской чертой, имеют максимальный износ подшипников скольжения башмака балансирной подвески в промежутке 75 – 85 тыс. км пробега равный 2,0 – 3,5 мм (вторая группа). Автомобили, использованные в качестве автотранспортного средства при выполнении сельскохозяйственных работ и работы в карьерах вне городской черты, имеют максимальный износ подшипников скольжения башмака балансирной подвески в промежутке 75 – 85 тыс. км пробега, равный 4,0 – 6,5 мм (третья группа).

В завершение процесса обработки данных был выполнен статистический вывод, представляющий собой процесс получения заключений о свойствах генеральной совокупности на основе данных, полученных из выборки значений. Данный анализ проведен с использованием критерия Колмогорова–Смирнова, который выявил отклонение распределений от нормального ( $p\text{-value} < 0,05$  для всех групп). Вследствие этого для оценки параметров применен непараметрический метод Bootstrapping с построением доверительных интервалов (95 %) для средних

значений. Результаты демонстрируют, что средний износ в четырех измеряемых плоскостях (расположенных через 45°) составляет 5,7 мм, 4,46 мм, 4,75 мм и 4,83 мм соответственно, с сопоставимыми стандартными ошибками (0,565 – 0,605). Максимальный износ (6,37 мм) и наибольший доверительный интервал (5,18 – 6,37 мм) зафиксированы в плоскости, перпендикулярной движению автомобиля. Полученные данные подтверждают необходимость планового технического обслуживания подшипников, ориентированного на замену или ремонт узлов в области максимального износа. Сходимость оценок, полученных методом Bootstrapping, и отсутствие значимых расхождений в точности измерений между группами свидетельствуют о репрезентативности выборки и корректности примененной методики анализа.

На основе анализа параметров изнашивания и отказов сформулирована концепция функционального тюнинга подшипниковых узлов скольжения балансирных подвесок грузовых автомобилей для повышения ресурса в условиях экстремальных нагрузок и агрессивных сред (рисунок 3). Концепция интегрирует три взаимодополняющих решения: первое – применение биметаллических подшипников снижает коэффициент трения и повышает износостойкость при обеспечении высокой адгезионной прочности межслойного соединения; второе – твердосмазочные антифрикционные покрытия на рабочих поверхностях минимизируют трение и сохраняют функциональность при дефиците смазки, чья надежность критически зависит от однородности структуры и адгезии к подложке; третье – интегрированные электронные элементы в подшипниковый узел скольжения обеспечивают непрерывный мониторинг температуры, вибрации и износа поверхности в реальном времени, создавая основу для перехода к предиктивному обслуживанию.



Рисунок 3 – Концепция функционального тюнинга подшипниковых узлов скольжения

Отсутствие готового решения проблемы мониторинга состояния внутренней рабочей поверхности подшипника скольжения является еще одним

подтверждением *актуальности* рассматриваемой темы исследования. Комбинация указанных решений, эксплуатируя синергетический эффект, существенно повышает ресурс узлов, снижает частоту неплановых ремонтов и оптимизирует эксплуатационные затраты.

На основании выполненного обзора отечественных и зарубежных источников научно-технической информации, а также комплексной экспериментальной оценки износа подшипников скольжения балансирной подвески были поставлены цель и задачи исследования.

**Во второй главе** диссертации реализован комплекс процедур моделирования, включающий: 1) расчет характеристик подшипников скольжения с использованием уравнений гидродинамической теории смазки; 2) определение степени износа антифрикционной поверхности в зависимости от условий эксплуатации на основе теории Арчарда; 3) формирование методики предиктивного анализа состояния и остаточного ресурса подшипников скольжения с использованием методов машинного обучения.

Грузовой автомобиль при движении может совершать продольные, поперечные и вертикальные колебания в зависимости от состояния дорожного полотна, которые оказывают непосредственное влияние на работу опор осей балансиров. Одной из главных особенностей работы этих подшипников является характер кинематического и силового взаимодействия элементов. Ось жестко связана с корпусом автомобиля и является относительно неподвижной, а закрепленный с башмаком подшипник совершает качение и радиальные колебания в вертикальном направлении под действием возмущающих воздействий вместе с другими элементами подвески. В данном случае можно утверждать, что несущая способность (грузоподъемность) подшипника будет формироваться за счет двух факторов, а именно, сдвига опорных поверхностей при качении башмака, что характерно для гидродинамических опор, и сжатия смазочного слоя под действием сил веса при вертикальных колебаниях на неровностях дороги. Условия функционирования подшипников балансиров свидетельствуют о смешанном режиме трения, при котором возможны зоны гидродинамической и граничной смазки. Моделирование условий смазочного процесса осуществлено с применением модифицированного уравнения для расчета полей давлений. Исходная математическая модель, базирующаяся на анализе течения вязкой несжимаемой жидкости в кольцевом зазоре между несущей осью балансира и качающимся подшипником скольжения (рисунок 4), была адаптирована путем модификации базового уравнения с учетом особенностей функционирования данного подшипникового узла. Смазочная жидкость (масло) находится в рабочей зоне между опорными поверхностями втулки и оси, т.е. рассматривается так называемый «затопленный» подшипник.

Основные уравнения, описывающие движение среды, представлены в цилиндрических координатах, где  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  соответственно радиальная, угловая и осевая координаты. При формировании расчетного соотношения, которое можно считать модифицированным уравнением Рейнольдса, были использованы следующие допущения: смазочная жидкость считается несжимаемой с постоянными значениями вязкости, поток жидкости изотермический ламинарный

без учета инерционных сил, толщина жидкой пленки незначительна (рассматривается двухмерное течение) без учета перекосов втулки, поверхности подшипника считаются идеально гладкими без шероховатостей и макроотклонений.

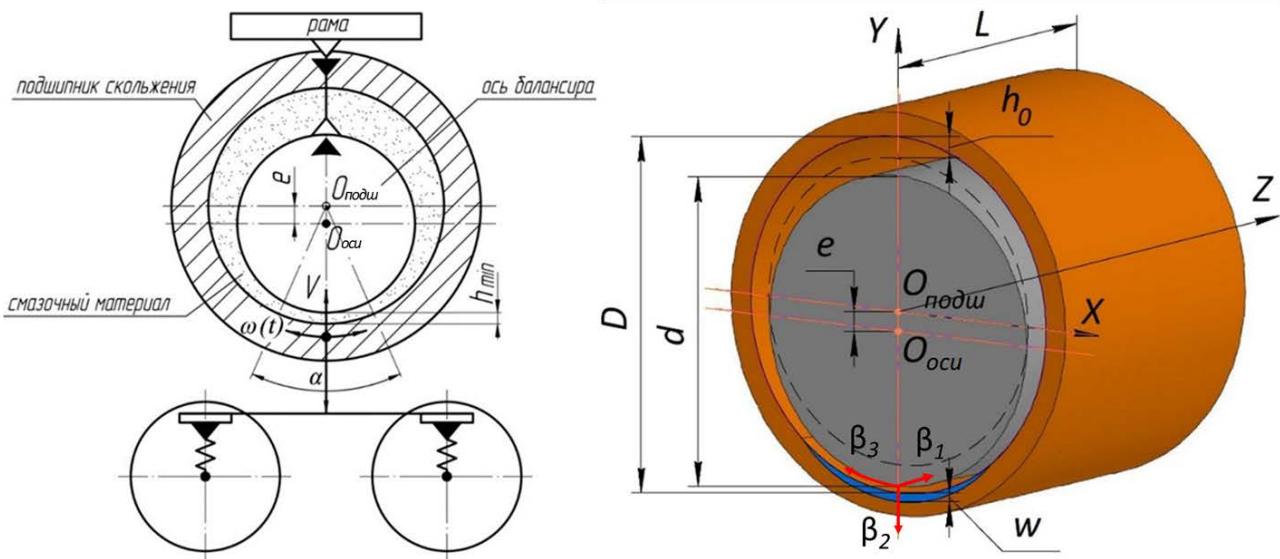


Рисунок 4 – Структура балансирующей подвески и схема подшипника

В результате преобразований исходных выражений, подробно представленных в материалах диссертации, получаем следующее уравнение:

$$h^3 \frac{\partial}{\partial \beta_1} \left( \beta_1 \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \right) + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \right) = \mu \cdot u_2 \cdot 6 \frac{\partial h}{\partial \beta_2} \pm 12 \cdot \mu \cdot u_3 \cdot \beta_1, \quad (1)$$

где  $u_2 = \omega \cdot r + V_1 \cdot \cos(\beta_2) - V_2 \cdot \sin(\beta_2)$ ;  $u_3 = V_1 \cdot \cos(\beta_2) - V_2 \cdot \sin(\beta_2)$  – окружная и радиальные скорости движения подшипника скольжения;  $\omega$  – угловая скорость;  $\mu$  – вязкость смазочного вещества,  $r$  – радиус оси;  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – радиальная и угловая координаты соответственно;  $h$  – функция зазора;  $V_1$  и  $V_2$  – скорость движения центра балансира в проекции на ось балансирующей подвески;  $p$  – давление смазочного вещества.

$$h = h(\beta_2) = h_0 - X_1 \cdot \sin(\beta_2) - X_2 \cdot \cos(\beta_2), \quad (2)$$

где  $X_1; X_2$  – координаты положения центра вала в опоре;  $h_0$  – средний радиальный зазор, равный половине разности диаметров оси и подшипника скольжения.

Разработанная математическая модель расчета характеристик подшипника была реализована в программной среде Matlab (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2021680059 РФ) с использованием численного метода конечных разностей. Расчеты проводились для подшипника со следующими параметрами: диаметр оси  $d = 88$  мм, длина подшипника  $L = 80$  мм, угловая скорость  $\omega$  варьировалась от 0 рад/с до 36 рад/с, средний радиальный зазор  $h_0$  изменялся в диапазоне 85 – 300 мкм, относительный эксцентриситет  $e = 0,5 – 0,99$  мм. В качестве смазочной жидкости использовалось трансмиссионное масло ТАП-15В с коэффициентом динамической вязкости  $\mu = 0,142$  Па·с.

Интегрирование полей давлений, полученных при решении уравнения (1), позволяет получить значения проекций гидродинамических сил:

$$R_x = - \int_{\beta_2^-}^{\beta_2^+} \int_{\beta_1^-}^{\beta_1^+} p \cdot \cos \varphi \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_2, \quad (3)$$

$$R_y = - \int_{\beta_2^-}^{\beta_2^+} \int_{\beta_1^-}^{\beta_1^+} p \cdot \sin \varphi \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_2$$

где  $\varphi$  – угол положения окрестности точки;  $\beta_i$  – на поверхности внутреннего цилиндра в координатах  $X_i$ .

В свою очередь общую грузоподъемность подшипника можно найти как векторную сумму сил реакций подшипника:

$$W = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (4)$$

Момент силы трения в подшипнике определяется по формуле:

$$M = -r \int_{\beta_2^-}^{\beta_2^+} \int_{\beta_1^-}^{\beta_1^+} \left( \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \cdot \frac{h}{2\beta_1} + \frac{u_2 \mu}{h} \right) \beta_1 \cdot d \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_2. \quad (5)$$

На рисунке 5 представлено 3D изображение поля давлений в смазочном слое подшипника с радиальным зазором  $h_0 = 222$  мкм, эксцентрикитетом  $e = 0,8$  мм и угловой скоростью  $\omega = 36$  град/с, которое дает качественную картину результата моделирования гидродинамического процесса и свидетельствует об увеличении давления по окружной координате в направлении скольжения с последующим резким снижением в диффузорной части канала.

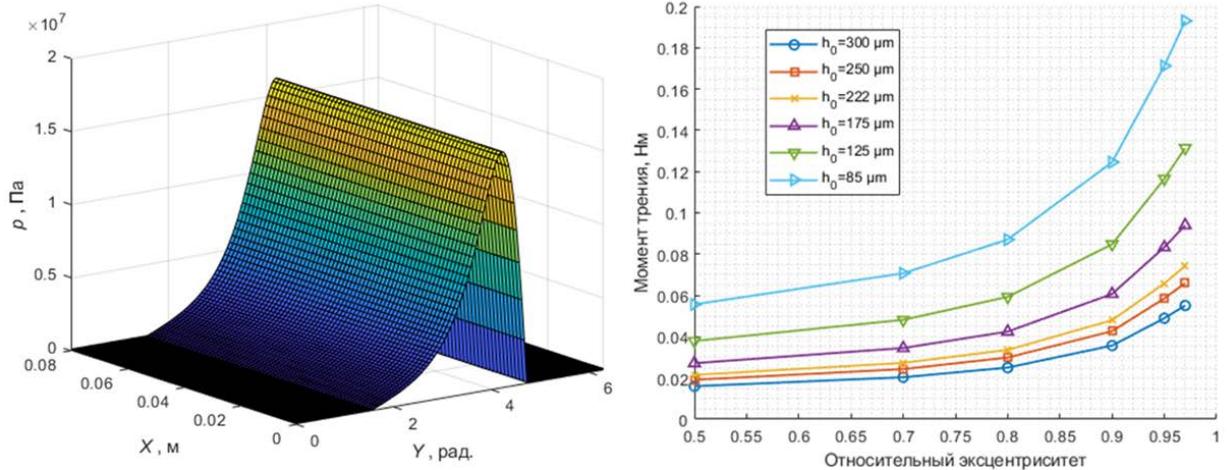


Рисунок 5 – Поле давлений и момент трения в подшипнике скольжения

Максимальное значение давления в смазочном слое составляет при заданных параметрах  $P_{max} = 16,1$  МПа, что недостаточно для формирования жидкостного режима смазки при максимальной нагрузке на подшипник. Из представленных графиков зависимости изменения момента трения в подшипнике скольжения балансира от величины радиального зазора и относительного эксцентрикитета в фиксированной точке на траектории качания и соответствующей угловой скорости можно отметить резкое увеличение потерь на трение в смазочном слое на эксцентрикитетах более 0,8. В работе были проведены расчеты полей давления, моментов трения и грузоподъемности подшипника в нулевой точке отклонения балансира при различных угловых отклонениях подшипника скольжения,

эксцентрикитетах, радиальных и угловых скоростях относительного движения втулки и оси балансира.

