



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.463:681.518.5

DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-4-306-317

EDN: <https://elibrary.ru/axsypu>



РАЗРАБОТКА БОРТОВОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ КОЛЕС ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

И. А. Гаджиев

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС),
Омск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Целью исследования является разработка базовой конфигурации бортовой системы диагностирования технического состояния поверхности катания колес грузового вагона на ходу поезда и моделирование ее работы.

Материалы и методы. Теоретические исследования основаны на методах аналитической механики Лагранжа, теории колебаний и классической электродинамики. Моделирование проведено для плоской расчетной схемы с использованием численных методов. Обработка результатов выполнена с помощью разработанного алгоритма, реализованного на языке программирования системы Mathcad.

Результаты. Рассмотрена проблема негативного влияния локальных износов поверхности катания колес на состояние ходовой части вагона и рельсового пути, а также на безопасность движения поездов. Предложена базовая конфигурация бортовой системы диагностирования колесных пар грузового вагона с автономным источником электропитания мощностью до 10 Вт, одновременно выполняющим роль датчика. Построена математическая модель диагностических сигналов для локальных износов колеса, на основе результатов которой разработан алгоритм их выявления. Сформулирован критерий оценки геометрических параметров износов, и рассчитаны его пороговые значения для ползунов различной глубины. Определены сигналы тревоги, предполагающие снижение скорости движения поезда.

Обсуждение и заключение. Решение заявленной проблемы является важным как при эксплуатации существующих вагонов, так и при разработке новых, инновационных вагонов с нагрузкой на ось 27–30 тс и скоростями движения до 140 км/ч. Своевременное выявление локальных износов поверхности катания колес вагона позволит повысить уровень безопасности движения и сократить расходы на ремонт вагонов и рельсового пути.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: грузовой вагон, стратегия развития 2030, умный вагон, бортовая система диагностирования, колесная пара, неисправности поверхности катания, локальные износы, критерии неисправности, безопасность движения

Благодарности: автор выражает благодарность научному руководителю Ю. И. Матяшу и рецензентам за полезные замечания и советы, способствовавшие улучшению статьи. С 2022 г. исследования выполняются при финансовой поддержке Фонда содействия инновациям в рамках грантовой программы «УМНИК».

Для цитирования: Гаджиев И. А. Разработка бортовой системы диагностирования технического состояния поверхности катания колес грузовых вагонов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 4. С. 306–317. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-4-306-317>.



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.463:681.518.5

DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-4-306-317

EDN: <https://elibrary.ru/axsypy>

DEVELOPMENT OF AN ON-BOARD SYSTEM FOR DIAGNOSING THE TECHNICAL CONDITION OF THE TREAD SURFACE OF THE WHEELS OF WAGONS

Ibragim A. Gadzhiev

Omsk State Transport University,
Omsk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The aim of the study is to develop a basic configuration of the on-board system for diagnosing the technical condition of the wheels tread surface of a wagon while the train is running and to model its operation.

Materials and methods. The theoretical studies are based on the methods of Lagrange's analytical mechanics, the theory of oscillations and classical electrodynamics. The simulation was carried out for a flat design scheme using numerical methods. The results were processed using the developed algorithm implemented in the programming language of the Mathcad system.

Results. This article studies the problem of the negative impact of local wear of the wheel tread surface on the state of the carriage chassis of the car and the rail track, as well as on the safety of train traffic. The authors propose a basic configuration of an on-board system for diagnosing wheel pairs of a wagon with an autonomous power supply with a power of up to 10 W, which simultaneously acts as a sensor. A mathematical model of diagnostic signals for local wheel wear has been constructed, and an algorithm for their detection has been developed based on the results. A criterion for estimating the geometric parameters of wear is formulated and its threshold values for slots of various depths are calculated. Alarms have been identified that suggest a reduction in the speed of the train.

Discussion and conclusion. The solution of the stated problem is important both in the operation of existing cars and in the development of new, innovative cars with an axle load of 27–30 tf and speeds of up to 140 km/h. Timely detection of local wear of the tread surface of wagon wheels will increase the level of traffic safety and reduce the cost of repairing cars and rail tracks.

KEYWORDS: wagon, development strategy 2030, smart car, on-board diagnostic system, wheel pair, tread surface failures, local wear, failure criteria, traffic safety

Acknowledgments: The author expresses his gratitude to his scientific advisor Yu. I. Matyash and the reviewers for useful comments and advice that contributed to the improvement of the article. Since 2022, research has been carried out with the financial support of the Innovation Promotion Fund under the UMNİK grant programme.

For citation: Gadzhiev I.A. Development of an on-board system for diagnosing the technical condition of the tread surface of the wheels of wagons. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(4):306-317. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-4-306-317>.

Введение. Величина минимального межремонтного пробега является одним из основных критериев отнесения грузового вагона к инновационным. Однако, несмотря на значительно возросшую за последние 9 лет долю таких вагонов в эксплуатации (с 0,5% от парка на конец 2013 г. до 17%, или 210 тыс. ед., на июль 2022 г.) [1], ежегодное поступление грузовых вагонов в текущий отцепочный ремонт (ТОР) на протяжении этого времени остается стабильно высоким [2, 3]. В период 2008–2015 гг. произошло увеличение количества отцепок на 103% с последующим сохранением этого уровня до настоящего времени. При этом рост грузооборота в 2008–2021 гг. происходил плавно и составил лишь 25%, т. е. не являлся фактором, вызвавшим рост отцепок в ТОР.

Наибольшее число отцепок происходит по причине неисправности колесных пар (40,8% в 2021 г.) [2], причем колеса повышенной твердости, в том числе широко применяемые и на инновационных вагонах, оказываются более подверженными локальным износам поверхности катания (ПК), чем обычные (рис. 1) [4].

Также стоит отметить факт значительного «омоложения» парка в течение последних 12 лет, в том числе за счет приобретения новых вагонов и массового исключения старых в период 2014–2017 гг. [3]. Однако и это не привело к снижению количества отцепок. Динамика изменения величины общего парка грузовых вагонов России приведена на рис. 2 [5].

В современных условиях интенсификации грузоперевозочного процесса несвоевременное выявление неисправностей колесных пар у планируемых к внедрению инновационных вагонов с нагрузкой на ось 27–30 тс станет причиной длительных повышенных динамических нагрузок на их узлы и верхнее строение пути. Таким образом, существующий «точечный» контроль напольными и постовыми средствами диагностирования

становится недостаточным, так как эксплуатируемые системы и комплексы располагаются на крупных станциях и не способны сообщать актуальную информацию о техническом состоянии грузовых вагонов на протяжении всего маршрута следования поезда. Разработка бортовой системы диагностирования ходовой части грузового вагона становится одним из наиболее актуальных путей повышения безопасности движения поездов.

При разработке базовой конфигурации системы диагностирования возникает задача определения узла для первоочередного контроля. С целью ее решения был проведен анализ неисправностей грузовых вагонов, оказывающих значительное влияние на уровень безопасности движения.

Актуальность проблемы своевременного выявления локальных износов ПК колес на ходу поезда.

При проведении анализа установлено, что в соответствии с Правилами технической эксплуатации железных дорог РФ (ПТЭ) при обнаружении в пути следования на колесе ползуна или наvara глубиной от 2 до 6 мм разрешается довести такой вагон без отцепки от поезда со скоростью не выше 15 км/ч до ближайшей железнодорожной станции, где колесная пара должна быть заменена. Таким образом, пройденный путь от места возникновения повреждения до контрольного пункта или ПТО, где повреждение будет зафиксировано, может достигать 100 км и более [6, с. 13], что проиллюстрировано схемой на рис. 3. При этом каждые 3 м будет происходить ударное взаимодействие колеса и рельса, разрушающее подшипник буксового узла, заклинивание которого приведет к скорому излому оси колесной пары и сходу вагона.

