

УДК 621.89+06

Актуальные задачи современной триботехники и пути их решения

В.В. Шаповалов¹, А. Сладковски², А.Ч. Эркенов³

¹ ФГБОУ ВПО «Ростовский государственный университет путей сообщения», 344038, Ростов-на-Дону, Российская Федерация, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2.

² Силезский технический университет, 44-019, Катовице, Польша, ул. Красинского, 8.

³ Государственная Дума Российской Федерации, 103265, Москва, Российская Федерация, Охотный ряд, д. 1.

Actual problems of modern tribotechnology and ways of solution

V.V. Shapovalov¹, A. Sladkowski², A.C. Erkenov³

¹ Rostov State Transport University, Narodnogo Opolcheniya sq., 2, 344038, Rostov-on-Don, Russian Federation.

² Silesian University of Technology, Krasinskiiego 8, 44-019, Katowice, Poland.

³ Deputy of the State Duma of the Russian Federation, Okhotnyy Ryad str., 1, 103265, Moscow, Russian Federation.



e-mail: tmt@rgups.ru, aleksander.sladkowski@polsl.pl, erkenov@duma.gov.ru



Надежность и эффективность механических систем в значительной степени зависят от надежности и эффективности их узлов трения. В свою очередь, надежность и эффективность узлов трения определяются взаимодействием динамических процессов, протекающих во фрикционных и механических подсистемах. Однако в научной литературе эти вопросы практически не рассматриваются, отсутствует описание методов и методик гостированных способов оценки взаимовлияния динамических процессов, протекающих в мобильных фрикционных системах, а также их динамического мониторинга. В отличие от известных теоретических и экспериментальных данных, опубликованных в научно-технической и справочной литературе, в статье приведено обоснование необходимости учета взаимосвязи динамических процессов механической подсистемы и подсистемы фрикционных контактов при проведении лабораторных и стендовых испытаниях механических систем с узлами трения. Для реализации такого подхода необходимо обеспечить идентичные: условия функционирования трибоконтакта натурного объекта и его физической модели, параметры макро- и микрошероховатостей контактирующих поверхностей, частоты и формы собственных колебаний, физико-механические свойства фрикционного контакта путем регистрации амплитудно-фазочастотных характеристик и ряда косвенных интегральных показателей, отражающих диссипативную природу процессов трения в заданных октавных (долеоктавных) полосах частот. Рассмотрены проблемы, возникающие при вычислении значений комплексного коэффициента передачи при оценке устойчивости трибосистемы по результатам анализа колебаний в нормальном и тангенциальном направлениях фрикционного взаимодействия. Один из самых эффективных способов исследования нелинейных фрикционных систем — метод их физико-математического моделирования. При этом квазилинейная подсистема описывается системой дифференцированных уравнений, согласно которой строится эквивалентная модель механической подсистемы. Процессы трения описываются критериальными уравнениями. Согласно предложенным критериальным уравнениям формируются условия физического эксперимента, обеспечивающие получение корректных, соответствующих натуральным условиям, результатов. Предложенные методы, способы и принципы повышают достоверность исследований нелинейных систем, являются теоретической основой динамического мониторинга и оптимизации механических систем с узлами трения.

Ключевые слова: фрикционные системы, амплитудно-фазочастотные характеристики, прогнозирование, физико-математическое моделирование.

i The reliability and efficiency of mechanical systems largely depend on the reliability and efficiency of friction joints. In turn, the reliability and efficiency of friction joints is determined by the interaction of dynamic processes in friction and mechanical subsystems. However, these issues are not considered in the scientific literature, and there is no description of standard methods and techniques to assess the interference of dynamic processes in mobile friction systems. Unlike theoretical and experimental data available in the literature, this paper states that the interaction of dynamic processes in mechanical subsystems and friction contacts must be taken into account when conducting laboratory and bench tests of mechanical systems with friction joints. The proposed approach implies that identical operating conditions for the full-scale and physical models of the tribocontact, identical parameters of the macro- and microroughness of contacting surfaces, identical natural frequencies and modes of vibration, and identical physical and mechanical properties of the friction contact can be provided by recording the amplitude and phase response and a number of indirect integral dissipative parameters in the specified octave (fractional octave) band. To estimate the tribosystem stability, the complex transmission coefficient is calculated on the basis of the analysis of oscillations normal and tangential to the friction contact surface. One of the most efficient ways to study nonlinear friction systems is physical and mathematical modeling. In this case, a quasi-linear subsystem is described by a system of differential equations used to construct an equivalent model of the mechanical subsystem. The friction processes are described by criteria equations. The proposed criteria equations are used to formulate conditions of the physical experiment to ensure accurate results corresponding to natural conditions. The proposed methods, techniques, and principles improve the validity of studies of nonlinear systems and form the theoretical basis for the dynamic monitoring and optimization of mechanical systems with friction joints.