Результаты расчета грузоподъемности подшипника в зависимости от относительного эксцентрикитета и величины радиального зазора при максимальной угловой скорости качения представлены на рисунке 6.

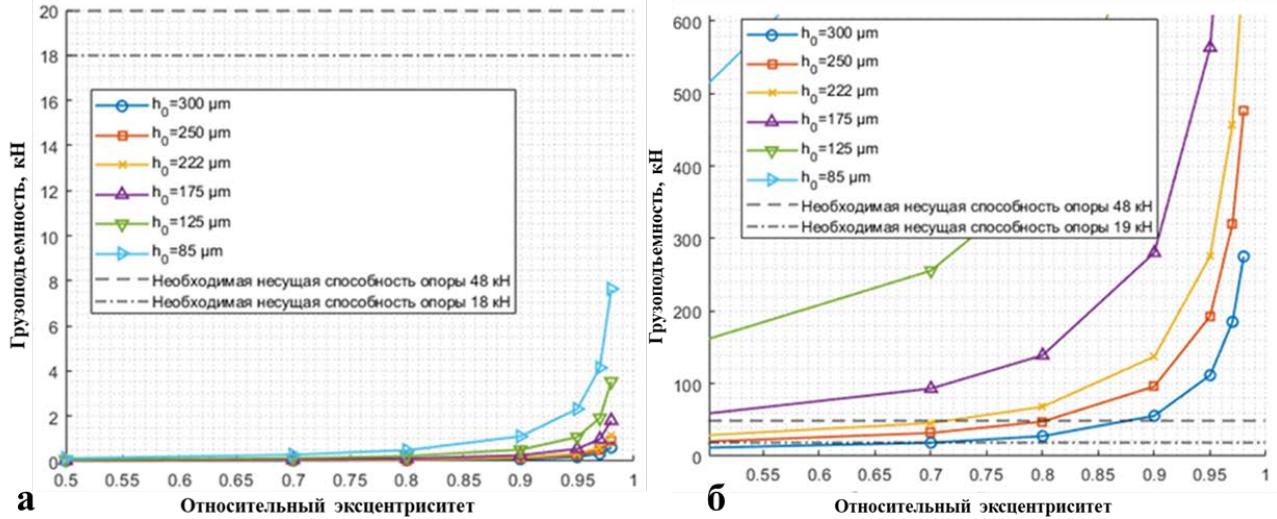


Рисунок 6 – Грузоподъёмность подшипника скольжения:  
а) без учета сдавливания, б) с учетом сдавливания

В рамках проведенного численного моделирования были рассмотрены два характерных случая: расчет грузоподъемности подшипника скольжения без учета сдавливания смазочного слоя и с учетом сдавливания. Оценка режимов трения в подшипниках скольжения проводилась на основании расчётного значения коэффициента  $\delta$  режима смазки:

$$\delta = \frac{h_{\min}}{R_z^e + R_z^u}, \quad (6)$$

где  $h_{\min}$  – минимальный радиальный зазор между подшипником скольжения с осью балансира;  $R_z^e R_z^u$  – шероховатости поверхностей втулки и оси балансира.

В первом случае исследовалось формирование гидродинамического режима трения исключительно за счет тангенциального сдвига опорных поверхностей подшипника скольжения относительно оси балансира. При значениях относительного эксцентрикитета  $\varepsilon > 0,995$  и радиальном зазоре 85 мкм расчетное значение коэффициента режима смазки составило  $\delta = 0,03$ . Данное значение ( $\delta < 1$ ) свидетельствует о доминировании граничного режима трения, несмотря на условия, теоретически благоприятные для гидродинамического эффекта. Во втором случае моделирование учитывало комбинированное воздействие тангенциального сдвига опорных поверхностей и радиального сжатия смазочного слоя, вызванного динамическими нагрузками (вертикальными колебаниями грузового автомобиля на дорожных неровностях). При относительном эксцентрикитете  $\varepsilon = 0,8$  и радиальном зазоре 222 мкм расчетное значение коэффициента  $\delta$  достигло 3,1. Полученное значение ( $\delta > 3$ ) подтверждает

установление режима гидродинамического трения под влиянием совокупности факторов.

Построение математической модели расчёта ресурса подшипника скольжения балансирующей подвески основывается на решении уравнения Арчарда. Данная модель изнашивания наиболее часто используется для расчёта износа различных материалов и характеризуется линейной, объёмной или массовой скоростью изнашивания. Алгоритм расчета ресурса подшипников скольжения балансирующей подвески автомобиля КамАЗ представлен в виде структурной схемы на рисунке 7.

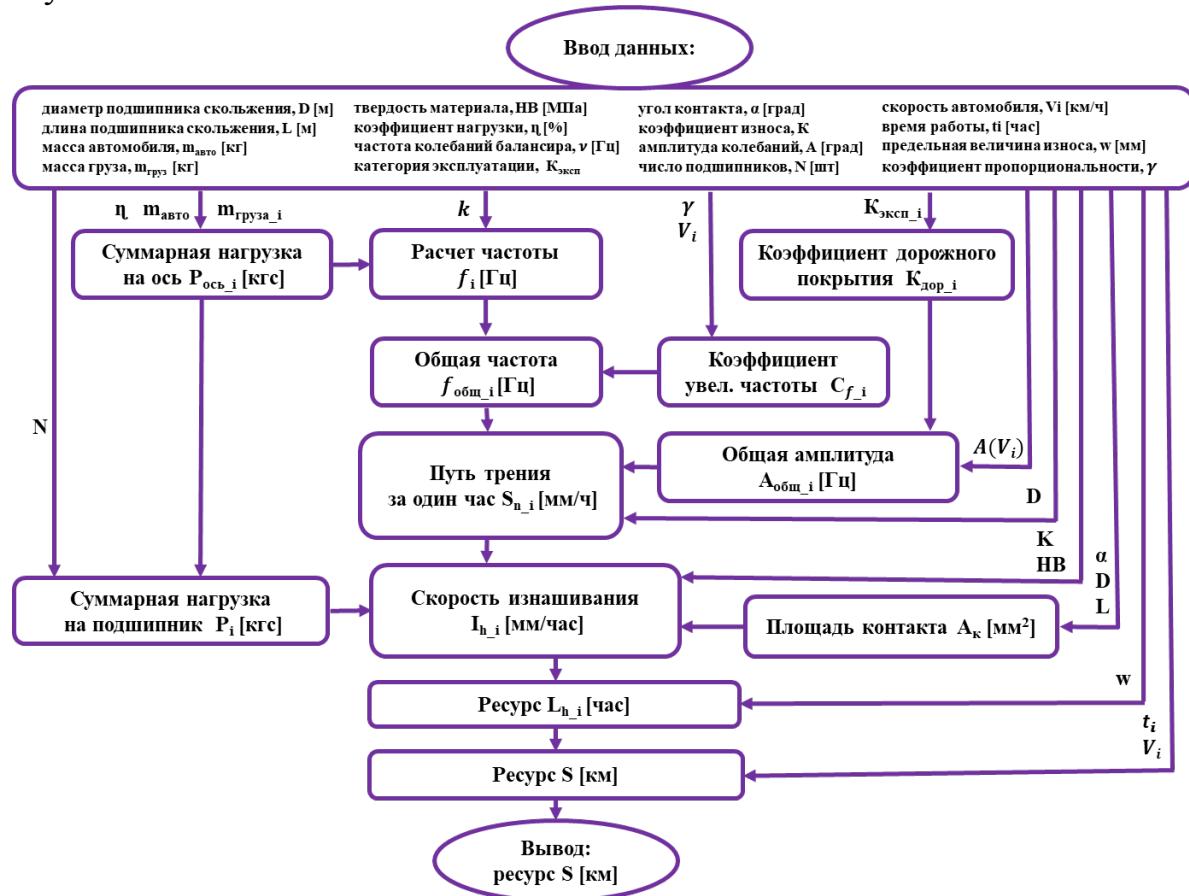


Рисунок 7 – Алгоритм расчета ресурса подшипников скольжения

Объемный износ рассчитывается с помощью следующего соотношения:

$$Q_i = \frac{K \cdot S_{n\_i} \cdot P_i}{HB}, \quad (7)$$

где  $K$  – безразмерный коэффициент износа;  $S_n$  – путь трения за 1 час, мм/ч;  $P$  – суммарная нагрузка, Н;  $HB$  – твердость материала втулки, МПа.

Разделив на площадь контакта трущихся тел  $A_k$  ( $\text{мм}^2$ ), находим скорость изнашивания:

$$I_{h\_i} = \frac{K \cdot S_{n\_i} \cdot P_i}{HB \cdot A_k}. \quad (8)$$

Суммарная нагрузка на ось балансира зависит от массы автомобиля и перевозимого им груза и находится по соотношению:

$$P_{ocb\_i} = \eta \cdot (m_{авто} + m_{груз\_i}), \quad (9)$$

где  $\eta$  – коэффициент нагрузки на заднюю ось, %;  $m_{авто}$  – масса автомобиля без груза, кг;  $m_{груз\_i}$  – масса груза на  $i$  – м участке, кг.

Суммарная нагрузка на подшипник зависит от суммарной нагрузки на ось балансира и от количества подшипников скольжения:

$$P_i = \frac{P_{ocb\_i}}{N}, \quad (10)$$

где  $N$  – число подшипников на задней оси, шт.

Площадь контакта  $A_k$  находится из следующего соотношения:

$$A_k = \frac{\pi \cdot \alpha \cdot D \cdot L}{2}, \quad (11)$$

где  $\alpha$  – угол контакта подшипника скольжения с валом, рад;  $D$  – диаметр втулки подшипника, мм;  $L$  – длина втулки подшипника, мм.

Расчет частоты на  $i$  – ом участке, Гц:

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{P_{ocb\_i}}}, \quad (12)$$

где  $k$  – жесткость подвески, Н/м (принимаем  $k = 200000$  Н/м).

Коэффициент увеличения частоты.

$$C_{f\_i} = 1 + \gamma \cdot V_i, \quad (13)$$

где  $\gamma$  – коэффициент пропорциональности ( $\gamma = 0,05$ );  $V_i$  – скорость движения на  $i$  – м участке дороги, м/с.

$$f_{общ\_i} = f_i \cdot C_{f\_i}. \quad (14)$$

Для получения объективных значений с изнашивания и изменения ресурса работы подшипника скольжения от типа дорожного покрытия был введен соответствующий коэффициент (коэффициент дорожного полотна –  $K_{доп}$ ) (рисунок 8), который равен обратной величине коэффициента категории условия эксплуатации, зависящий от типа рельефа местности и дорожного покрытия.

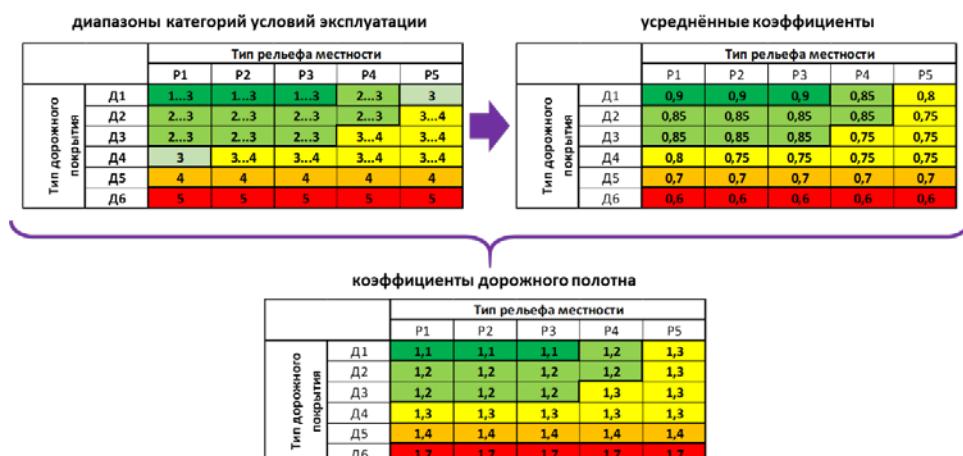


Рисунок 8 – Коэффициент дорожного полотна

Общая амплитуда колебаний балансирующей подвески:

$$A_{\text{обн}_i} = A(V_i) \cdot \kappa_{\text{дор}_i}, \quad (15)$$

где  $A(V_i)$  – амплитуда колебаний балансирующей подвески при определенной скорости движения автомобиля на  $i$  – м участке дороги, град;  $K_{\text{дор}}$  – коэффициент дорожного полотна.

Путь трения [мм/ч] находится по соотношению:

$$S_{n_i} = 40 \cdot 10^3 \cdot A_{\text{обн}_i} \cdot f_{\text{обн}_i} \cdot \pi \cdot D. \quad (16)$$

Основная сложность применения данной модели заключается в нахождении экспериментальным путём коэффициента износа различных пар трения в различных условиях работы. Для расчета безразмерного коэффициента износа  $K$  была проведена серия экспериментов, которые заключались в исследовании износостойкости антифрикционного материала БрОФ 10-1 в смазочной среде (в условиях граничного трения) при контактно-силовом взаимодействии на установке на МТУ – 01 ТУ 4271-001-29034610-2004. В результате проведения серии экспериментов вычислен безразмерный коэффициент износа  $K$ , величина которого составила  $K = 4,3 \times 10^{-5}$ . Таким образом, общий ресурс подшипника находится по соотношению:

$$L_{h_i} = \frac{w}{I_{h_i}} \text{ [час]}, \quad (17)$$

где  $w$  – в процессе эксплуатации, мм

$$S = \sum L_{h_i} \frac{\sum V_i t_i}{\sum t_i} \text{ [км]} \quad (18)$$

Разработанная математическая модель расчета ресурса подшипников скольжения балансирующих подвесок с применением модифицированной модели Арчарда была реализована в программной среде Matlab (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2024612989 РФ).