Из результатов разных исследований взаимодействия в системе «колесо — рельс» известно о влиянии ползуна на следующие элементы:

- ходовая часть: при наличии на ПК колес повреждений в виде ползунов и наваров от 3 мм возникают импульсные ударные силы величиной 525 кН, превышающие в 2 раза и более силы статического воздействия колеса на рельс [7];

- обод колеса: процесс образования ползунов размером более 0,7–0,9 мм напрямую приводит к изменению структуры металла и упрочнению поверхностного слоя в 1,5–3 раза. Наличие таких высокотвердых слоев в процессе эксплуатации колесной пары приводит к образованию подповерхностных трещин и отслаиванию металла, а ударное взаимодействие ползуна с рельсом — к образованию выщербинов [8];

- боковые рамы: при наличии ползунов глубиной более 3 мм и скорости движения 40–70 км/ч в зоне R55 буксового проема рамы возникают напряжения до 50–65 МПа, превышающие предел выносливости для боковой рамы $\sigma_{-1} = 45$ МПа [9];

- рельсы: для величины ползуна глубиной 2 мм при жесткости пути более $200 \cdot 10^6$ Н/м в диапазо-

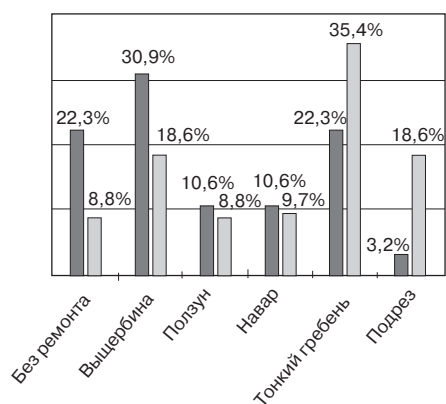


Рис. 1. Распределение повреждений цельнокатанных колес:

■ — колесо повышенной твердости; □ — колесо обычной твердости

Fig. 1. Damage distribution of whole-rolled wheels:

■ — increased hardness wheel; □ — normal hardness wheel

не скоростей выше 25 км/ч величины контактных давлений превышают предел контактной выносливости поверхности рельсов, который составляет $\sigma_{\text{конт}} = (1250 \pm 60)$ МПа [10].

Анализ статистических данных. В соответствии с методикой ПКБ ЦВ [11] общее количество обтачиваемых колес в период 2016–2020 гг. в пересчете на год составило 5704 тыс. шт., в том числе при ТОР среднее количество обточек составляет 2053 тыс., при плановых видах ремонта — 3651 тыс. колес. В связи с тем, что при выявлении ползунов и наваров свыше 1 мм вагон должен быть передан в текущий ремонт при первой возможности, примем допущение, что при плановых видах ремонта обточек по этим неисправностям не производится. Это допущение также основано на том, что износы размером менее 1 мм будут при эксплуатации вагона затираться тормозными колодками, а также, пластически деформируясь, переходить в неравномерный прокат.

Исходя из статистических данных различных публикаций, например [4], ежегодно среднее количество обточек в период с 2017 по 2021 г. по ползунам и наварам в сумме составляет около 18 %. Так как в этих источниках нет прямого указания на то, является ли эта доля частью всего объема обточек или лишь произведенных при ТОР, то примем меньшее значение, или 369,5 тыс. колес.

Таким образом, каждый год должно было происходить от 46,2 тыс. до 92,4 тыс. отцепок четырехосных вагонов, в зависимости от того, были ли износы выявлены на колесных парах (КП) обеих тележек или только одной. При этом в 2021 г. по ползунам и наварам было произведено всего около 2,7 тыс. отцепок (0,5 % от всех отцепок по неисправностям КП) [2], т. е. отличие в 17 раз и более. Для сравнения: в период с 2004 по 2015 г. в среднем производилось 17,4 тыс. отцепок в год по ползунам (5–10 % от всех отцепок по неисправностям КП), после чего начался спад, который не имел никаких предпосылок. Напротив, массово появившиеся колеса повышенной твердости оказались более подвержены локальным износам [4].

Из публикации [12] известно, что в 2020 г. в Узбекистане ползуны составляли около 9 % отцепок по неисправностям колес, тогда как в России всего около 0,7 %. Такое значительное отличие не может объясняться ни разницей в размерах парков вагонов, ни их техническим состоянием, так как по остальным видам износов КП соответствующие доли примерно равны.

Заслуживает внимания еще и тот факт, что в 2013 г. одновременно с резким снижением числа отцепок по ползунам начался рост отцепок по выщербинам (с 79,3 тыс. до 157,6 тыс. вагонов к 2021 г., или +98,7 %), что отражено на рис. 4 [2, 13, 14].

Из этого следует, что на каком-то из этапов формирования статистических данных происходит их искажение. Можно предположить, что выявленные ползуны

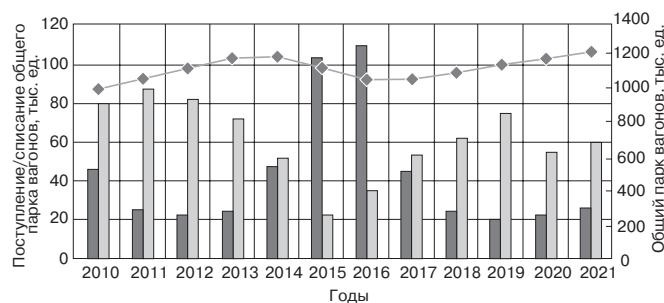


Рис. 2. Динамика списания и закупок грузовых вагонов за период с 2010 по 2021 г.:

■ — списание; □ — поступление; ◆ — парк на конец года

Fig. 2. Dynamics of checkings and purchases of wagons for the period from 2010 to 2021 г.:

■ — checking; □ — acquisition; ◆ — freight car fleet at the end of the year

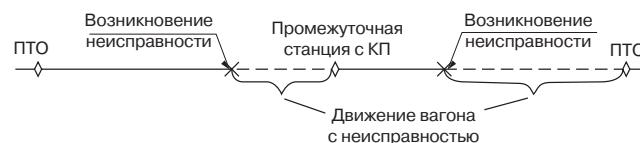


Рис. 3. Условная схема гарантийного участка: ПТО — пункт технического обслуживания; КП — контрольный пост

Fig. 3. Conditional diagram of the guarantee section: ПТО — maintenance point; КП — control post

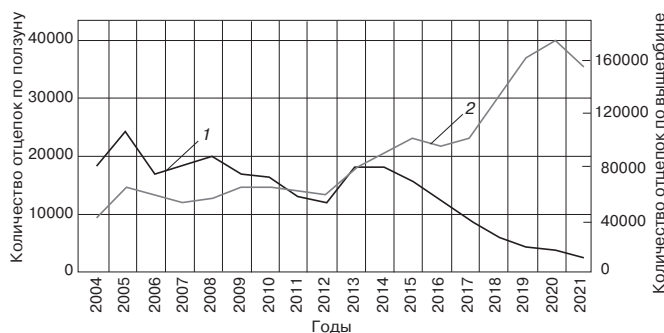


Рис. 4. Статистика отцепок в ТОР грузовых вагонов по ползунам и выщербинам за период с 2004 по 2021 г.: 1 — ползуны; 2 — выщербины

Fig. 4. Statistics of uncouplings for the current uncoupling repair of wagons for slots and dents for the period from 2004 to 2021: 1 — slots; 2 — dents

регистрируются как выщербины, например, с кодом неисправности 611 (выщербины по светлым пятнам, ползунам, наварам) [15], так как факт выявления ползуна может повлечь за собой необходимость установления виновных в причине его возникновения, или какая-то доля КП с ползунами допускается в эксплуатацию до тех пор, пока на их поверхности не образовывается выщербина.

Опираясь на приведенные разнородные данные, можно утверждать, что в реальности количество

отцепок по ползунам в статистике занижено более чем на порядок, и эта неисправность является довольно частой.