Keywords: friction system, amplitude and phase response, prediction, physical and mathematical modeling.

Практически любая машина или механизм являются фрикционными системами, т. е. состоят из квазилинейных механических подсистем и существенно-нелинейных подсистем (фрикционных контактов). В ряде случаев надежность и эффективность узлов трения определяет технико-экономические и экологические показатели всего механизма или машины, надежность и безопасность их эксплуатации, в конечном счете — их конкурентоспособность. Как правило, причиной неустойчивости, аномальных режимов эксплуатации фрикционных систем является взаимовлияние динамических процессов, протекающих во фрикционном контакте и в механической подсистеме. Значения триботехнических параметров изменяются в широких диапазонах и нелинейно зависят от десятков внешних и внутренних факторов [1–3]: используемые материалы пар трения, шероховатость их поверхностей, виды смазки и смазочных материалов, жесткости связей механической подсистемы, нагрузочно-скоростные режимы пар трения и т. д. Решение вопросов исследования, оптимизации фрикционных систем, создания экспресс-методов неразрушающего их контроля в процессе их функционирования без нарушения технологических процессов и с возможностью управления процессами трения связано с созданием

их математических моделей с последующим этапом поиска оптимума искомого, или искомым, параметров и их значений, а также с рядом сложностей и противоречий, обусловленных необходимостью учета упруго-диссипативной природы процессов трения.

Решить триботехнические задачи методами математического моделирования сложно. Например, применяя методику математического планирования эксперимента при 5 варьируемых и 30 контролируемых факторах с целью получения уравнения регрессии, связывающего какой-либо трибопараметр с влияющими на него факторами, можно получить около 142 тыс. вариантов математических моделей конкретной фрикционной пары трения. Это число необходимо помножить на количество пар трения в механической системе машины или механизма. Кроме того, следует учитывать динамические характеристики конкретных механических систем машин и механизмов, так как незначительное изменение их динамических характеристик может привести к существенному изменению выходных триботехнических параметров фрикционных систем. Для оценки комплексного влияния на процессы трения внешних и внутренних факторов на практике в каждом конкретном случае выбирают свои способы

модельных испытаний и методы оптимизации фрикционных систем [1–11].

Выполнить комплексные исследования конкретной мобильной фрикционной системы в процессе эксплуатации сложно. Это связано, например, с необходимостью обеспечения безопасности эксплуатации транспортных средств (например, железнодорожного или автомобильного транспорта), их значительными габаритами, скоростями движения, стоимостью работ и др. Эффективными способами исследования и оптимизации таких механических систем являются методы натурального эксперимента, базирующиеся на теоретических основах физико-математического моделирования [2, 3, 5, 8].

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

Физическое моделирование процессов трения было рассмотрено в работах известных трибологов И.В. Крагельского, А.В. Чичинадзе, Ю.А. Евдокимова, Ю.Н. Дроздова, Э.Д. Брауна и других ученых. Основной задачей методов и методик лабораторных исследований фрикционных систем является обеспечение *идентичности динамических характеристик механических подсистем, трибохарактеристик поверхностных слоев контактирующих тел, выходных трибопараметров* (вида износа, интенсивности изнашивания, коэффициента трения, стабильности и устойчивости и т. д.) у натурального и модельного объектов. Однако в работах названных авторов не учитывалось взаимное влияние динамических процессов, протекающих во фрикционных и механических подсистемах натурального и модельного объектов, нарушались условия подобия нагрузок и скоростей относительного скольжения контактирующих поверхностей трения, не обеспечивалось моделирование динамики взаимодействия микро- и макрошероховатостей.