Для оценки работы представленной модели и имитации рабочих условий подшипников были использованы усредненные условия эксплуатации автомобиля на маршруте «Карьер Сухочево – г. Орёл, Кромское шоссе, 21» (рисунок 9).



Рисунок 9 – Режимы эксплуатации и маршрут грузового автомобиля

Анализ маршрута позволил выявить отдельные скоростные режимы автомобиля на различных типах дорожного покрытия (1 – шоссе; 2 – проселочная дорога; 3 – карьер). Полученные результаты (при величине износа 1 мм) можно представить в виде графиков, приведенных на рисунке 10.

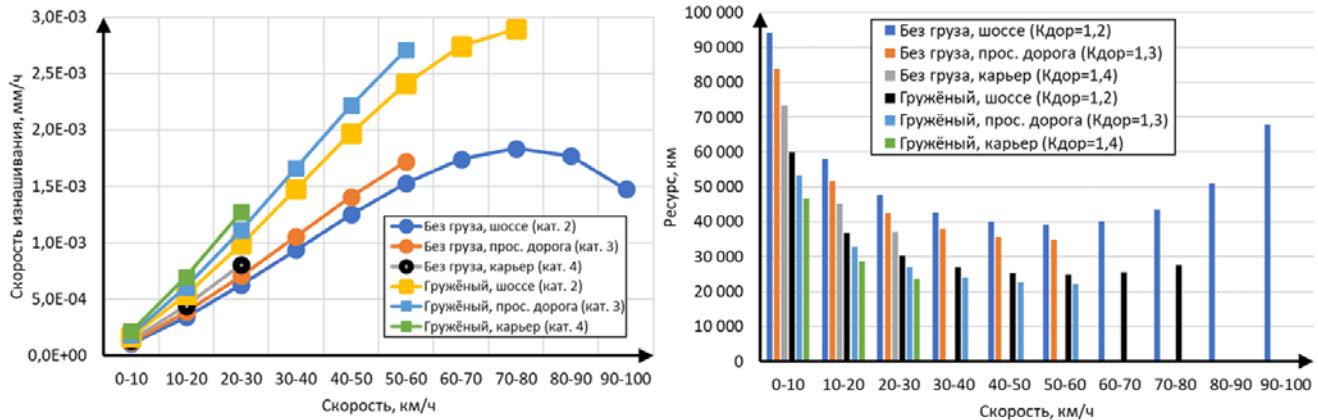


Рисунок 10 – Зависимость скорости изнашивания и изменение ресурса работы подшипника скольжения от скорости движения автомобиля

В ходе исследования была выявлена зависимость изнашивания подшипников балансирной подвески от скорости (км/ч), коэффициента дорожного полотна ( $K_{dop}$ ) и нагрузки. Для гружёного автомобиля износ возрастает с 0,00017 – 0,00021 мм/ч (5 – 10 км/ч) до 0,0013 – 0,0029 мм/ч (20 – 80 км/ч) в зависимости от  $K_{dop}$  (1,2 – 1,4). Наличие груза увеличивает скорость изнашивания в 1,3 – 1,7 раза, достигая максимума в карьере (0,0013 мм/ч при 20 – 30 км/ч,  $K_{dop} = 1,4$ ). Для ненагруженного автомобиля минимальный износ зафиксирован на шоссе (0,00011 мм/ч при 5 – 10 км/ч), а на скоростях 70 – 80 км/ч наблюдается пик (0,0018 мм/ч) с последующим снижением (0,0015 мм/ч при 90 – 100 км/ч), что подтверждает нелинейность трения. Ресурс подшипника обратно коррелирует с  $K_{dop}$  и нагрузкой: на шоссе ( $K_{dop} = 1,2$ ) при 5 – 10 км/ч ресурс составляет 94292 км (без груза) и 59857 км (с грузом), снижаясь до 24889 – 39207 км при 50 – 60 км/ч. На сложных покрытиях ( $K_{dop} \geq 1,3$ ) ресурс монотонно падает с ростом скорости, достигая 22124 – 23572 км. Нелинейный рост ресурса на высоких скоростях (70 – 100 км/ч) характерен только для шоссе (до 67808 км без груза).

Разработанная математическая модель прогнозирования ресурса подшипника скольжения балансирной подвески обеспечивает комплексную оценку долговечности узла с учётом динамических эксплуатационных факторов, включая вариабельность скоростных режимов, маршрутные условия и нагрузочные характеристики. Оптимизация скоростных параметров, маршрутизации с минимизацией коэффициента дорожного полотна ( $K_{dop}$ ) и соблюдения нормативных нагрузочных диапазонов позволяет снизить скорость изнашивания на 30 – 55 % за счёт исключения критических скоростных зон (50 – 60 км/ч) на участках с высоким сопротивлением дорожного полотна.

На следующем этапе разрабатывается предиктивная модель на основе искусственной нейронной сети, обученной для аппроксимации зависимостей в соответствии с законом Арчарда. Параметры модели, рассчитанные по уравнениям

(17) и (18) для всех диапазонов нагрузочных характеристик, интегрированы в структуру многослойного перцептрона с топологией 3-32-16-8-1, где входные переменные (скорость, масса груза, коэффициент дорожного полотна) связаны с прогнозируемым ресурсом автомобиля через последовательные нелинейные преобразования. Архитектура сети, экспериментально оптимизированная для моделирования изнашивания, пропорциональна нагрузке и пути трения, включает три скрытых слоя с поэтапным снижением нейронов (32→16→8) для баланса между емкостью модели и устойчивостью градиентного обучения. Функция активации LeakyReLU ( $\alpha = 0,01$ ) и функция потерь SmoothL1Loss ( $\beta = 1,0$ ) дополнены адаптивной скоростью обучения. Исходные данные разделены на обучающую (70 %), валидационную (10 %) и тестовую (20 %) выборки, при этом полученные кривые обучения подтверждают отсутствие переобучения: валидационная ошибка стабилизируется после 800 эпох, что свидетельствует о сходимости алгоритма.

Результат работы полученной предиктивной модели (рисунок 11) заключается в получении реальных данных в виде остаточного ресурса исследуемого объекта за счет полученной информации от объекта диагностирования, прошедшей через предиктивную модель.



Рисунок 11 – Структура функционирования предиктивной модели

Значения ресурса  $L_h(S)$  и скорости изнашивания  $I$  являются выходными данными модели. Полученная модель позволяет оценить ресурс подшипника с учетом изменяющихся условий эксплуатации грузового автомобиля в процессе его работы до следующего технического обслуживания.

Коррекция прогнозов предиктивной модели осуществляется линейным способом, поскольку установившийся режим изнашивания составляет основную продолжительность срока службы подшипника скольжения балансирной подвески. В этом случае выходные данные модели подвергаются процедуре коррекции следующим образом:

$$[I_h]_{k+1} = [I_h]_k / \left( 1 - \frac{w^{k+1} - w}{w} \right); \quad (2.19)$$

$$[RUL]_{k+1} = [RUL]_k \cdot \left( 1 - \frac{w^{k+1} - w}{w} \right), \quad (2.20)$$

где  $k$  – серийный номер выполняемой коррекции данных;  $w$  – расчетное значение величины износа,  $w_{0k+1}$  – величина фактического износа, измеренного вовремя технического обслуживания.

**В третьей главе** представлено исследование технического решения, предполагающего применение биметаллических подшипников скольжения в конструкции балансирной подвески грузового автомобиля. Данные подшипники характеризуются комбинированной структурой, сочетающей высокопрочную стальную основу с антифрикционным слоем на медной основе, что рассматривается как перспективное направление для повышения ресурса узла. Основное внимание уделено теоретическому и экспериментальному анализу методов усиления адгезионной прочности соединения между стальной втулкой и антифрикционным покрытием, являющейся критически важным параметром при производстве биметаллических подшипников в условиях автотранспортных предприятий. Ключевым аспектом модификации поверхности стальных втулок явилось формирование резьбового рельефа с шагом 3 мм на внутренней поверхности, который при последующем сетчатом накатывании обеспечил создание регулярного микрорельефа с повышенной площадью контакта. Данный подход способствовал многократному увеличению зоны механического зацепления между стальным основанием и нанесенным антифрикционным покрытием (ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5) методом газопламенного напыления. Экспериментальная подбор параметров обработки для подшипника скольжения с покрытием из ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 – глубина неровности 0,6 мм и шага ролика 1,6 мм – повысила прочность сцепления до 64,5 МПа (в 1,5 раза) и износостойкость (в 1,65 раза) относительно бронзы БрОФ10-1. Микроструктурный анализ подтвердил формирование сетчатого рельефа, усиливающего механическое зацепление, и зоны упрочнения глубиной 1,5 мм с ростом микротвердости на 18 %, что объясняет улучшение эксплуатационных свойств покрытия.

Дальнейшее развитие предложенной темы заключается в повышении адгезии и эксплуатационных характеристик антифрикционных покрытий при изготовлении биметаллических подшипников скольжения. Для этого был разработан комплекс методов: первый метод – использование центробежной силы и импульсного воздействия, возникающего при ударе частиц расплавленного металла об основу; второй метод – использование в качестве промежуточного слоя между основанием и основным антифрикционным слоем в процессе создания биметаллического подшипника скольжения термореагирующих порошков на основе никеля; третий метод – использование пластического деформирования каждого из антифрикционных слоев после их нанесения.

*Первый метод* заключается в повышении прочности сцепления за счет использования процесса формирования покрытия под воздействием центробежной силы и импульсным воздействием, возникающим при ударе частиц об основу (рисунок 12). Элементарная центробежная сила инерции, действующая на массу частиц порошка, сталкивающихся с площадью покрытия равна:

$$d\bar{F}_u^u = -\bar{a}_u d_m, \quad (21)$$

где  $d_m$  – элементарная масса частицы;  $a_u$  – центростремительное ускорение.

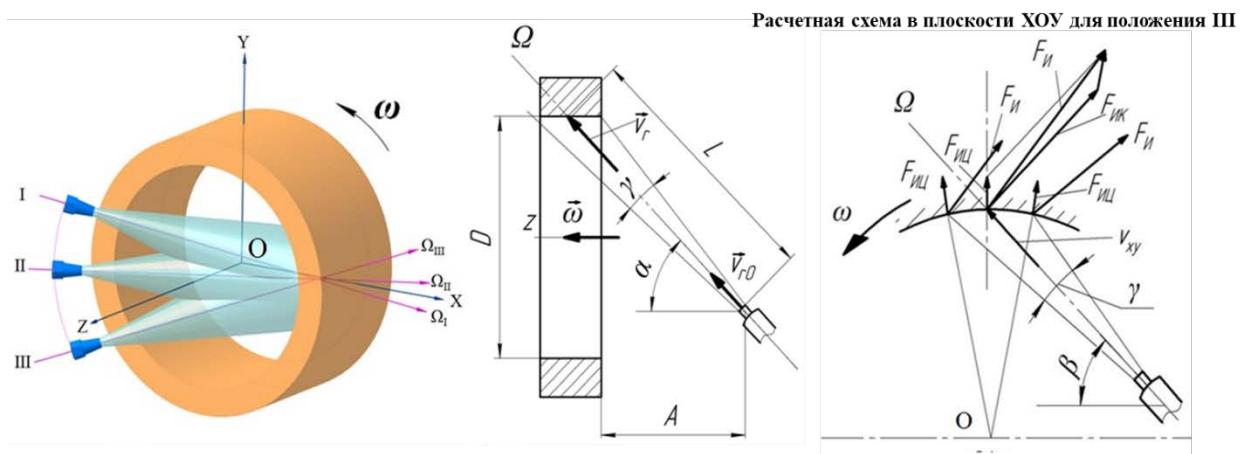


Рисунок 12 – Схема нанесения покрытия

Выразим элементарную массу при помощи расхода материала за единицу времени в выражение (22) и проинтегрируем:

$$F_u^u = 0,5 \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 D \int_0^{\tau} q dt = \frac{(\pi \cdot n)^2 D}{1800} \int_0^{\tau} q dt, \quad (22)$$

где  $q$  – функция расхода напыляемого материала.

При осаждении антифрикционного покрытия на обрабатываемую поверхность возникает сила инерции:

$$d\bar{F}_\kappa^u = -\bar{a}_\kappa dm, \quad (23)$$

где  $a_\kappa$  – ускорение.

Сила инерции выражается следующим образом:

$$F_\kappa^u = \left( \frac{\pi n}{15} \cdot V_u \cdot \sin(\alpha \pm \gamma/2) \right) \int_0^{\tau} q dt. \quad (24)$$

Ускорение направлено перпендикулярно как к вектору скорости частицы, так и вектору угловой скорости вращения системы, что и задает направление силы инерции.

$$\bar{a}_\kappa = 2\bar{\omega} \times \vec{V}_u. \quad (25)$$

Вектор ускорения должен быть одновременно перпендикулярен двум векторам – вектору угловой скорости и вектору относительной скорости частицы, при этом вектора  $\bar{a}_\kappa$ ,  $\bar{\omega}$ ,  $\vec{V}_u$  должны образовывать правую тройку векторов. Таким образом, проекция равнодействующей силы инерции на нормаль рассчитывается по формуле:

$$F^u = \frac{(\pi n)^2 D}{1800} \int_0^{\tau} q dt \pm \frac{\pi n}{15} \cdot V_u \cdot \sin(\alpha \pm \gamma/2) \sin \beta \int_0^{\tau} q dt, \quad (26)$$

где  $\beta$  – угол между проекцией скорости частицы на плоскость сечения детали и касательной к поверхности детали в точке падения элементарной массы.

Измерение прочности изготовленных образцов по предложенному способу проводилась с помощью продавливания образца (2) с покрытием (3) через матрицу (4), с помощью пуансона (1) на универсальной разрывной машине ГМС-50 по ГОСТ 7855-68 (рисунок 13).