С учетом того, какое негативное влияние оказывают ползуны на путь и ходовую часть вагона, а также время, в течение которого они могут оставаться не обнаруженными, рассматриваемая проблема своевременного выявления локальных износов колеса является актуальной для железнодорожного транспорта, а также приоритетной при разработке средств бортового диагностирования. Решение данной проблемы

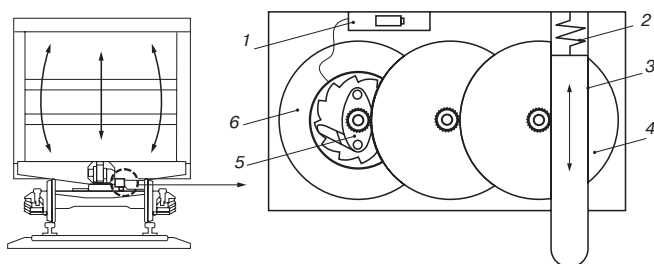


Рис. 5. Схема электромеханической части бортовой системы технического диагностирования ПК колес грузовых вагонов в базовой конфигурации:

1 — аккумулятор с контроллером заряда; 2 — пружина; 3 — шток с зубчатой рейкой; 4 — мультипликатор; 5 — храповой механизм; 6 — генераторная часть

Fig. 5. Diagram of the electromechanical part of the on-board system for technical diagnostics of the wheels tread surface of wagons in the basic configuration:

1 — battery with charge controller; 2 — spring; 3 — stock with gear rack; 4 — multiplier; 5 — ratchet mechanism; 6 — generator part

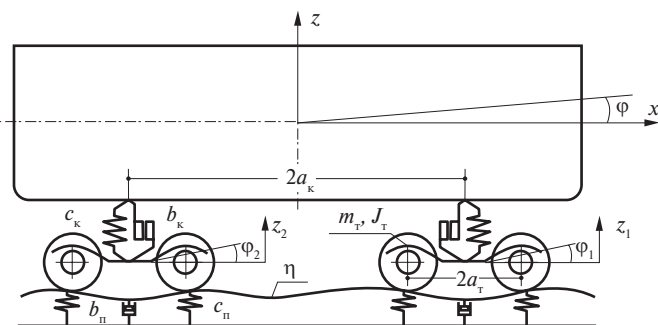


Рис. 6. Расчетная схема четырехосного полувагона:

c_k, c_n — жесткость рессорного подвешивания кузова и пути; b_k, b_n — показатели демпфирования кузова и пути; a_k, a_t — половина длин баз кузова и тележек; m_t, J_t — масса тележки; J_t — момент инерции тележки; $\varphi, \varphi_1, \varphi_2$ — угловые перемещения кузова и тележек; z, z_1, z_2 — вертикальные перемещения кузова и тележек; η — неровность пути

Fig. 6. Calculation model of a four-axle open-box wagon:

c_k, c_n — stiffness of the spring suspension of the body and the track; b_k, b_n — damping indicators of the body and the track; a_k, a_t — half lengths of bases of the body and the bogies; m_t — mass of the bogie; J_t — the moment of inertia of the bogie; $\varphi, \varphi_1, \varphi_2$ — angular movements of the body and the bogies; z, z_1, z_2 — vertical movements of the body and the bogies; η — track irregularity

особенно важно при производстве новых грузовых вагонов с нагрузкой на ось 27–30 тс и скоростями движения до 140 км/ч.

Предлагаемое техническое решение. Автономность разрабатываемой бортовой системы достигается за счет преобразования механической энергии колебания кузова вагона в электрическую. Как следствие, генерируемое напряжение напрямую зависит от амплитуды и частоты этих колебаний, что теоретически позволяет использовать устройство в режиме датчика, например, для контроля ходовых частей вагона.

Такой подход позволит сделать базовую конфигурацию устройства беспроводной с размещением под кузовом (по одному устройству над каждой тележкой), сохранив при этом возможность дальнейшего расширения спектра выявляемых неисправностей. Процесс внедрения системы минимально усложнит технологию обслуживания и ремонта грузовых вагонов, а также их конструкцию.

Принцип работы устройства (рис. 5) заключается в следующем: при движении грузового вагона по рельсовой колее происходят колебания его кузова, и, как следствие, происходят колебания самого устройства, жестко закрепленного на хребтовой балке рамы вагона. В результате этого подпружиненный шток 3, упирающийся в балочку авторежима, начинает совершать возвратно-поступательные движения, которые через мультипликатор 4 приводят во вращение вал генераторной части 6, что в свою очередь обуславливает наведение электродвижущей силы (ЭДС) в катушках. Использование в конструкции храпового механизма 5 обеспечивает одностороннее вращение вала. На устройство получен патент на полезную модель [16].

Таким образом, регистрация выходного напряжения устройства (сигнала) позволяет выявлять локальные износы поверхности катания КП, вызывающие периодическое ударное взаимодействие колеса и рельса: ползуны, навары, различные выщербины, создающие возмущения, аналогичные ползунам. На данном этапе базовая конфигурация системы не будет различать вид неисправности, а сможет лишь определять наличие локального износа ПК и оценивать его размер, исходя из предположения, что это ползун.

Математическое моделирование регистрируемых сигналов. На основе энергетического метода Лагранжа сформирована математическая модель, описывающая влияние ползунов на выходное напряжение генераторной части устройства электропитания. В связи с тем, что односторонние ползуны выявляются менее чем в 5% случаев от всех отцепок по этой неисправности [14], принята плоская расчетная схема, представленная на рис. 6.

Математическая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений в матричном виде:

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = F(t), \quad (1)$$

где M , B , C — матрицы инерционных, диссипативных и жесткостных коэффициентов соответственно; q , \dot{q} , \ddot{q} — обобщенная координата, ее первая и вторая производные по времени соответственно; $F(t)$ — внешнее возмущение.

Уравнения движения кузова и тележек представляют собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} m_k \ddot{z}_k + b_k (2\dot{z}_k - \dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_k (2z_k - z_1 - z_2) &= 0; \\ J_k \ddot{\phi}_k + a_k b_k (2a_k \dot{\phi}_k - \dot{z}_1 + \dot{z}_2) + a_k c_k (2a_k \phi_k - z_1 + z_2) &= 0; \\ m_t \ddot{z}_1 - b_k (\dot{z}_k - \dot{z}_1 + a_k \dot{\phi}_k) - c_k (z_k - z_1 + a_k \phi_k) + 2b_n \dot{z}_1 + 2c_n z_1 &= b_n (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2) + c_n (\eta_1 + \eta_2); \\ J_t \ddot{\phi}_1 + 2b_n a_t^2 \dot{\phi}_1 + 2c_n a_t^2 \phi_1 &= a_t (b_n (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) + c_n (\eta_1 - \eta_2)); \\ m_t \ddot{z}_2 - b_k (\dot{z}_k - \dot{z}_2 - a_k \dot{\phi}_k) - c_k (z_k - z_2 - a_k \phi_k) + 2b_n \dot{z}_2 + 2c_n z_2 &= b_n (\dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4) + c_n (\eta_3 + \eta_4); \\ J_t \ddot{\phi}_2 + 2b_n a_t^2 \dot{\phi}_2 + 2c_n a_t^2 \phi_2 &= a_t (b_n (\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4) + c_n (\eta_3 - \eta_4)), \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где m_k , m_t — масса кузова и тележек соответственно, кг; b_k , b_n — показатели демпфирования кузова и пути, Н·с/м; c_k , c_n — жесткость рессорного подвешивания кузова и пути, Н/м; z_k , z_1 , z_2 — вертикальные перемещения кузова и тележек, м; ϕ_k , ϕ_1 , ϕ_2 — угловые перемещения кузова и тележек, м; $\eta_1 \dots \eta_4$ — неровность под каждой из КП, м; a_k , a_t — половина длин баз кузова и тележек, м; J_k , J_t — моменты инерции кузова и тележек, кг·м².

При моделировании гаситель колебаний сухого трения заменен на эквивалентный по действию гидравлический. Условный коэффициент демпфирования b_k был определен исходя из принципа равенства энергии, накапливаемой в системе и расходуемой гасителем за один период колебаний. Также при моделировании принимались следующие допущения и ограничения:

- кузов вагона и тележки представляют собой твердые тела, имеющие по две степени свободы;
- движение колес происходит без отрыва от рельсов;
- неровности на обоих нитях рельсовой колеи одинаковые;
- сила трения в фрикционных гасителях пропорциональна сжатию рессорных комплектов;
- рельсовый путь упруговязкий.

Далее рассматриваются колебания полностью загруженного вагона и порожнего, но модель также позволяет производить расчет для любой загрузки, изменяя входные данные.

В качестве исходной неровности пути принята так называемая двугорбая неровность, предложенная проф. Н. Н. Кудрявцевым [17]. Для каждой КП, кроме первой по ходу движения, она задана со смещением по времени исходя из размеров баз тележек и кузова. Запись функции, описывающей данную неровность, и ее производная будут иметь вид

$$\eta(t) = |A \sin(\omega t) + B \sin(3\omega t)| - 0,0025; \quad (3)$$

$$\frac{d\eta}{dt} = (\text{sign}(A \sin(\omega t) + B \sin(3\omega t))) \times (A \cos(\omega t) \omega + 3B \cos(3\omega t) \omega), \quad (4)$$

где A и B — характеристики прогиба рельсового звена, м; ω — угловая частота, рад/с.

Для моделирования возмущения от локальных износов на КП используется модель единичной неровности пути, имитирующая воздействие ползуна с закатанными краями [18]. Для ее циклического повторения функция задана рекурсивно с помощью встроенного в систему Mathcad языка программирования. Результат суммируется с функцией, определяющей неровность для четвертой по ходу движения КП вагона, после чего рассчитывается скорость изменения воздействия итоговой неровности. Модели неровностей пути представлены на рис. 7.

По результатам расчетов с помощью метода Рунге — Кутты получены значения скоростей и вертикальных линейных перемещений тележек, кузова и штока устройства при скорости движения 60 км/ч (рис. 8).

Дальнейшее моделирование производится с использованием полученных расчетных данных о движении штока устройства, определенных как разность между перемещениями центра неподрессоренных масс опорной тележки и пятником кузова с учетом его наклона от колебаний галоирования, т. е. при расчете принимается допущение, что шток находится над геометрическим центром тележки. При этом смещение относительно продольно-вертикальной плоскости можно минимизировать, разместив шток ближе к краю корпуса устройства, а также сократив зазор между самим корпусом и хребтовой балкой. Таким образом, колебания боковой качки будут давать небольшую постоянную составляющую по всей длительности сигнала, которая может быть учтена при его обработке (усреднена за счет увеличения длительности регистрации сигнала).

Более критичным может оказаться смещение штока относительно поперечно-вертикальной плоскости тележки, так как один и тот же уровень сигнала будет создаваться различными по глубине ползунами в зависимости от возникновения на той или иной КП одной тележки. Например, при определении системой ползунов глубиной 2 мм это может оказаться либо завышением оценки на 0,3 мм на ближней к штоку КП

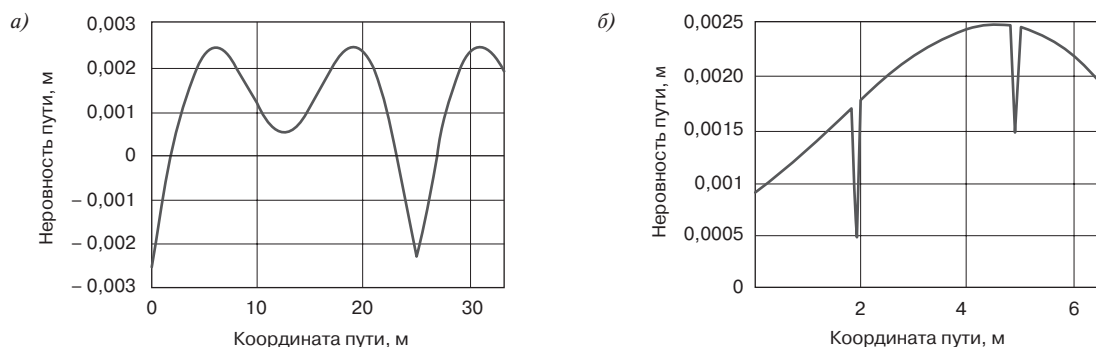


Рис. 7. Графические представления моделей:

a — неровности пути; *b* — неровности пути, имитирующей ползуны глубиной 1 мм на четвертой по ходу движения КП (фрагмент)

Fig. 7. Graphical representations of models:

a — of the track irregularity; *b* — of the track irregularities, simulating slots 1 mm deep on the fourth wheel pair along the movement path (fragment)

(в действительности 1,7 мм), либо занижением на 0,4 мм на дальней (в действительности 2,4 мм). Так как выявление ползунов глубиной свыше 2 мм является основанием для существенного снижения скорости до 15 км/ч, то эту погрешность можно компенсировать занижением оценки на 0,3–0,4 мм, что не является критичным с учетом одинакового уровня снижения скорости вплоть до 6 мм.

Уравнение, описывающее процесс формирования сигналов, представляет собой выражение для ЭДС обмотки якоря. Для всего генератора при соединении обмоток «звездой» оно принимает вид

$$e_r = Blv \sin \alpha n_{\text{пров.ф}} \sqrt{3}, \quad (5)$$

где e_r — ЭДС в контуре при частоте вращения 1 об/мин, В; B — значение магнитной индукции, Тл; l — активная длина проводника, м; v — скорость перемещения проводника, м/с; α — угол между векторами скорости проводника и магнитной индукции; $n_{\text{пров.ф}}$ — количество витков на одну фазу.

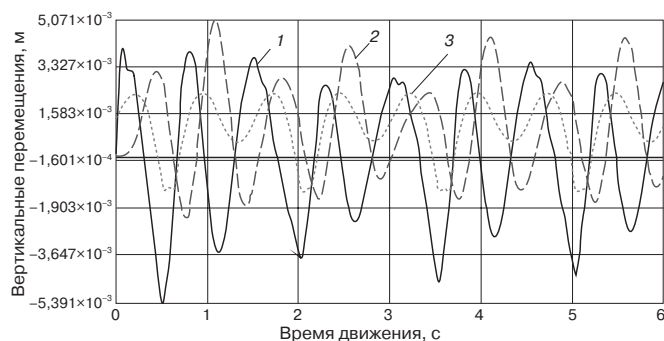


Рис. 8. Результаты моделирования вертикальных колебаний: 1 — штока устройства; 2 — кузова вагона; 3 — опорной тележки

Fig. 8. Results of simulation of vertical oscillations:

1 — of the device rod; 2 — of the wagon bodies; 3 — of the dolly

ЭДС (E_r , В), выходное напряжение (U_r , В) и ток генератора (I_r , А) при этом будут равны

$$E_r = e_r \frac{n_p}{60}; \quad (6)$$

$$U_r = E_r - U_{\text{акк}}; \quad (7)$$

$$I_r = \frac{U_r}{R_r}, \quad (8)$$

где n_p — частота вращения ротора генератора, об/мин; $U_{\text{акк}}$ — зарядное напряжение аккумулятора с учетом падения напряжения на диодном мосту, В; R_r — сопротивление обмоток генератора с учетом соединения «звездой», Ом.

При прекращении механического воздействия на шток мультипликатор и ротор генератора продолжают вращение под действием сил инерции, поэтому необходимо учесть электромагнитный момент якоря, стремящийся замедлить вращение всего механизма (трением в подшипниках и мультипликаторе пренебрежем):

$$M_{\text{эм}} = B l I_r n_{\text{пров.ф}} r_{\text{я}}, \quad (9)$$

где $r_{\text{я}}$ — радиус якоря по средней линии магнитов, м.