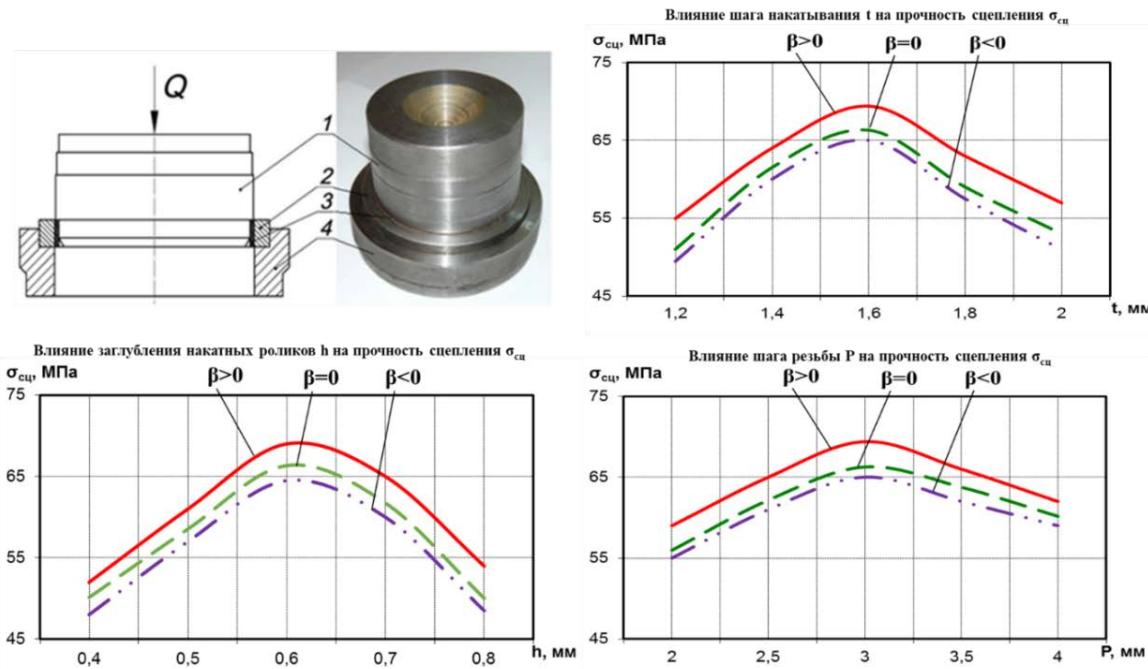


Рисунок 13 – Результаты экспериментальных исследований зависимости прочности сцепления антифрикционного покрытия от положения распылителя

Экспериментально были подтверждены теоретические предположения, что ориентация газопламенной горелки относительно оси детали существенно влияет на адгезию антифрикционного слоя к стальной подложке. При перпендикулярном расположении ( $\beta = 0$ ) к оси подшипника скольжения прочность сцепления достигает 64,5 МПа. Отклонение горелки в положительную зону ( $\beta > 0$ ) увеличивает адгезию до 67,1 МПа (+4,0 % к базовому значению), тогда как отрицательный угол ( $\beta < 0$ ) снижает её до 63 МПа (-2,3 %).

*Во втором методе* для повышения прочности сцепления было предложено использовать термореагирующие порошки (ПГ-Ю5-Н или ПГ-Ю10-Н) в качестве промежуточного слоя между основанием и основным антифрикционным слоем ((Пат. 2708410 РФ) в процессе создания биметаллического подшипника скольжения (рисунок 14).

Полученные результаты наглядно показывают эффективность применения данного способа. Экспериментально установлено, что применение порошка ПГ-Ю5-Н повысило прочность сцепления антифрикционного слоя со стальным основанием на 12,5 % (с 64,5 до 72,6 МПа), тогда как ПГ-Ю10-Н обеспечил рост лишь на 7,4 % (до 70,2 МПа). Более высокая эффективность ПГ-Ю5-Н обусловлена оптимальным сочетанием химического состава и гранулометрии, способствующей формированию гомогенной структуры с улучшенной диффузионной активностью на границе раздела. Введение 10 % добавки (ПГ-Ю10-Н) приводит к агломерации частиц, локальным напряжениям и образованию оксидных барьерных слоев, снижающих адгезию.

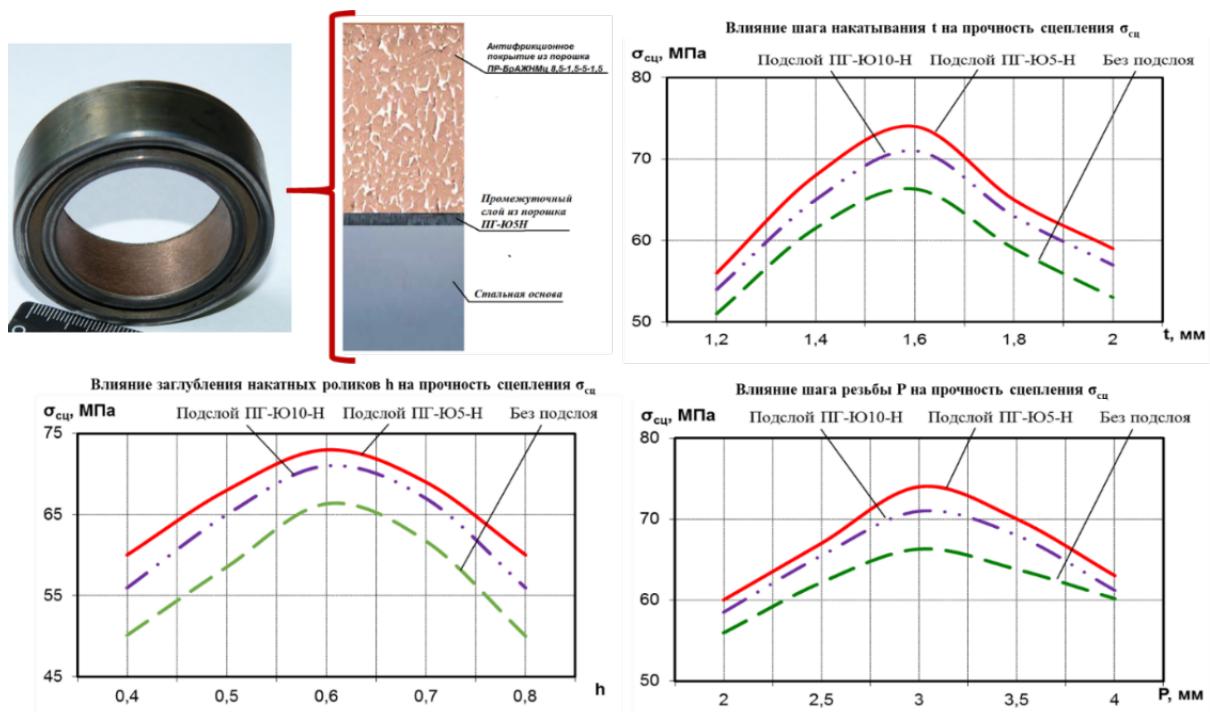


Рисунок 14 – Результаты экспериментальных исследований с применением термореагирующих порошков ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н

Полученные данные подтверждают нелинейный характер зависимости адгезионных свойств от концентрации модифицирующей добавки, где максимум прочности достигается при 5 % – ном содержании активного компонента.

*Третий метод* повышения адгезионной прочности биметаллических подшипников скольжения основан на последовательном пластическом деформировании антифрикционных слоев после их нанесения (рисунок 15).

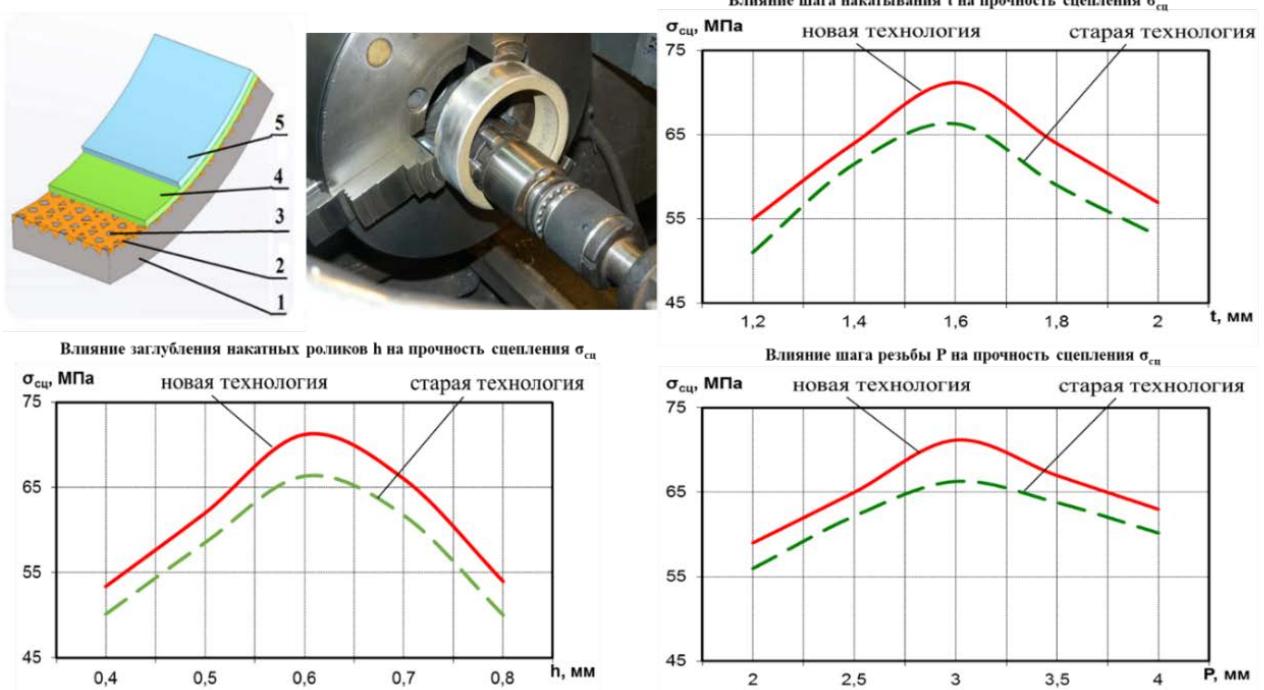


Рисунок 15 – Результаты экспериментальных исследований с применением технологии послойного пластического деформирования

Процесс включает изготовление стальной втулки (1), на внутренней поверхности которой механически формируют микрорельеф (2) методами нарезки «рваной» резьбы или косого сетчатого накатывания. Далее методом газопламенного напыления наносится первый слой (3) антифрикционного материала с последующим упрочнением посредством пластической деформации накатными роликами, что приводит к уплотнению порошкового покрытия и деформации микрорельефа стальной основы. Аналогично наносятся второй (4) и третий (5) антифрикционные слои, каждый из которых подвергается пластической деформации накатными роликами (Пат. 2539515 РФ).

Экспериментальные исследования подтвердили, что применение разработанной технологии обеспечило увеличение прочности адгезионного соединения антифрикционного покрытия с основой до 69 МПа, что на 7 % превышает ранее достигнутый показатель (64,5 МПа). Установлено, что реализация метода послойного пластического деформирования антифрикционного материала (ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5) позволяет повысить значение микротвердости формируемого слоя: на поверхности значения возрастают с 95 HV до 114 HV (+20 %), в приконтактной со стальным основанием — с 115 HV до 124 HV (+8,0 %), а в глубинных областях покрытия наблюдался рост с 120 HV до 130 HV (+8,3 %). Полученные данные свидетельствуют о синергетическом влиянии многопроходной деформации на структурное упрочнение по всему объему покрытия.

Применение комплекса из трех методов нанесения антифрикционного покрытия и рациональным выбором геометрических параметров изготовления биметаллического подшипника скольжения (шаг резьбы  $P = 3$  мм, шаг ролика  $t = 1,6$  мм, заглубление  $h = 0,6$  мм, угол наклона термораспылителя  $\beta = +7^\circ$ ), использование никельсодержащего подслоя (ПГ-Ю5-Н) и послойного пластического деформирования обеспечило суммарное увеличение прочности сцепления с подложкой на 20 %, достигнув значения 77,4 МПа.

Применение биметаллических подшипников скольжения в составе балансирной подвески грузовых автомобилей (на основе эксплуатационных испытаний) позволило повысить их ресурс в зависимости от условий эксплуатации (при пробеге 30821 – 31534 км) от 60 до 80 %, при этом экономическая эффективность от применения биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств автомобиля КамАЗ из расчета на одну машину (четыре подшипника скольжения) составила 8650 руб.

**В четвертой главе** рассмотрен процесс формирования твердосмазочного антифрикционного покрытия при ремонте и техническом обслуживании балансирной подвески грузового автомобиля. Эффективность использования твердосмазочного антифрикционного покрытия будет зависеть от прочности сцепления покрытия с основанием детали. Прочность сцепления пленочного покрытия (адгезия) определяется зависимостью описанной уравнением:

$$Y = f(n, L, \alpha, C, Ra, t, \rho, v, d, D), \quad (27)$$

где  $n$  – количество слоев;  $L$  – дистанция нанесения покрытия, мм;  $\alpha$  – угол нанесения покрытия, град;  $C$  – способ подготовки поверхности;  $Ra$  – шероховатость поверхности, мкм;  $t$  – температура окружающей среды,  $^\circ\text{C}$ ;

$\rho$  – плотность наносимого покрытия, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  – влажность окружающей среды, %;  $d$  – диаметр диффузора распылителя, мм;  $D$  – давление в воздушной магистрали, атм.