После расчета электромеханических и геометрических параметров устройства смоделированы зависимости частоты вращения ротора, напряжения и тока генератора от времени. На рис. 9 представлены графики сигналов исправных колес и колес с различными ползунами при движении со скоростью 60 км/ч. Из результатов моделирования определена максимальная выходная мощность устройства электропитания, которая составляет 10 Вт.

Разработка алгоритма обработки сигнала и определение критерия оценки неисправности. Из анализа зависимостей (рис. 9) следует, что при имитации локальных

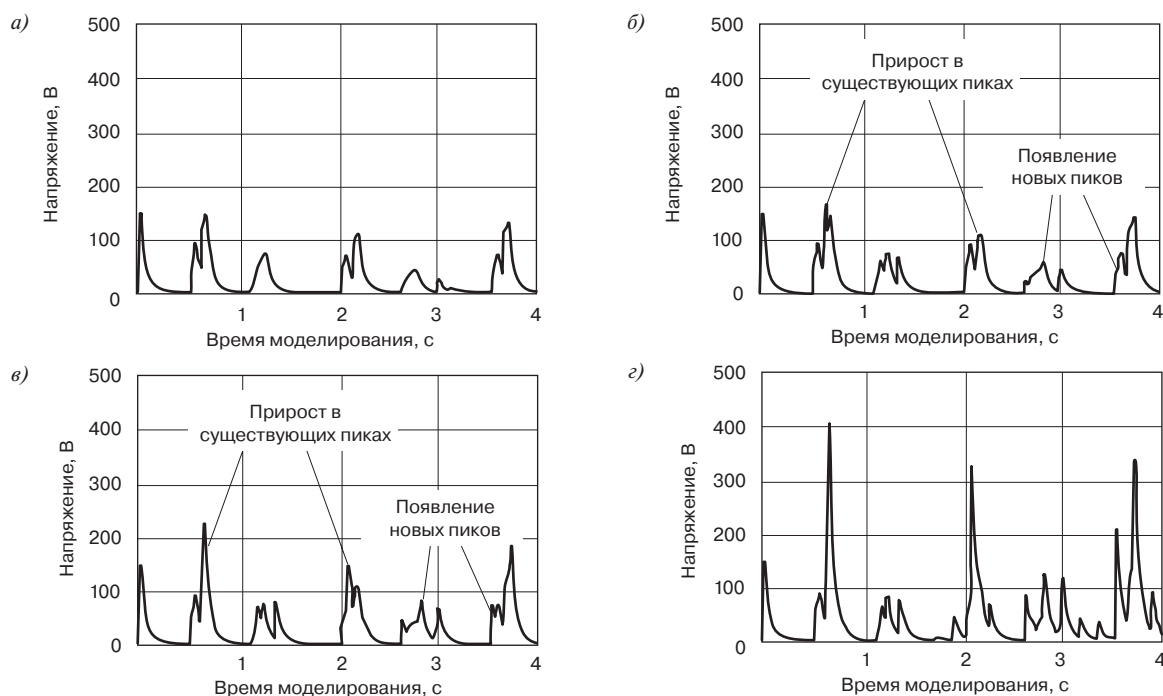


Рис. 9. Изменение выходного напряжения при исправных колесах (а) и колесах с ползунами глубиной 1 мм (б), 2 мм (в) и 4 мм (г)
 Fig. 9. Change in output voltage with serviceable wheels (a) and wheels with slots 1 mm deep (б), 2 mm deep (в) and 4 mm deep (г)

повреждений колес в выходной характеристике устройства увеличиваются существующие пики электрического напряжения и появляются дополнительные, причем периодичность их равна $t_{повр} = \pi D / v$, где D — диаметр колеса, а v — скорость движения вагона (рис. 10).

При равном количестве измеренных точек n в сигналах без неисправности и с неисправностью из рис. 10 справедливо следующее выражение:

$$\sum U'_r > \sum U_r, \quad (10)$$

где $\sum U_r$ — сумма значений электрического напряжения для сигнала при исправных КП, $U_r = \sum_{i=1}^n U_i$, В; $\sum U'_r$ — аналогичная сумма для сигнала от неисправной КП, $U'_r = \sum_{i=1}^n U'_i$, В; i — порядковый номер значения; n — количество измеренных значений через интервал $t_{повр}$.

Исходя из этого разработан алгоритм для расчета $\sum U'_r$ и $\sum U_r$ (рис. 11), выполняющийся следующим образом. После формирования массива Ug с измеренными значениями напряжения за фиксированный период времени $t_{изм}$ происходит определение всех локальных максимумов (пиков) напряжения и формируется массив с их временными координатами U_p (в виде их индексов в массиве Ug). Далее для каждого пика производится суммирование значений напряжения для всех моментов времени, удаленных от обрабатываемого пика с периодичностью $t_{повр}$, и выбирается максимальная из этих сумм.

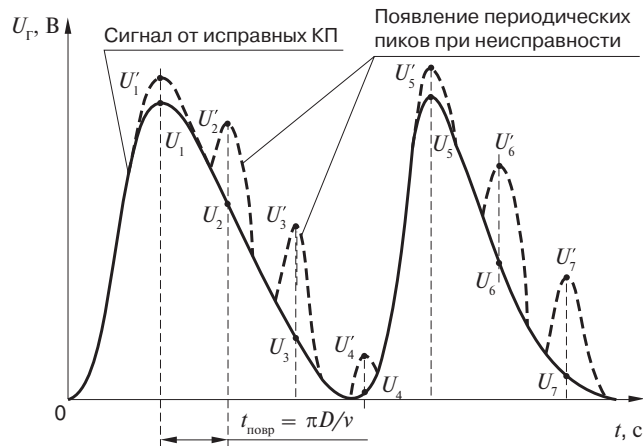


Рис. 10. Периодическое изменение сигнала при наличии неисправности КП:
 $U'_1...U'_7$ — значения электрического напряжения при наличии неисправности через интервал времени $t_{повр}$, соответствующий одному обороту КП (штриховая линия); $U_1...U_7$ — аналогичные значения сигнала в случае исправных КП (сплошная линия)

Fig. 10. Periodic signal change in the presence of a malfunction of the wheel pair:
 $U'_1...U'_7$ — the values of the electrical voltage in the presence of a malfunction after a time interval $t_{повр}$, corresponding to one revolution of the wheel pair (dashed line); $U_1...U_7$ — similar signal values in case of serviceable wheel pairs (solid line)

За счет этого импульсы от единичных неровностей пути и стыков будут давать меньшие значения сумм через интервал $t_{повр}$, чем сумма более частых пиков от

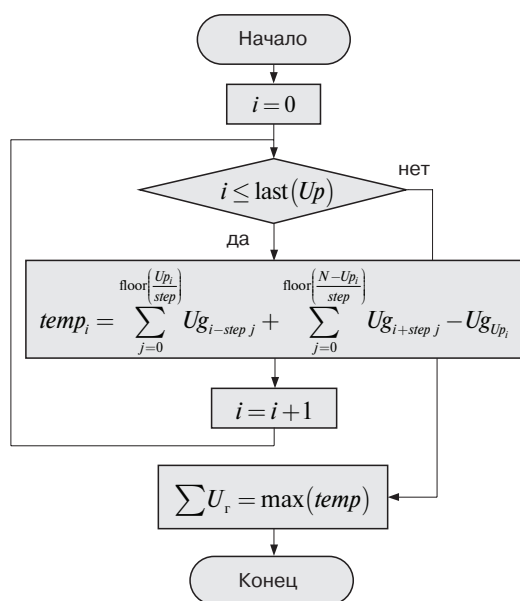


Рис. 11. Блок-схема алгоритма расчета $\sum U_r'$ и $\sum U_r$:
i — индекс элемента массива значений напряжения U_g ;
temp — временной массив с суммами; *step* — периодичность удара ползуна соответствующая $t_{\text{повр}}$; *last()* — функция, определяющая индекс последнего элемента массива; *floor()* — функция округления; *max()* — функция для определения наибольшего элемента массива

Fig. 11. Block diagram of the algorithm for calculating $\sum U_r'$ and $\sum U_r$:
i — element index of the array of voltage values U_g ;
temp — temporal array with sums; *step* — the periodicity of the impact of the slider corresponding to $t_{\text{повр}}$; *last()* — a function that determines the index of the last element of the array; *floor()* — rounding function; *max()* — a function to determine the largest element of the array

ползуна, и, как следствие, они будут проигнорированы алгоритмом (по условию выбора наибольшей из сумм). При возникновении чрезмерно высоких единичных пиков можно дополнительно предусмотреть их фильтрацию.