В рамках исследования влияния технологических параметров нанесения покрытия Molykote 3402 C LF на качество формируемого слоя проведен эксперимент, направленный на оптимизацию дистанции распыления ( $L = 50 – 400$  мм), угла нанесения ( $\alpha = 45 – 90^\circ$ ) и давления воздушного потока ( $P = 1 – 4$  атм) для достижения максимальной эффективности переноса материала при сохранении функциональных характеристик покрытия. Экспериментальные данные показали, что формирование стабильного факела с четко выраженным отпечатком  $80 \times 45$  мм наблюдается при дистанции распыления  $180 – 200$  мм, скорости воздушного потока  $24 – 28$  м/с (соответствующей давлению 3 атм) и вертикальном положении распылителя ( $\alpha = 90^\circ$ ). Установленные параметры обеспечивают равномерное распределение материала без дефектов структуры, что подтверждает их оптимальность для данного типа покрытий. Полученные результаты демонстрируют значимую зависимость геометрии факела и качества покрытия от гидродинамических условий процесса, что требует учета взаимного влияния кинематических и пространственных параметров при проектировании технологических режимов. (Пат. 2734211 РФ; Пат. 2734210 РФ).

Для оценки качественных и количественных характеристик наносимого твердого антифрикционного покрытия (Molykote 3402 C LF, MODENGY 1003) в процессе его послойного формирования на поверхности детали (после механической обработки: шлифование и пескоструйная обработка) была проведена серия экспериментов (рисунок 16).

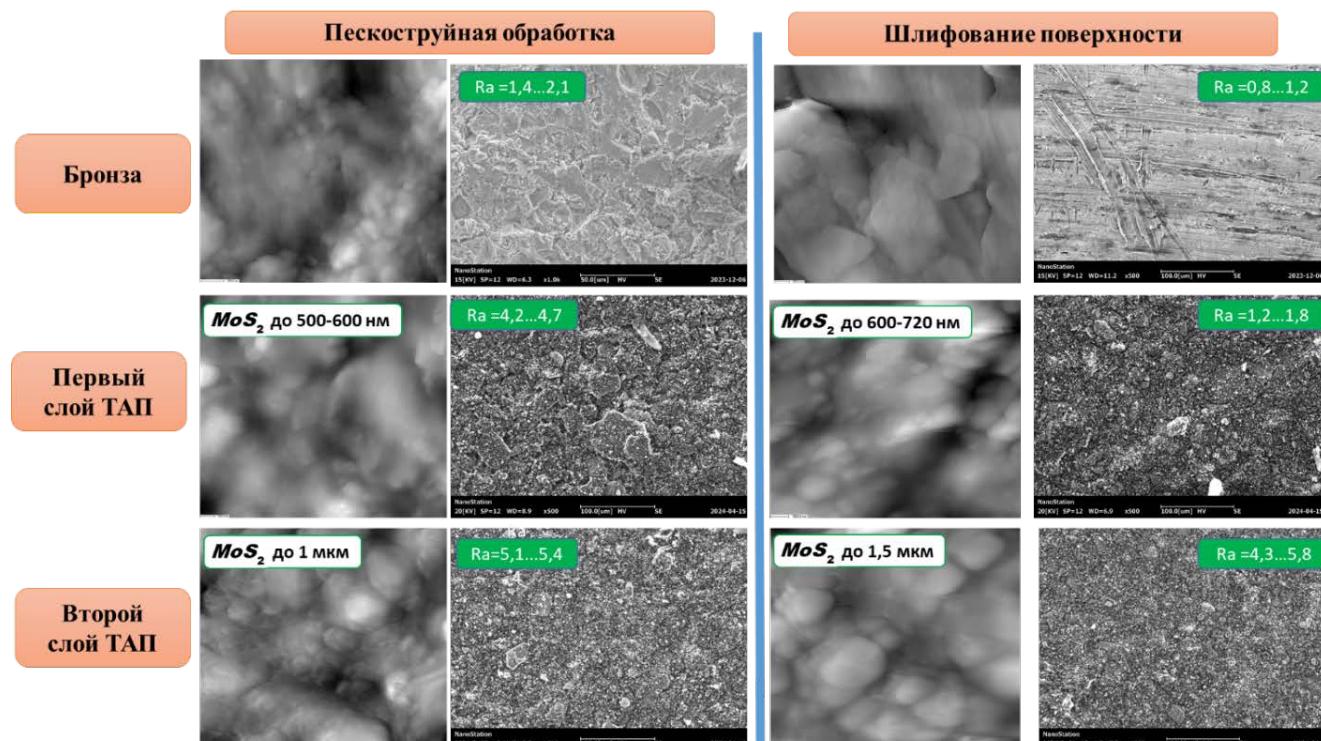


Рисунок 16 – Результаты исследования микроповерхности образцов с твердосмазочными покрытиями

Для комплексной оценки морфологии, химического состава и толщины антифрикционных покрытий использовали методы атомно-силовой микроскопии (СММ - 2000), профилометрии («Протон - 130»), сканирующей электронной микроскопии (СОХЕМ ЕМ - 30АХ), ИК-спектроскопии (IROS 05) и толщинометрии (PaintMeter 1500). Исследование послойного нанесения антифрикционных покрытий Molykote 3402 С LF и MODENGY 1003 на бронзу БрОФ10-1 с предобработкой (кварцевым песком и шлифованием) выявило закономерности послойного формирования твердосмазочных антифрикционных покрытий. Образцы после пескоструйной обработки ( $Ra$  1,4 – 2,1 мкм) и после шлифования ( $Ra$  0,8 – 1,2 мкм) демонстрировали сопоставимую толщину покрытий, но различались рельефом: шлифованные образцы сохраняли упорядоченные бороздки (1 – 2 мкм), исключающие частицы абразива.

Первый слой Molykote на пескоструйной подложке формировал частицы  $MoS_2$  500 – 600 нм ( $Ra$  4,2 – 4,7 мкм, толщина 5 – 8 мкм), тогда как MODENGY 1003 – 620 – 750 нм ( $Ra$  4,6 – 5,4 мкм). На шлифованных образцах начальные слои имели меньшую шероховатость ( $Ra$  1,2 – 2,0 мкм) при аналогичной толщине (4 – 7,5 мкм). Последующие слои увеличивали размер агломератов  $MoS_2$  мкм до 2,2 (MODENGY) и 1,7 мкм (Molykote), повышая  $Ra$  до 8 – 12 мкм и суммарную толщину до 24 – 33 мкм. Различия в морфологии покрытий связаны с составом связующих: MODENGY 1003 формировал более крупные на 10 – 15 % агломераты. Начальные слои компенсируют рельеф подложки, последующие – создают износостойкую матрицу, при этом было установлено, что для формирования плотного антифрикционного слоя необходимо как минимум три слоя покрытия с суммарной толщиной  $\geq 15$  мкм.

ИК - спектроскопический анализ процессов послойного формирования антифрикционных покрытий Molykote 3402 С LF и MODENGY 1003 на образцах после пескоструйной обработки выявил сохранение химической идентичности материала на всех стадиях нанесения. Согласно полученным графикам, ИК-спектры демонстрируют устойчивые полосы поглощения в диапазонах 450 – 500  $cm^{-1}$  (валентные колебания Mo = S) и 500 – 600  $cm^{-1}$  (колебания S – S связей), подтверждающие отсутствие химических взаимодействий между слоями и подложкой. Интенсивность характеристических пиков возрастает пропорционально количеству слоев, что указывает на аддитивный механизм формирования покрытия за счет физического наслаждания.

Для исследования оптимальных параметров, влияющих на прочность сцепления твердосмазочного антифрикционного покрытия (Molykote 3402 С LF), был проведен многофакторный эксперимент. Для математического описания зависимости прочности сцепления от варьируемых параметров (дистанции нанесения покрытия  $L$  = 150 – 230 мм, шероховатости поверхности образцов  $Ra$  = 0,2 – 3,2 мкм и угла нанесения покрытия  $\alpha$  = 30 – 90  $^{\circ}$ ) использована многофакторную регрессионную модель, построенную на основе полного факторного эксперимента типа  $2^3$  (три фактора, два уровня варьирования). Испытания образцов проводили на разрывной машине универсального назначения ИР 5047-50 с электронным силоизмерителем при температуре 20  $^{\circ}$ С и относительной влажности 70 % (рисунок 17).

В результате обработки вычислительного эксперимента было получено уравнение зависимости прочности сцепления от геометрических параметров поверхности для твердосмазочного антифрикционного покрытия:

$$Y = -8,53 + 0,126L + 0,575Ra + 0,0069\alpha - 0,00033L^2 + 0,197Ra^2. \quad (28)$$

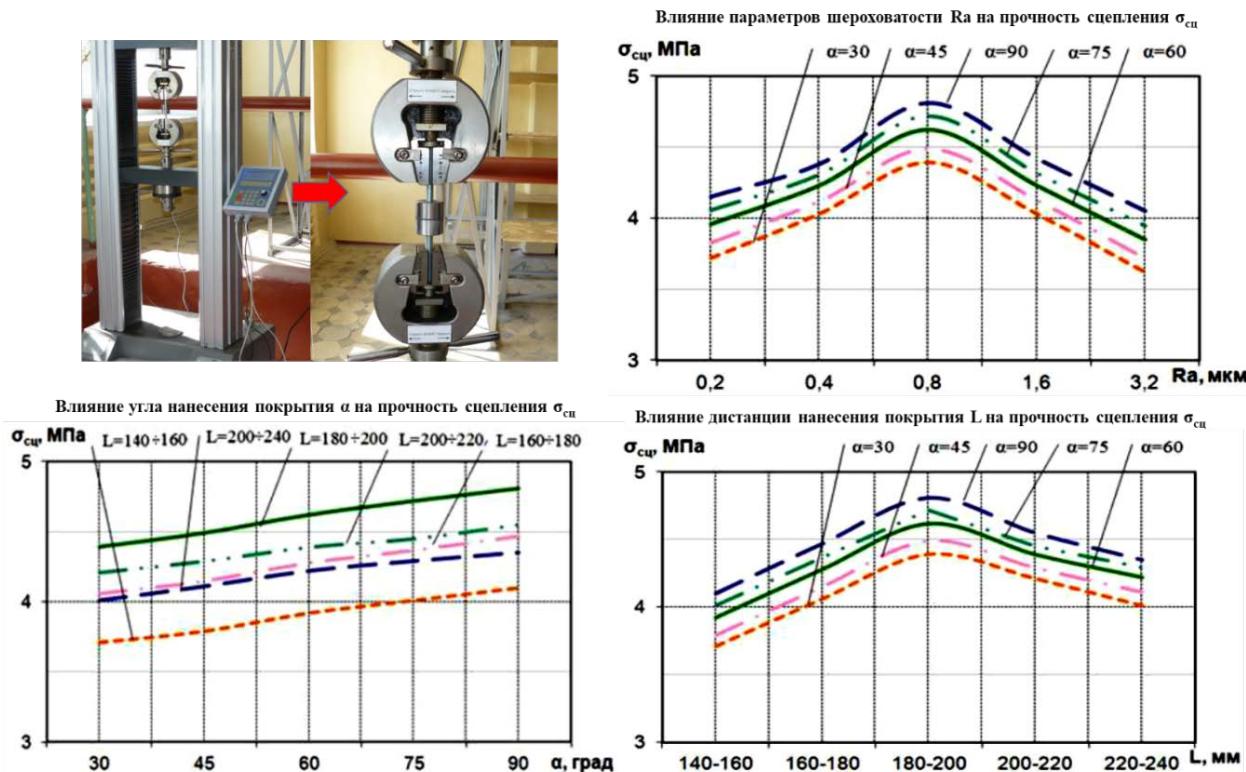


Рисунок 17 – Результаты экспериментальных исследований прочности сцепления

Результаты регрессионного анализа свидетельствуют о том, что наибольшее значение на величину прочности сцепления оказывает изменение расстояния нанесения покрытия. Вторым по значимости фактором является шероховатость поверхности, при этом угол нанесения покрытия оказывает наименьшее влияние на прочность сцепления.

В результате графического анализа были подтверждены нелинейные зависимости: максимум прочности сцепления (4,75 – 4,85 МПа) достигается при угле  $\alpha = 90^\circ$ , дистанции  $L = 180 – 200$  мм и шероховатости  $Ra = 0,8$  мкм, что обусловлено оптимизацией кинетики частиц и механического зацепления. Отклонение от оптимальных параметров приводит к снижению прочности на 0,5 – 4 % в зависимости от дистанции нанесения и 1,5 – 2,5 % в зависимости от угла нанесения из-за ухудшения осаждения и адгезионной активности. Полученные данные позволяют рекомендовать технологические режимы для минимизации дефектов и повышения надежности твердосмазочных антифрикционных покрытий.

Для подтверждения полученных результатов был проведен ряд сравнительных испытаний группы покрытий двух марок – MODENGY (Россия) и Molykote (США) методом определения адгезионной прочности нормальным отрывом по ГОСТ 27890-88, в результате которого выявлено превосходство

MODENGY над их коммерческими аналогами. В стандартных условиях MODENGY 1003 показал прочность  $8,3 \pm 0,1$  МПа, что на 47 – 73 % выше аналогов. При термоотверждении MODENGY 1005 достиг  $11,6 \pm 0,1$  МПа, превысив показатели ближайших образцов на 9,5 – 52,6 %. Предположительно преимущество MODENGY может быть обусловлено оптимизированным составом связующего и равномерным распределением наполнителей.

Экспериментальная оценка поведения твердосмазочных покрытий (Molykote 3402 C LF, MODENGY 1003) в условиях эксплуатации в подшипниках скольжения проводилась путем анализа кривых выбега ротора после остановки электродвигателя (всего 60 циклов) (рисунок 18).