Таким образом, в качестве критерия оценки размеров локальных износов δ принимается прирост $\sum U_r'$ относительно $\sum U_r$, рассчитанных за равные промежутки времени, т. е.

$$\delta = \frac{\sum U_r' - \sum U_r}{\sum U_r} 100\%. \quad (11)$$

Контроль возникновения неисправностей проводится на прямых участках пути при установившемся режиме движения после каждой остановки подвижного состава на перегоне. Нормируемое значение $\sum U_r$ предлагается определять как усредненное по ближайшим вагонам, так как вероятность одновременного возникновения ползунов у группы вагонов мала. В настоящее время ведется разработка алгоритма, использующего только текущий регистрируемый сигнал для расчета нормируемого $\sum U_r$, т. е. без данных от соседних вагонов, что позволит исключить влияние их технического состояния на результат контроля.

После обработки результатов моделирования получены следующие пороговые значения критерия δ для грузового вагона при скорости 60 км/ч (табл. 1, рис. 12). Пороговое значение показывает прирост сигнала, при котором происходит распознавание повреждения с глубиной *h* на ПК колеса.

Из графиков следует, что оптимальная длительность регистрации сигнала $t_{\text{изм}}$ составляет около 18–24 с, так как в этом диапазоне для груженого вагона (рис. 12, а) отсутствуют пересечения пороговых значений критерия δ для ползунов 1 и 2 мм, что исключает их ошибочное определение. Так как износы до 1 мм допускаются в эксплуатацию, то значения для $h=1$ в табл. 1 являются верхним пороговым значением для исправного состояния КП.

Полученные данные и алгоритм предлагается использовать при оценке геометрических параметров

Таблица 1

Результаты обработки смоделированных сигналов при различной длительности регистрации сигнала $t_{\text{изм}}$

Table 1

The results of processing simulated signals at different duration of signal registration $t_{\text{изм}}$

<i>h</i> , мм	Пороговые значения критерия δ , %									
	$t_{\text{изм}} = 6$ с		$t_{\text{изм}} = 12$ с		$t_{\text{изм}} = 18$ с		$t_{\text{изм}} = 24$ с		$t_{\text{изм}} = 30$ с	
	груз.	порож.	груз.	порож.	груз.	порож.	груз.	порож.	груз.	порож.
1	36,8	13,7	36,5	17,4	29,0	19,1	26,8	11,4	25,3	10,1
2	23,4	89,1	40,4	89,7	66,0	81,0	60,8	72,2	64,3	65,5
4	142,8	331,0	158,2	378,3	216,3	314,3	203,1	299,7	210,7	289,2
6	566,8	599,9	680,6	761,9	539,4	631,9	536,6	597,5	534,8	591,5

Примечание: груз. — груженный вагон; порож. — порожний вагон.

Note: груз. — loaded wagon; порож. — empty wagon.

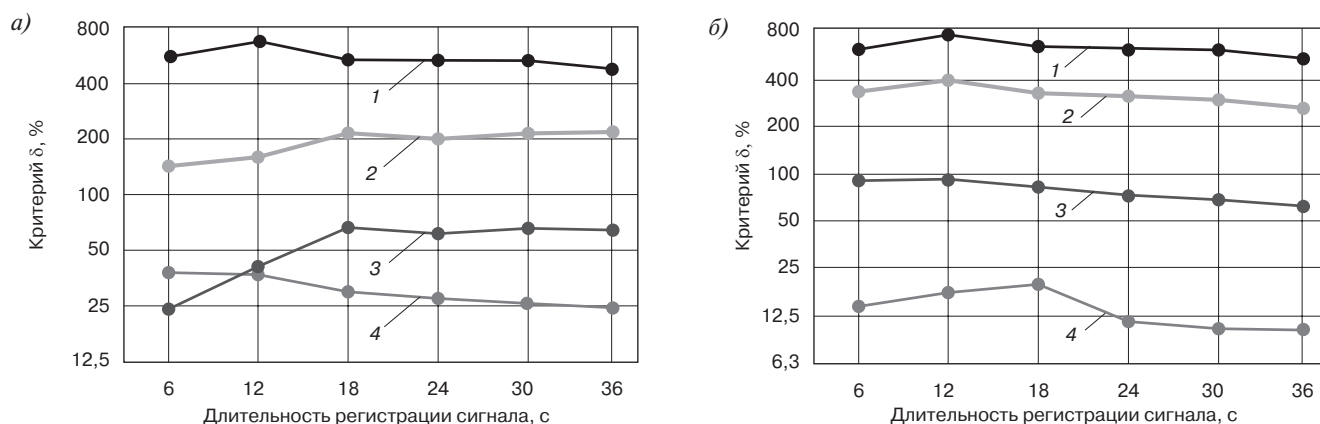


Рис. 12. Пороговые значения критерия оценки глубины ползунов при скорости 60 км/ч (масштаб оси ординат логарифмический): а — грузный вагон; б — порожний вагон: 1 — 6 мм; 2 — 4 мм; 3 — 2 мм; 4 — 1 мм

Fig. 12. Threshold values of the criterion for estimating the depth of the slots at a speed of 60 km/h (the scale of the y-axis is logarithmic): а — loaded wagon; б — empty wagon: 1 — 6 mm; 2 — 4 mm; 3 — 2 mm; 4 — 1 mm

Таблица 2

Вырабатываемые системой сообщения по результатам диагностирования на ходу поезда

Table 2

System generated messages according to the results of diagnostics during the movement of the train

Сообщение бортовой системы диагностирования	Состояние грузового вагона	Значения критерия δ	Требуемое снижение скорости
«Тревога 1»	Грузный	Свыше 66 %	До 15 км/ч
	Порожний	Свыше 81 %	
«Тревога 2»	Грузный	Свыше 539,4 %	До 10 км/ч
	Порожний	Свыше 631,9 %	

локальных износов ПК колес на ходу поезда, что позволит оперативно выполнять снижение скорости движения в соответствии с ПТЭ и Инструкцией по техническому обслуживанию вагонов в эксплуатации (№ 808-2017 ПКБ ЦВ).

Достоверность предложенного способа контроля, условия применения. Стоит отметить, что принятые при моделировании допущения могут повлиять на точность результатов диагностирования для износов размером менее 2 мм, а сама конструкция устройства может оказаться нечувствительной к таким небольшим повреждениям, но учитывая, что для этих размеров устанавливается ограничение скорости лишь до 70 км/ч, а скорость движения грузовых поездов на сегодняшний день около 80 км/ч, то это не является критичным и будет усовершенствовано в дальнейшем. Принимая также во внимание погрешности, вызываемые смещением реальной точки контроля

от центра тележки, на данном этапе предлагается вырабатывать сигналы «Тревога 1» и «Тревога 2» (табл. 2) исходя из значений для локальных износов 2 и 6 мм, так как внутри этого диапазона инструкциями устанавливается одинаковое снижение скорости.