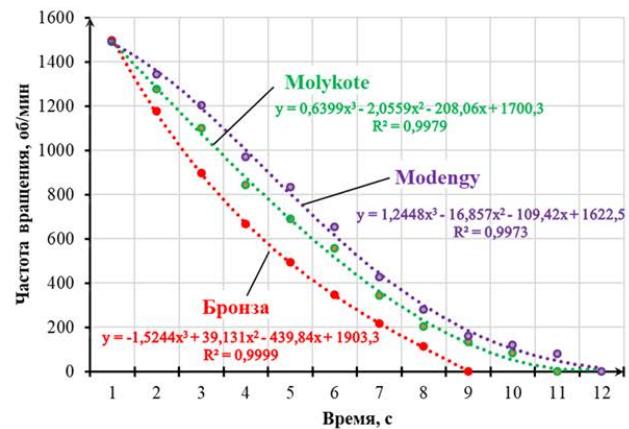
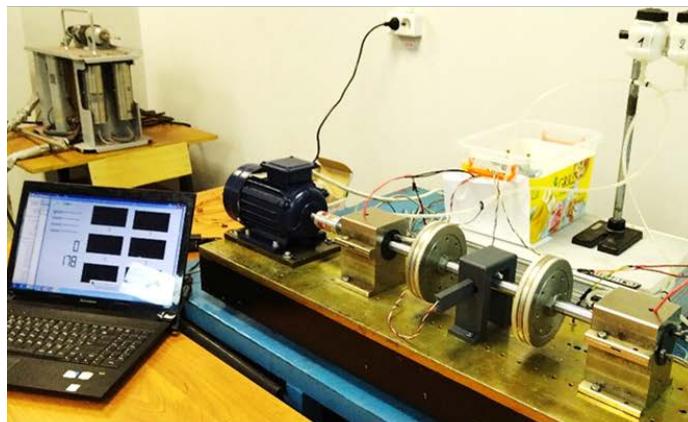


Рисунок 18 – Экспериментальные исследования выбега ротора

Каждый испытательный цикл включал: разгон до 1400 – 1500 об/мин, стабилизацию частоты вращения, отключение привода и регистрацию инерционного выбега до остановки под действием сил трения. Данные фиксировались датчиком частоты вращения с программной обработкой, смазка осуществлялась маслом И-20А.

Экспериментальные исследования трибологических характеристик бронзовых подшипников скольжения (БрОФ 10-1 с покрытием Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003) в условиях циклических нагрузок выявили корреляцию между динамикой времени выбега ротора и изменением параметров шероховатости рабочей поверхности подшипников скольжения. Сравнительный анализ кривых выбега подшипников скольжения выявил превосходство покрытия MODENGY 1003, демонстрирующего среднее время свободного вращения 11,5 секунд, что на 25 % выше показателя Molykote 3402 C LF (9,2 секунды) и на 57 % превышает результат подшипника скольжения, выполненного из бронзы БрОФ 10-1 (7,3 секунды). Динамика изменения шероховатости: для MODENGY 1003 зафиксировано снижение Ra на 85 – 90 % (с 8 – 11 до 1,0 – 1,2 мкм), для Molykote 3402 C LF – на 85 % (с 8,0 до 1,2 мкм), тогда как у бронзы БрОФ 10-1 изменение Ra оказалось незначительным (от 1,5 до 1,2 мкм). Полученные данные коррелируют с механизмом формирования адаптивного трибослоя: интенсивное снижение шероховатости в начальной фазе испытаний (до 90 %) обеспечило оптимизацию микрорельефа, что подтверждается увеличением времени выбега.

Металлографический анализ покрытий Molykote 3402 С LF и MODENGY 1003 на микроскопе Альтами МЕТ 1М выявил исходную неоднородную морфологию с элементами рельефа (глобулы) 1 – 40 мкм. После циклических испытаний наблюдалось сглаживание микрорельефа (заполнение микропор, консолидация мелкодисперсных частиц  $\leq 1$  мкм) при сохранении крупных агломератов 30 – 40 мкм, что свидетельствует о формировании сплошной защитной пленки. ИК-спектроскопия (спектрометр Iros 05) зафиксировала рост интенсивности полосы  $750 - 780$  см<sup>-1</sup>, соответствующей связям «метал – элемент», что подтверждает накопление MoS<sub>2</sub> в зоне контакта за счет низкого коэффициента трения и дробления крупных частиц.

Экспериментально установлено снижение толщины покрытий  $S_{\Pi}$  на 20 – 30 % в процессе приработки из-за уплотнения структуры и адаптации к нагрузкам, что улучшает распределение давления и стабилизирует трение без потери функциональности ( $S_{\Pi} = 70 \div 80\% \cdot S_{общ}$ ). После процесса приработки и продолжения испытаний в течении 72 часов толщина антифрикционного покрытия не изменилась. Для компенсации данного эффекта рекомендовано нанесение покрытий на 25 – 30 % выше номинальной толщины и проведение предварительной приработки подшипниковых узлов.

Применение подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием в составе балансирной подвески грузовых автомобилей (на основе эксплуатационных испытаний) позволило повысить их ресурс в зависимости от условий эксплуатации (при пробеге 29975 – 30844 км) от 55 до 62 %, при этом экономическая эффективность от применения подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием на опорной поверхности балансирных устройств автомобиля КамАЗ из расчета на одну машину (четыре подшипника скольжения) составила 2514 руб.

**В пятой главе** изложены алгоритмические принципы функционирования контрольно-измерительной системы подшипников скольжения, проанализированы конструктивные решения подшипниковых узлов с интегрированными системами мониторинга, а также предложена технологическая методика и технические требования к производству подшипников скольжения со встроенными датчиками диагностики. В рамках разработки системы диагностики для балансирной подвески грузового автомобиля были разработаны четыре алгоритма контроля износа: 1) применение датчика с дискретным конечным состоянием, фиксирующим предельный износ; 2) использование многопозиционного дискретного датчика, обеспечивающего последовательную оценку износа рабочей поверхности материала; 3) регистрация изменений параметров электрической цепи, интегрированной в рабочую поверхность подшипника; 4) внедрение нейросетевых алгоритмов машинного обучения для прогнозной диагностики состояния узла, позволяющих адаптировать систему к вариативным нагрузочным режимам и требованиям к точности измерений.

Разработанные алгоритмические решения для контрольно-измерительной системы, включая дискретные алгоритмы обработки сигналов, реализованные во встроенных в рабочую поверхность подшипника скольжения датчиках

мониторинга износа, послужили основой для создания и патентования экспериментального образца подшипникового узла (Пат. 2750542 РФ). Данный прототип предназначен для применения в балансирной подвеске грузового автомобиля КамАЗ. Параллельно разработаны функциональные схемы подключения системы к бортовой электрической сети транспортного средства, обеспечивающие синхронизацию датчиков с управляющей электроникой и передачу диагностических данных в режиме реального времени (рисунок 19).

В дальнейшем был разработан ряд технических, технологических и аппаратных решений, в числе которых, можно назвать устройство контроля износа подшипника скольжения (Пат. 2783716 РФ), для реализации возможностей которого была создана программа мониторинга состояния рабочей поверхности в реальном времени (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022618435 РФ). Для интеграции контрольно-измерительной системы в антифрикционный слой был разработан способ изготовления подшипника скольжения с возможностью диагностики предельного состояния износа рабочей поверхности (Пат. 2783323 РФ).

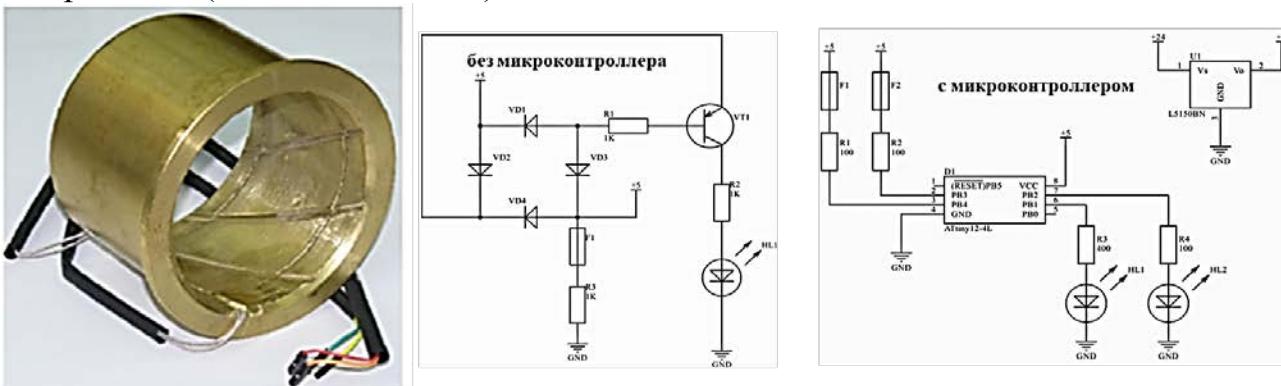


Рисунок 19 – Подшипник скольжения с системой контроля износа

Предложенная технология обеспечивает точную интеграцию измерительных элементов, минимизацию погрешностей монтажа и сохранение функциональности системы при эксплуатационных нагрузках. Ключевое преимущество – синхронизация производственных операций и интеграции, исключающая необходимость постобработки, что позволяет реализовать непрерывный контроль износа и температуры для повышения надёжности и ресурса подшипниковых узлов. Предложенное решение нашло свою реализацию при изготовлении прототипов подшипников скольжения с интегрированной контрольно-измерительной системой. С целью эффективного управления процессом приема, хранения и обработки данных были разработаны и прошли регистрацию программы для ЭВМ 2024612988 РФ; 2023663977 РФ; 2023687914 РФ. Дальнейшее развитие интеллектуальной диагностики подшипников скольжения реализовано в устройстве для диагностики роторных систем (Пат. 2817311 РФ). На основании всего вышеперечисленного была разработана интеллектуальная опора скольжения (Пат. 2822207 РФ). Эффективность процесса диагностики в значительной мере зависит от точности используемых математических, алгоритмических и программных моделей, поэтому для апробации всех вышеперечисленных решений был проведен эксперимент (рисунок 20). Для диагностики работы узла

использовались три параллельные контрольно-измерительные системы. Первая система объединяла датчики температуры, вибрации (акселерометры), а также датчик частоты вращения с подключением к микрокомпьютеру Raspberry Pi 3 Model B+ для обработки данных в реальном времени. Вторая система, интегрированная в конструкцию подшипников скольжения, представляла собой распределенную архитектуру на базе мастер-модулей ESP32 и диагностических модулей с беспроводной передачей данных через маршрутизатор в облачное хранилище.

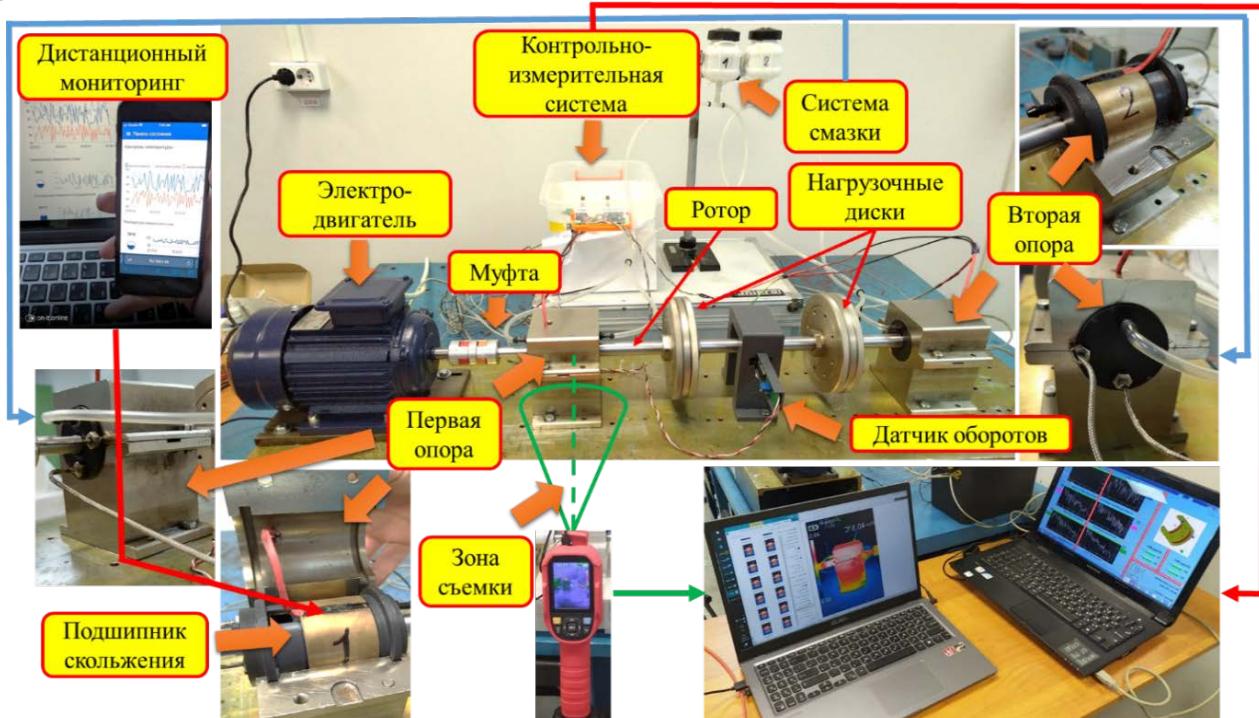


Рисунок 20 – Экспериментальные исследования

Третья система включала тепловизор UNI-T UTi260B, синхронизированный с персональным компьютером, и обеспечила сбор 108000 термограмм за 30- часовой эксперимент, разбитый на двухчасовые интервалы. В ходе испытаний моделировались режимы повышенной нагрузки, дисбаланса ротора и частичного износа подшипников. Данные с датчиков передавались на удаленный сервер, где предварительно обученная искусственная нейронная сеть анализировала их в два этапа: выявление аномалий и прогнозирование состояния узла, а также визуализация результатов для оперативного мониторинга. При этом на протяжении всего эксперимента имелась возможность взаимодействия с системой через интерфейсы (смартфон, компьютер), подключенные к облачному серверу, что обеспечивало глобальный доступ к данным в реальном времени и к архивным записям. Экспериментальные данные, полученные в ходе синхронизированной работы трёх контрольно-измерительных систем, демонстрировали согласованность результатов, подтверждая функциональную состоятельность предложенных решений. Анализ измеренных параметров выявил отсутствие статистически значимых расхождений между системами, что свидетельствует о корректности их калибровки и воспроизводимость результатов в рамках заданных эксплуатационных условий.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

На основе выполненного исследования изложены научно обоснованные технические и технологические решения, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие страны. Основные научно-практические результаты состоят в следующем:

1. Установлено, что износ подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей при пробеге 75 – 85 тыс. км зависит от условий эксплуатации автомобиля: минимальный (0,8 – 1,5 мм) – у междугородних перевозок, максимальный (4,0 – 6,5 мм) – у автомобилей, работающих в сельской местности и в карьерах. Статистический анализ (критерий Колмогорова-Смирнова,  $p\text{-value} < 0,05$ ) подтвердил ненормальность распределения износа, а метод Bootstrapping выявил максимальный износ (6,37 мм) в плоскости, перпендикулярной движению, что связано с неравномерной нагрузкой. Для повышения эксплуатационной надёжности рекомендован регулярный контроль величины зазора ( $\leq 1,0$  мм) калиброванными щупами в ходе ТО (приоритетная замена узлов для группы 3) и разработка предиктивных моделей, учитывающих статистические закономерности изнашивания.