В целях повышения точности контроля параллельно исследуется возможность сочетания рассмотренного метода генерирования электроэнергии с вибрационным, в том числе с применением технологий микроэлектромеханических систем (MEMS energy harvesting).

Заключение. В результате проведенного исследования установлено, что проблема оперативного выявления локальных износов поверхности катания колес является актуальной, а ее решение приоритетно при разработке бортовых средств диагностирования для грузовых вагонов. Внедрение такой системы позволит повысить уровень безопасности движения поездов, сократить расходы на ремонт вагонов и рельсового пути.

Предложенное техническое решение является одновременно автономным источником электропитания мощностью до 10 Вт и датчиком для оценки технического состояния колесных пар, что упрощает и удешевляет базовую конфигурацию бортовой системы. Подобный подход будет интересен, например, при реализации устройства геолокации вагона, где изначально не предусмотрен отдельный датчик для контроля ходовых частей.

Сформированная математическая модель устройства позволила разработать алгоритм обработки сигнала и оценить требуемую длительность его регистрации. Определен критерий оценки геометрических параметров локальных износов колес и рассчитаны его

пороговые значения для ползунов глубиной 1, 2, 4 и 6 мм. Определены сигналы тревоги, вырабатываемые системой на ходу поезда, предполагающие снижение скорости его движения.

Дальнейшая работа направлена на проведение лабораторных исследований устройства с целью совершенствования его конструкции, алгоритмов и математической модели, а также на изучение вопроса оценки остаточного ресурса колесной пары. В рамках выполнения работы по грантовой программе «УМНИК» будет изготовлен прототип разрабатываемой бортовой системы.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Усов П. Инновации складываются в парк [Электронный ресурс]: специальный проект журнала «РЖД-Партнер» // РЖД-Партнер.ру: [сайт]. URL: <https://spec.rzd-partner.ru/page31411071.html> (дата обращения: 02.09.2022).
2. Агафонов М. С. Отцепки грузовых вагонов в неплановый ремонт за 2021 г. // Вагоны и вагонное хозяйство. 2022. № 1 (69). С. 17–18.
3. Матяш Ю. И., Гаджиев И. А. Разработка бортового устройства мониторинга технического состояния поглощающего аппарата грузового вагона // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2019. Т. 78, № 4. С. 218–226. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-4-218-226>.
4. Бисерикан М. И., Петроченко С. В., Кашбулина А. Ш. Влияние жесткости технологической системы при лезвийной обработке на качество поверхности катания колеса грузового вагона // Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте: материалы XVI науч. конф., посвящен. Дню российской науки (Омск, 8 февраля 2022 г.) / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск: ОмГУПС, 2022. С. 110–119.
5. Списание и закупки железнодорожного подвижного состава по итогам 2021 года [Электронный ресурс] // Информационное агентство «INFOLine»: [сайт]. URL: <https://infoline.spb.ru/news/?news=%20%20%20%20%20214765> (дата обращения: 02.09.2022).
6. Савченко М. А. Расчетное обоснование протяженности гарантийного участка пункта технического обслуживания с учетом оценки технического состояния тормозной системы грузовых вагонов: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Российский университет транспорта. М.: РУТ, 2019. 217 с.
7. Краснов О. Г., Астанин Н. Н. Влияние ударных сил на прочностные характеристики железнодорожного земляного полотна // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2017. Т. 76, № 2. С. 85–93. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-2-85-93>.
8. Демьянов А. А. Исследование влияния размера одностроннего ползуна, образуемого при движении юзом, на характер разрушения кругов катания колесных пар // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2003. № 2. С. 13–19.
9. Краснов О. Г., Ноздрачев Г. С., Гасюк А. С. Нагруженность литых несущих конструкций трехэлементной тележки 18-100 при наличии дефектов на поверхности катания колес // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2016. Т. 75, № 3. С. 161–168. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-3-161-168>.
10. Тимкова А. Ю., Ефимов Р. А., Шорохова Л. С. Оценка контактной нагруженности рельсов при наличии ползунов на поверхности катания колесных пар // Вестник транспорта Поволжья. 2021. № 1 (85). С. 28–32.

11. Методика расчета потребности предприятий вагонного комплекса в цельнокатаных колесах [Электронный ресурс] // Объединение производителей железнодорожной техники: [сайт]. URL: <http://opzt.ru/wp-content/uploads/2017/09/unnamed-file.pdf> (дата обращения: 01.09.2022).

12. Гайипов А. Б., Наркизова Е. А., Белгородцева Т. М. Разработка уточненной методики расчета баланса колесных пар и оценка потребности в колесах и осях для вагонного парка Республики Узбекистан // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2021. Т. 18, вып. 3. С. 319–334. <https://doi.org/10.20295/1815-588X-2021-3-319-334>.

13. Сапетов М. В. Оценка сложившейся работы вагонов по износу гребня колесной пары [Электронный ресурс] // Интернет-портал о железнодорожном транспорте, логистике и перевозках. Сетевое издание «Вгудок». URL: https://vgudok.com/sites/default/files/attached/24_mm_prezentaciya.ppsx (дата обращения: 03.09.2022).

14. Справочные материалы по причинам поступления грузовых вагонов в текущий отцепочный ремонт [Электронный ресурс] / Проектно-конструкторское бюро вагонного хозяйства ОАО «РЖД». URL: <https://old.pkbcv.ru/docs/%D0%A2%D0%9E%D0%A0%202018-09.pdf> (дата обращения: 01.09.2022).

15. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм: РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017 [Электронный ресурс]: утв. Советом по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества. Протокол от 19–20 октября 2017 г. № 67. Приложение № 62. URL: <https://docs.cntd.ru/document/550948959?section=text> (дата обращения: 01.09.2022).

16. Патент № 181774 Российская Федерация, МПК В61К 9/00 (2006.01), В61D 43/00 (2006.01), В60К 25/10 (2006.01), Н02К 7/06 (2006.01). Устройство электропитания для диагностирования технического состояния грузового вагона: № 2017138799: заявл. 07.11.2017; опубл. 26.07.2018 / Матяш Ю. И. [и др.] 7 с.

17. Кудрявцев Н. Н., Белоусов В. П., Бурчак Г. П. Определение вертикальных возмущений, вызывающих колебания обрессоренных частей вагона при движении по рельсовому пути // Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 1982. № 5. С. 33–37.

18. Сладковский А. В., Погорелов Д. Ю. Исследование динамического взаимодействия в контакте колесо – рельс при наличии ползунов на колесной паре // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2008. № 5 (123). С. 88–95.

REFERENCES

1. Usov P. Innovatsii skladyvayutsya v park [Innovations add up to a park]. RZhD-Partner website. URL: <https://spec.rzd-partner.ru/page31411071.html> (access date: 02.09.2022). (In Russ.).
2. Agafonov M. S. Ottsepki gruzovykh vagonov v neplanovyy remont za 2021 g. [Freight car uncoupling for unscheduled repairs in 2021]. *Vagony i vagonnoe khozaystvo = Carriages and Carriage Facilities*. 2022;1(69):17–18. (In Russ.).
3. Matyash Yu. I., Gadzhiev I. A. Razrabotka bortovogo ustroystva monitoringa tekhnicheskogo sostoyaniya pogloshchayushchego apparata gruzovogo vagona [Development of an onboard monitoring device for freight car shock-absorbing device's technical condition]. *Vestnik Nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta (Vestnik VNIIZhT) = Russian Railway Science Journal*. 2019;78(4):218–226. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-4-218-226>. (In Russ.).
4. Biserikan M. I., Petrochenko S. V., Kashbulina A. Sh. Vliyanie zhestkosti tekhnologicheskoy sistemy pri lezviynoy obrabotke na kachestvo poverkhnosti kataniya kolesa gruzovogo vagona [Influence of the rigidity of the technological system during blade processing on the quality of the rolling surface of the wheel of a freight car]. *Innovatsionnye proekty*

i technologii v obrazovanii, promyshlennosti i na transporte [Innovative projects and technologies in education, industry and transport]. Procs. of the XVI scientific conf. dedicated to Day of Russian Science (Omsk, February 8, 2022). Omsk: OSTU Publ.; 2022. P. 110–119. (In Russ.).

5. Spisaniye i zakupki zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava po itogam 2021 goda [Decommissioning and purchases of railway rolling stock at the end of 2021]. Information agency INFOLine website. URL: <https://infoline.spb.ru/news/?news=%20%20%20%20%20%20%20214765> (access date: 02.09.2022). (In Russ.).

6. Savchenko M. A. Raschetnoye obosnovaniye protyazhennosti garantiynogo uchastka punkta tekhnicheskogo obsluzhivaniya s uchetom otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya tormoznoy sistemy gruzovykh vagonov [Calculation substantiation of the length of the warranty section of the maintenance point, taking into account the assessment of the technical condition of the brake system of freight cars]. Cand. of Sci. (Engineering) thesis: 05.22.07. Russian University of Transport. Moscow: RUT Publ.; 2019. 217 p. (In Russ.).

7. Krasnov O. G., Astanin N. N. Vliyaniye udarnykh sil na prochnostnye kharakteristiki zheleznodorozhnogo zemlyanogo polotna [Influence of impact forces on the strength characteristics of the railway roadbed]. *Vestnik Nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta (Vestnik VNIIZhT) = Russian Railway Science Journal*. 2017;76(2):85-93. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-2-85-93>. (In Russ.).

8. Dem'yanov A. A. Issledovaniye vliyaniya razmera odnostoronnegopolzuna, obrazuemogo pri dvizhenii yuzom, na kharakter razrusheniya krugov kataniya kolesnykh par [Investigation of the influence of the size of a one-sided flat, formed during skidding, on the nature of the destruction of rolling circles of wheel pairs]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya = Bulletin of the Rostov State University of Communications*. 2003;(2):13-19. (In Russ.).

9. Krasnov O. G., Nozdrachev G. S., Gasyuk A. S. Nagruzhenost' litykh nesushchikh konstruktivnykh trekhelementnoy telezhki 18-100 pri nalichii defektov na poverkhnosti kataniya koles [Loading of cast supporting structures of three-piece bogie 18-100 in the presence of defects on the surface of wheel rolling]. *Vestnik Nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta (Vestnik VNIIZhT) = Russian Railway Science Journal*. 2016;75(3):161-168. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-3-161-168>. (In Russ.).

10. Timkova A. Yu., Efimov R. A., Shorokhova L. C. Otsenka kontaktnoy nagruzhenosti rel'sov pri nalichii polzunov na poverkhnosti kataniya kolesnykh par [Evaluation of the contact loading of rails in the presence of sliders on the rolling surface of wheel pairs]. *Vestnik transporta Povolzh'ya = Bulletin of Transport of the Volga Region*. 2021;1(85):28-32. (In Russ.).

11. Metodika rascheta potrebnosti predpriyatiy vagonnogo kompleksa v tsel'nokatanykh kolesakh [Methodology for calculating the needs of carriage complex enterprises in solid-rolled wheels]. Association of Railway Equipment Manufacturers website. URL: <http://opzt.ru/wp-content/uploads/2017/09/unnamed-file.pdf> (access date: 01.09.2022). (In Russ.).

12. Gayipov A. B., Narkizova E. A., Belgorodtseva T. M. Razrabotka utochnennoy metodiki rascheta balansa kolesnykh par i otsenka potrebnosti v kolesakh i osyakh dlya vagonnogo parka Respubliki Uzbekistan [Development of an updated methodology for calculating the balance of wheel pairs and assessing the need for wheels and axles for the wagon fleet of the Republic of Uzbekistan]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya = Proceedings of Petersburg Transport University*. 2021;18(3):319-334. <https://doi.org/10.20295/1815-588X-2021-3-319-334>. (In Russ.).

13. Sapetov M. V. Otsenka slozhivsheysya raboty vagonov po iznosu grebnya kolesnoy pary [Evaluation of the current performance of cars by the wear of the wheel pair flange]. Vgudok website. URL: https://vgudok.com/sites/default/files/attached/24_mm_prezentaciya.ppsx (access date: 03.09.2022). (In Russ.).

14. Spravochnye materialy po prichinam postupleniya gruzovykh vagonov v tekushchiy otsepochnyy remont [Reference materials on

the reasons for the receipt of freight cars in the current uncoupling repair]. Design Bureau of the Carriage Facilities of Russian Railways. URL: <https://old.pkbcv.ru/docs/%D0%A2%D0%9E%D0%A0%202018-09.pdf> (access date: 01.09.2022). (In Russ.).

15. Rukovodyashchiy dokument po remontu i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu kolesnykh par s buksovymi uzlamy gruzovykh vagonov magistral'nykh zheleznnykh dorog kolei 1520 (1524) mm: RD VNIIZhT 27.05.01-2017 [Guidance document for the repair and maintenance of wheel sets with axlebox units for freight cars of 1520 (1524) mm gauge mainline railways: RD VNIIZhT 27.05.01-2017]. Approved by the Council for Railway Transport of the Commonwealth Member States. Minutes dated October 19–20, 2017 No. 67. Appendix No. 62. URL: <https://docs.cntd.ru/document/550948959?section=text> (access date: 01.09.2022). (In Russ.).

16. Matyash Yu. I., Gadzhiev I. A., Adadurov A. S., Grigorishin K. E. Patent No. 181774 Russian Federation, MPK B61K 9/00 (2006.01), B61D 43/00 (2006.01), B60K 25/10 (2006.01), H02K 7/06 (2006.01). Ustroystvo elektropitaniya dlya diagnostirovaniya tekhnicheskogo sostoyaniya gruzovogo vagona [Power supply device for diagnosing the technical condition of a freight car]: No. 2017138799: appl. 07.11.2017: publ. 26.07.2018. 7 p. (In Russ.).

17. Kudryavtsev N. N., Belousov V. P., Burchak G. P. Opredeleniye vertikal'nykh vozmushcheniy, vyzvayuyushchikh kolebaniya obressorenykh chastey vagona pri dvizhenii po rel'sovomu puti [Determination of vertical disturbances causing vibrations of the sprung parts of the car when moving along the rail track]. *Vestnik Vsesoyuznogo nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta (Vestnik VNIIZhT) = Russian Railway Science Journal*. 1982;(5):33-37. (In Russ.).

18. Sladkovskiy A. V., Pogorelov D. Yu. Issledovaniye dinamicheskogo vzaimodeystviya v kontakte koleso—rel's pri nalichii polzunov na kolesnoy pare [Research of dynamic interaction in the contact of a wheel with the rail in the presence of flats on the wheel pair]. *Visnik Skhidnoukraïnskogo natsional'nogo universitetu imeni Volodimira Dalya = Bulletin of All-Ukrainian National University Named after Volodymyr Dal*. 2008;5(123):88-95. (in Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Ибрагим Азимович ГАДЖИЕВ,

аспирант, кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство», Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС, 644046, г. Омск, пр. Маркса, д. 35), Author ID: 1025714, <https://orcid.org/0000-0002-0113-0371>

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Ibragim A. GADZHIEV,

Postgraduate, Department of Cars and Carriage Facilities, Omsk State Transport University (644046, Omsk, 35, Marks Ave.), Author ID: 1025714, <https://orcid.org/0000-0002-0113-0371>

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.
The author has read and approved the final manuscript.

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Financial transparency: the author has no financial interest in the presented materials and methods. There is no conflict of interest.

Статья поступила в редакцию 14.09.2022, рецензия от первого рецензента получена 22.09.2022, рецензия от второго рецензента получена 11.11.2022, принята к публикации 28.11.2022.

The article was submitted 14.09.2022, first review received 22.09.2022, second review received 11.11.2022, accepted for publication 28.11.2022.