2. Разработан комплекс математических и программных моделей, объединяющий гидродинамические расчёты подшипников скольжения, оценку изнашивания по модели Арчарда и методы предиктивного анализа. Установлено, что несущая способность подшипникового узла (радиальный зазор: 85 – 222 мкм, эксцентриситет: 0,5 – 0,995) формируется гидродинамическим сдвигом и сжатием смазочного слоя. Формирование грузоподъемности только за счет гидродинамического сдвига поверхностей даже при экстремальных условиях (относительный эксцентриситет  $\varepsilon > 0,995$ , минимальный радиальный зазор  $h_0 = 85$  мкм), формируемое в смазочном слое максимальное давление (16,1 МПа) при коэффициенте режима смазки ( $\delta = 0,03$ ) недостаточны для обеспечения устойчивого жидкостного трения при требуемой грузоподъемности (18 кН без груза, 48 кН с грузом), что указывает на доминирование граничного трения и риск износа. Ключевым фактором, обеспечивающим работоспособность узла в реальных условиях, является динамическое сжатие смазочного слоя при радиальных колебаниях подвески, вызванных неровностями дороги (скорости до 0,065 м/с). Комбинированное воздействие гидродинамического сдвига и радиального сжатия при умеренном эксцентриситете ( $\varepsilon = 0,8$ ) и номинальном зазоре ( $h_0 = 222$  мкм) обеспечивает коэффициент режима смазки  $\delta = 3,1$ , что соответствует устойчивому гидродинамическому режиму трения с полным разделением поверхностей.

3. Сформирована и реализована модифицированная методика оценки ресурса, основанная на уравнении Арчарда с введенным в нее коэффициентом дорожного полотна ( $K_{dop}$ ) и экспериментально уточнённым безразмерным коэффициентом износа  $K = 4,3 \cdot 10^{-5}$  (граничное трение) для материалов (БрОФ10 – 1 → Сталь 45ХН). Установлена нелинейная зависимость скорости изнашивания от скорости движения автомобиля, нагрузки и  $K_{dop}$ : при 20 – 80 км/ч скорость изнашивания достигает 0,0013 – 0,0029 мм/ч, увеличиваясь в 1,3 – 1,7 раза

под нагрузкой. Ресурс подшипника варьируется от 94292 км (шоссе без груза) до 22124 км (сложные покрытия), обратно коррелируя с  $K_{\text{доп}}$  и нагрузкой.

4. Разработанная предиктивная модель на основе искусственной нейронной сети с архитектурой 3-32-16-8-1 продемонстрировала высокую эффективность в прогнозировании ресурса автомобиля, учитывая скорость, массу груза и коэффициент эксплуатации. Применение стандартизации данных, функции активации LeakyReLU ( $\alpha = 0,01$ ) и функции потерь SmoothL1Loss ( $\beta = 1,0$ ) обеспечило устойчивость модели к разнородным данным и минимизировало влияние экстремальных значений. Обучение с адаптивной скоростью (StepLR, шаг 300 эпох,  $\gamma = 0,5$ ) позволило достичь стабилизации валидационной ошибки после 800 эпох. Тестовые метрики подтвердили высокую точность модели: коэффициент детерминации  $R^2 = 0,919$ , средняя абсолютная ошибка 1455,7 км и MAPE = 2,9 %, что соответствует требованиям технических систем прогнозного обслуживания (порог MAPE < 10 %).

5. Разработан и реализован комплекс методов, направленных на повышение адгезии антифрикционного покрытия, формирование структуры покрытия, оптимизацию состава модификаторов и технологических режимов. Установлено, что выбор технологических параметров, таких как положительный угол ориентации газопламенной горелки ( $\beta > 0$ ), увеличивает адгезию до 67,1 МПа (+4 % к базовым 64,5 МПа), тогда как отрицательный угол ( $\beta < 0$ ) снижает её до 63 МПа. Доказана эффективность использования термореагирующих порошков (ПГ-Ю5-Н; ПГ-Ю10-Н) в качестве подслоя в составе антифрикционного покрытия, при этом ПГ-Ю5-Н обеспечивает рост прочности сцепления на 12,5 % (до 72,6 МПа) за счет выбора гранулометрии, в отличие от менее эффективного ПГ-Ю10-Н (70,2 МПа, +7,4 %). Установлено, что послойное деформирование материала ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 интенсифицирует упрочнение структуры: микротвердость поверхности возрастает на 20 % (с 95 HV до 114 HV), приконтактной зоны – на 8 % (115 HV → 124 HV), глубинных слоев – на 8,3 % (120 HV → 130 HV). Это сопровождается увеличением прочности адгезионного соединения до 69 МПа (+7 % к исходному уровню). Реализованные решения позволяют достичь комплексного улучшения прочности сцепления на 20 % (до 72,6 МПа) при шаге резьбы  $P = 3$  мм, шаге ролика  $t = 1,6$  мм, заглублении  $h = 0,6$  мм, угле наклона термораспылителя  $\beta = +7^\circ$  и использовании подслоя ПГ-Ю5-Н; при этом микротвердость повышается до 130 HV в глубинных слоях. Эксплуатационные испытания биметаллических подшипников скольжения в балансирующих подвесках грузовых автомобилей продемонстрировали повышение ресурса на 60 – 80 % при пробеге 30821 – 31534 км, при этом экономическая эффективность применения четырех подшипников на одну машину составила 8650 руб.

6. Реализованный комплекс исследований позволил подобрать технологические параметры нанесения твердосмазочных антифрикционных покрытий, установив, что максимальная эффективность переноса материала для Molykote 3402 С LF достигается при дистанции нанесения покрытия  $L = 180 – 200$  мм, давлении  $P = 3$  атм (24 – 28 м/с) и угле  $\alpha = 90^\circ$ , при этом отклонение от данных условий снижает прочность сцепления на 0,5 – 4 % при изменении дистанции  $L$  и на 1,5 – 2,5 % при изменении угла  $\alpha$ . Исследование

влияния подготовки поверхности выявило, что шлифованные образцы бронзы БрОФ10-1 ( $Ra$  0,8 – 1,2 мкм) формируют покрытия с меньшей начальной шероховатостью ( $Ra$  1,2 – 2,0 мкм), тогда как пескоструйная обработка ( $Ra$  1,4 – 2,1 мкм) приводит к образованию более грубого рельефа ( $Ra$  4,2 – 5,4 мкм) с частицами  $MoS_2$  500 – 750 нм. Сравнительный анализ покрытий MODENGY и Molykote подтвердил превосходство первого: адгезионная прочность MODENGY 1003 составила 8,3 МПа (+47 – 73 % к аналогам), а MODENGY 1005 при термоотверждении достиг 11,6 МПа (+9,5 – 52,6 %), при этом трибологические испытания выявили увеличение времени выбега ротора до 11,5 с (+25% к Molykote, +57 % к бронзе) и снижение шероховатости на 85 – 90 %. Металлографический и ИК-спектроскопический анализ продемонстрировали формирование адаптивного трибослоя с заполнением микропор (частицы  $\leq 1$  мкм) и сохранением крупных агломератов (30 – 40 мкм), а рост интенсивности полосы  $750 – 780\text{ cm}^{-1}$  подтвердил накопление  $MoS_2$  в зоне контакта. Установлено, что в процессе происходит снижение толщины покрытия на 20 – 30 %, являющееся результатом уплотнения его структуры. Для нивелирования данного уменьшения толщины предложена методика нанесения покрытия с исходным превышением толщины на 20 – 30 % над номинальным значением. Эксплуатационные испытания подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием в балансирных подвесках грузовых автомобилей продемонстрировали повышение ресурса на 55 – 62 % при пробеге 29975 – 30844 км. Экономический эффект от использования четырех подшипников скольжения на одну машину составил 2514 руб.

7. В ходе исследования получено комплексное решение для диагностики балансирной подвески грузового автомобиля КамАЗ, включающее четыре алгоритма контроля износа: дискретный, многопозиционный, анализ параметров электрической цепи и нейросетевая прогнозная модель. Реализованы экспериментальные образцы подшипниковых узлов с интегрированной контрольно-измерительной системой (Пат. 2750542 РФ, Пат. 2783716 РФ, Пат. 2783323 РФ, Пат. 2817311 РФ, Пат. 2822207 РФ), обеспеченные функциональными схемами подключения к бортовой сети и облачными решениями для обработки данных (программы для ЭВМ 2022618435 РФ; 2024612988 РФ и др.). Экспериментально подтверждена эффективность работы предложенных технических решений, обеспечивающих минимизацию погрешностей, непрерывный мониторинг износа и температуры, а также адаптацию системы к вариативным режимам, позволяющую повысить надежность подшипниковых узлов скольжения

### **Публикации в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов для опубликования основных научных результатов диссертаций (ВАК)**

1. Родичев, А. Ю. Подготовка поверхности изделия под напыление / В.Н. Коренев, А.Ю. Родичев, А.В. Семенов, И.С. Карасев, А.О. Волков // Мир транспорта и технологических машин. – 2012. – № 4 (39). – С. 24 – 28.
2. Родичев, А.Ю. Контроль и восстановление подшипников скольжения при сервисном обслуживании автомобильной и дорожно-строительной техники / Н.В. Токмаков, А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, А.В. Сытин, М.А. Токмакова // Мир

транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2018. – № 3(62). – С. 19 – 27.

3. Родичев, А.Ю. Влияния кинематических и геометрических параметров расположения газопламенной горелки на прочность сцепления антифрикционного покрытия / А.Ю. Родичев, Н.В. Токмаков, С.В. Колпакова, М.А. Токмакова // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2019. – № 2(65). – С. 39 – 41.

4. Родичев, А. Ю. Контроль качества пленочных антифрикционных покрытий при сервисе и ремонте машин / А.Ю. Родичев, А.В. Паничкин, М.А. Токмакова, С.В. Колпакова // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2019. – № 4 (67). – С. 11 – 16.

5. Родичев, А.Ю. Формирование пленочных антифрикционных покрытий на поверхности многослойного подшипника скольжения / А.Ю. Родичев, А.В. Паничкин, А.В. Горин, М.А. Токмакова // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2020. – № 2 (69). – С. 25 – 31.

6. Родичев, А.Ю. Технологическое обеспечение работоспособности балансирной подвески грузового автомобиля / А.Н. Новиков, А.Ю. Родичев, А.В. Горин, М.А. Токмакова // Вестник гражданских инженеров. – 2021. – № 1 (84). – С. 157 – 163.

7. Родичев, А.Ю. Влияние технологических факторов на качество формирования антифрикционного покрытия на деталях машин / А.Н. Новиков, А.Ю. Родичев, А.В. Горин, М.А. Токмакова // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2021, № 2 (73). – С. 32 – 39.

8. Родичев, А.Ю. Образование модифицированных поверхностей трения / А.Ю. Родичев, А.Н. Новиков, А.В. Горин, М.А. Токмакова // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2021, № 3 (74). – С. 17 – 23.

9. Родичев, А.Ю. Сравнительный анализ методов исследования адгезии антифрикционных покрытий узлов трения автомобильной техники и технологических машин / М.А. Токмакова, А.Н. Новиков, А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2021, № 4 (75). – С. 43 – 48.

10. Родичев, А.Ю. Адгезионная прочность твердых антифрикционных покрытий узлов трения автомобильной техники / А.Ю. Родичев, А.Н. Новиков, М.А. Токмакова, И.В. Родичева // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2022, № 3–1 (78). – С. 3 – 13.

11. Родичев, А.Ю. Интеллектуальная система диагностики состояния систем и агрегатов автомобиля / А.Ю. Родичев, К.К. Настепанин, И.В. Родичева, К.В. Васильев // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2022, № 4–1 (79). – С. 3 – 12.

12. Родичев, А.Ю. Диагностики состояния подшипников скольжения жидкостного трения в режиме реального времени и способ её осуществления / А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, М.А. Токмакова, К.В. Васильев // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2022, № 4–2 (79). – С. 39 – 48.
13. Родичев, А.Ю. Бесконтактный метод теплового контроля подшипниковых узлов скольжения / А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, М.А Серебренникова, К.В. Васильев // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2023. – № 1–1(80). – С. 3 – 11.
14. Родичев, А.Ю. Роль больших данных в цифровизации автомобильной отрасли: новые возможности для удаленной диагностики автомобилей / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, К.В. Васильев // Мир транспорта и технологических машин – Орел: Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – 2023. – № 4–2(83). – С. 14 – 21.
15. Родичев, А.Ю. Исследование процесса приработки антифрикционных твердосмазочных покрытий в процессе эксплуатации подшипников скольжения / А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, К.В. Васильев, И.В. Колпаков // Мир транспорта и технологических машин. – 2024. – № 1–1(84). – С. 48 – 55.
16. Родичев, А.Ю. Экспериментальные исследования прочности сцепления твердого антифрикционного покрытия с основой / А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, К.В. Васильев, А.Д. Серебренников // Мир транспорта и технологических машин. – 2024. – № 1–2(84). – С. 100 – 108
17. Родичев, А.Ю. Прогнозирование износного поведения подшипника скольжения балансирной подвески в условиях динамических нагрузок / А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2024. – № 2–1(85). – С. 93 – 98.
18. Родичев, А.Ю. Принципы функционирования и характеристики подшипников скольжения осей балансиров задних мостов грузовых автомобилей / А.Ю. Родичев, Ю.Н. Казаков, И.В. Родичева, Л.А. Савин // Мир транспорта и технологических машин. – 2024. – № 4–2(87). – С. 83–91.
19. Родичев, А.Ю. Методика предиктивного анализа остаточного ресурса подшипниковых узлов скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ / А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1–1(88). – С. 67 – 75.
20. Родичев, А.Ю. Методы повышения прочности сцепления и качества антифрикционного покрытия при изготовлении биметаллических подшипников скольжения / А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1–2(88). – С. 76 – 84.
21. Родичев, А.Ю. Аспекты формирования твердосмазочных антифрикционных покрытий в процессе его нанесения при техническом обслуживании и ремонте автомобильного транспорта/ А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1–3(88). – С. 24 – 33.
22. Родичев, А. Ю. Разработка и внедрение интегрированной контрольно–измерительной системы для мониторинга износа подшипников скольжения /

А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1–4(88). – С. 81 – 90.

### **Публикации в изданиях, входящих в базы Scopus и Web of Science**

23. Rodichev, A.Y. Technological increase of adhesion strength between antifriction coating and base in bimetal fluid–film bearings / A.Y. Rodichev, A.V Sytin, V.V. Barabash // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, ICIE–2017. – 2017. – Vol. 265. – P. 284 – 289.
24. Rodichev A.Y. Research on influence of technology of bimetal fluid–film bearing manufacturing on microstructure and microhardness of antifriction coating and steel base / A.Y. Rodichev, A.V. Sytin, V.O. Tyurin // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, ICIE–2017. – 2017. – Vol. 265. – P. 416 – 421.
25. Rodichev, A.Y. Varying of Oil Consumption of Fluid–film Bearing’s Surface Layer by Means of Application of Anti–Friction Coatings / A.Y. Rodichev, A.V. Sytin, V.O. Tyurin // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, ICIE–2018. – 2018. – Vol. 284. – P. 1263 – 1267.
26. Rodichev, A.Y. Experimental Studies of Wear Resistance of Anti–Friction Coatings of Bimetal Fluid–film Bearings / A.Y. Rodichev, A.Y. Babin, A.V. Gorin // Materials Science Forum Submitted, – 2019. – Vol. 946. – P. 325 – 330.
27. Rodichev, A.Y. Adhesive strength research of film antifriction coatings. / A.V. Gorin, A.Y. Rodichev, M.A. Tokmakova // Materials Today: Proceedings. – 2019. – Vol. 19, Part 5. – Pages 2329 – 2332
28. Rodichev, A.Y. Study of the Micro–Hardness of Anti–Friction Coating after Plastic Deformation in Bimetallic Sliding Bearings / A.Y. Rodichev, A.V. Gorin, M.A. Tokmakova // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, ICIE–2019. – 2020. Vol. 299. – P. 812 – 817.
29. Rodichev, A.Y. Investigation of the Influence of Kinematic and Geometric Parameters of the Thermo– Sprayer Location on the Adhesion Strength of Anti–Friction Coating / A.Y. Rodichev, E.N. Gryadynova, A.V. Gorin // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, – 2020. – Vol. 299. – P. 902 – 907.
30. Rodichev, A.Y. Formation of film antifriction coatings on the friction surfaces of machine parts. / A.Y. Rodichev, A.V. Gorin, N.V. Tokmakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering ICMTMTE 2019, – 2020. – Vol. 709, Issue 1. – P. 709 022053.
31. Rodichev, A.Yu. The influence of surface preparation methods on the adhesion of film antifriction coatings. / A.Yu. Rodichev, A.V. Gorin, S.V. Kolpakova and M.A. Tokmakova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering – 2020. – Vol. 971. – P. 032016.
32. Rodishev, Aleksei. Modeling and research of the process of preparing the surface of a part for thermal spray coating. / Aleksandr Novikov, Aleksei Rodishev, Andrei Gorin and Maria Tokmakova // MATEC Web of Conferences – 2020. – Vol. 329. – P. 03052.
33. Rodichev, A.Y. Technological support for the durability of the balancing suspension of the car. / A.Y. Rodichev, A.N. Novikov, A.V. Gorin, N.V. Tokmakov //

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 971(5). – P. 052081.

34. Rodichev, Alexey. Analysis of the wear resistance of a hard anti-friction coating, applied to a plain bearing, under the conditions of boundary friction. / Alexey Rodichev, Aleksander Novikov, Andrei Gorin, Maria Tokmakova // Transportation Research Procedia. – 2021. – Vol. 57. – P. 573 – 580.

35. Rodichev, Alexey. Comparative analysis of methods for studying the adhesion of antifriction coatings for automotive friction units. / Aleksey Rodichev, Aleksandr Novikov, Andrei Gorin, and Maria Tokmakova // AIP Conference Proceedings – 2022. – Vol. 2503. – P. 060010.

36. Rodichev, A. Intelligent Diagnostic System for the Sliding Bearing Unit. / A. Rodichev, A. Gorin, K. Nastepanin, R. Polyakov // Lecture Notes in Networks and Systems this link is disabled. – 2023. – Vol. 717. – P. 577 – 586.

### Патенты РФ

37. Пат. 2509236 Российская Федерация, МПК F16/C 33/04. Способ изготовления подшипника скольжения / А.В. Просекова, Л.А. Савин, А.Ю. Родичев, В.Н. П.В. Павликлов, А.Н. Филатов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО "Госуниверситет–УНПК"; 2012123765/11; заявл. 07.06.2012; опубл. 10.03.2014, Бюл. № 7.

38. Пат. 2539515 Российская Федерация F16/C 33/00. Способ получения подшипника скольжения / В.Н. Коренев, А.Ю. Родичев, И.С. Карасёв, А.В. Семёнов Заявитель и правообладатель ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии и ФГБОУ ВПО Орел ГАУ №2013118885/02; заявл. 23.04.2013; опубл. 20.01.2015, Бюл. №2.

39. Пат. 2708410 Российская Федерация, МПК F16C 33/04, B23P 6/00. Способ изготовления подшипника скольжения. / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, Л.А. Савин, А.В. Горин, М.А. Токмакова; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева; № 2018146970; заявл. 26.12.2018; опубл. 06.12.2019, Бюл. № 34.

40. Пат. 2734211 Российская Федерация, МПК F16C 33/04, F16C 33/12, B23P 6/00. Способ изготовления втулки подшипника скольжения. / А. Ю. Родичев, А.В. Горин, Р.Н. Поляков, Л.А. Савин, М.А. Токмакова; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева; № 2019142064; заявл. 16.12.2019; опубл. 13.10.2020, Бюл. № 29.

41. Пат. 2734210 Российская Федерация, МПК F16C 33/04, F16C 33/12, B23P 6/00. Способ изготовления втулки подшипника скольжения. / А.Ю. Родичев, А.В. Горин, Р.Н. Поляков, Л.А. Савин, М.А. Токмакова; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева; № 2019142063; заявл. 16.12.2019; опубл. 13.10.2020, Бюл. № 29.

42. Пат. 2750542 Российская Федерация, МПК F16C 17/02, F16C 17/24, F16C 33/04, G01M 13/04. Мехатронный подшипник скольжения. / А.Н. Новиков, А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, А.В. Горин; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева; № 2020132615; заявл. 23.09.2020; опубл. 29.06.2021, Бюл. № 19.

43. Пат. 2783323 Российская Федерация, МПК F16C 33/04, F16C 33/12. Способ изготовления подшипника скольжения с возможностью диагностики

предельного изнашивания рабочей поверхности. / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, А.В. Горин, И.В. Родичева, А.С. Фетисов.; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева; № 2022114024; заявл. 24.05.2022; опубл. 11.11.2022, Бюл. № 32.

44. Пат. 2783716 Российская Федерация, МПК F16C 17/02. Устройство контроля износа подшипника скольжения / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, С.Г. Попов, А.В. Горин, И.В. Родичева; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева; № 2022110171; заявл. 13.04.2022; опубл. 16.11.2022, Бюл. № 32.

45. Пат. 2822207 Российская Федерация, МПК F16C 17/00. Интеллектуальная опора скольжения. / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, А.К. Поздняков, А.В. Горин; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева; № 2023119668; заявл. 25.07.2023; опубл. 03.07.2024, Бюл. № 19.

46. Пат. 2817311 Российская Федерация, МПК G01M 7/02, G05B 23/00. Устройство для диагностики роторных систем / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, А.К. Поздняков, А.В. Горин; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева; № 2023128243; заявл. 30.10.2023; опубл. 15.04.2024, Бюл. № 11.

### **Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ**

47. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2021680059 Российская Федерация. Программа расчета основных характеристик биметаллических подшипников скольжения / А.Ю. Родичев, А.В. Горин, И.В. Родичева, М.А. Токмакова; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2021669470; заявл. 29.11.2021; опубл. 07.12.2021.

48. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022618435 Российская Федерация. Программа мониторинга состояния подшипника скольжения в реальном времени и предиктивной диагностики предельного изнашивания рабочей поверхности / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, К.К. Настепанин, С.Г. Попов, И.В. Родичева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2022617494; заявл. 25.04.2022; опубл. 06.05.2022.

49. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022662940 Российская Федерация. Программа оценки состояния подшипника скольжения с контролируемым износом / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, М.Э. Бондаренко, А.В. Горин, И.В. Родичева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2022661861; заявл. 24.06.2022; опубл. 07.07.2022.

50. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2023663977 Российская Федерация. Программа мониторинга состояния подшипниковых узлов скольжения в режиме реального времени / О.А. Иванов, А.Ю. Родичев, А.К. Поздняков, И.В. Родичева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2023663333; заявл. 26.06.2023; опубл. 29.06.2023.

51. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2023687914 Российская Федерация. Программа приема, хранения и обработки данных, получаемых от IoT датчиков промышленного оборудования по протоколу MQTT / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, К.В. Васильев,

Д.В. Толкачева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2023687359; заявл. 06.12.2023; опубл. 19.12.2023.

52. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2024612989 Российская Федерация. Программа расчета ресурса эксплуатации подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля / А.Ю. Родичев, М.Э. Бондаренко, И.В. Родичева, К.В. Смирнова, А.Д. Серебренников; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2024612053; заявл. 05.02.2024; опубл. 07.02.2024.

53. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2024612988 Российская Федерация. Интерфейс программирования генеративно-состязательной модели машинного обучения для системы предиктивной диагностики подшипников скольжения / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, К.В. Васильев, Д.В. Толкачева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2024612057; заявл. 05.02.2024; опубл. 07.02.2024.

### **Свидетельства о государственной регистрации базы данных**

54. Свидетельство о государственной регистрации базы данных 2023622228 Российской Федерации. База данных результатов экспериментальных исследований подшипника скольжения с твердым антифрикционным покрытием / Д.Л. Козырев, А.В. Горин, А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, К.В. Васильев; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И.С. Тургенева. – № 2023621938; заявл. 26.06.2023; опубл. 05.07.2023. – 1с.

### **Монографии**

55. Родичев, А.Ю. Машиноведение. Методы повышения прочности сцепления покрытий деталей машин: монография / А.Ю. Родичев, А.В. Горин; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, ОГУ имени И.С. Тургенева. – Орёл: ОГУ имени И.С. Тургенева, 2023. – 167 с.: ил. – ISBN 978-5-9929-1420-7.

### **Публикации в других изданиях**

56. Родичев, А. Ю. Исследование микроструктуры и микротвердости биметаллического подшипника скольжения / А.Ю. Родичев, А.В. Горин, Н.В. Токмаков // Трибология — машиностроению: XII Международная научно-техническая конференция, посвященная 80-летию ИМАШ РАН: матер. конф. - М. - Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2018. – С. 432 – 434.

57. Родичев, А.Ю. Влияние расположения газопламенной горелки на качество наносимого покрытия / А.Ю. Родичев, Н.В. Токмаков, А.В. Горин, А.В. Просекова // VI-я Региональная научно-практическая конференция им. А.Г. Шипунова: матер. конф. – Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева, 2019. – С. 45 – 48.

58. Родичев, А.Ю. Формирование пленочных антифрикционных покрытий на поверхностях трения деталей машин / А.Ю. Родичев, А.В. Паничкин, М.А. Токмакова, А.В. Горин // VI-я Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении»: матер. конф. – М.: ИМАШ РАН. – 2019. – С. 346 – 347.

59. Родичев, А.Ю. Технологическое обеспечение повышения качества антифрикционных покрытий / А.Ю. Родичев, А.В. Горин, Н.В. Токмаков // Всероссийская научно-техническая конференция «Отечественный и зарубежный опыт обеспечения качества в машиностроении»: матер. конф. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2019. – С.144 – 146.
60. Родичев, А.Ю. Многослойные подшипники скольжения / А.Ю. Родичев, С.В. Колпакова, Н.В. Токмаков // Всероссийская научно-практическая конференция им. А.Г. Шипунова: материалы VII всероссийской научно-практической конференции (27 марта 2020 г., г. Ливны). – Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2020. – С. 144 – 147.
61. Родичев А.Ю. Создание модифицированных поверхностей трения / Родичев А.Ю., Новиков А.Н., Горин А.В., Токмакова М.А. // Современные проблемы машиностроения. Сборник трудов XIII Международной научно-технической конференции. Томск, 2020. – С. 58 – 59.

Подписано к печати «\_\_\_» 2025 г.

Усл. печ. л. 2,8 Тираж 120 экз.

Отпечатано на полиграфической базе ОГУ имени И.С. Тургенева  
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95