Цель работы — развитие и совершенствование теоретических основ трибологии для решения триботехнических задач наземного транспорта.

Рассмотрим возможность реализации методов динамического мониторинга на примере системы «тяговый подвижной состав — путь» [7, 10]. Для повышения безотказности, ресурса и других показателей надежности трибосистем следует использовать современные информационные технологии и динамический мониторинг. Мониторинг включает следующие этапы:

- 1) комплексные исследования модельной системы;
- 2) диагностика текущего состояния модельной и натурной систем;
- 3) прогнозирование изменения состояний систем;
- 4) управление модельными и натурными системами при помощи систем автоматического управления.

Первый этап динамического мониторинга наиболее трудоемкий и ответственный. Допущенные на данном этапе ошибки могут привести к неадекватным физическим моделям и соответственно к ложным данным по диагностике и последующему прогнозированию натуральных транспортных систем. На этом этапе решаются вопросы создания физической модели, определения основных параметров и возможных состояний системы. Основой данного этапа являются методы трибоспектральной идентификации процессов трения и математического планирования эксперимента, а инструментальной базой исследований — современные компьютерные комплексы, включающие аналого-цифровые, цифро-аналоговые преобразователи и программное обеспечение. На этом этапе собирается база данных триботехнических и трибоспектральных идентификационных характеристик, имеющих максимально высокий уровень корреляции с контролируемыми параметрами или состояниями натурной системы. Количество идентификационных характеристик зависит от числа контролируемых факторов, их физической природы, принятого уровня вероятности диагностирования и прогнозирования и ряда других условий.

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

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

С целью предотвращения критических режимов функционирования (например, атермического или термического схватывания) или неуправляемого движения (буксования, юза, потери устойчивости и т. д.) транспортной системы осуществляется автоматизированное управление соответствующими приводами за счет использования систем автоматического управления, устройств оперативного реагирования на изменяющиеся условия работы, бортовых компьютеров или единого центра обеспечения безопасности движения с использованием спутниковых технологий ГЛОНАСС.

Для решения поставленных задач натурную механическую систему представим в виде традиционной эквивалентной модели с постоянными коэффициентами, состоящей из n сосредоточенных масс, связанных между собой упруго-диссипативными связями. Число сосредоточенных масс M_i эквивалентной квазилинейной модели механической подсистемы при исследовании общей динамики мобильных транспортных систем (вагонов, локомотивов, автомобилей) — подпрыгивания, галопирования, боковой качки и т. д., обычно ограничивается тремя—пятью сосредоточенными массами и соответствующим количеством степеней свободы. При исследовании резонансных колебаний приводов механических систем количество сосредоточенных масс эквивалентной модели может существенно возрасти.

Любая механическая система состоит из одной или нескольких фрикционных систем. Модель фрикционного контакта определяется параметрами конкретной натурной системы, условиями ее эксплуатации, типом решаемых задач, а также значениями фактической площади касания. В основе адекватности разрабатываемой модели фрикционного контакта лежат принципы корректного решения контактных задач, рассмотрения принципов разрыва и образования фрикционных связей, влияния краевых

эффектов на процессы трения, определения точных моделей фактической площади касания и т. д.

В результате взаимного перемещения контактирующих поверхностей трения в зависимости от соотношения внутренних факторов (физико-механических характеристик материалов первой и второй поверхностей трения, нормальных σ_1 , σ_2 и тангенциальных τ_1 , τ_2 напряжений и их градиентов, физико-механических характеристик вводимого во фрикционный контакт «третьего тела» и их градиентов, соответствующих объемных температур Θ_1 , Θ_2 и их градиентов и т. д.) и внешних факторов (скорости относительного скольжения поверхностей трения V_c , контактного давления Q , коэффициента взаимного перекрытия $k_{вз}$, влияния параметров механической системы и т. д.) возникают знакопеременные деформации и соответствующие им нормальные и тангенциальные напряжения, сопровождающиеся колебаниями так называемых активных микрообъемов материалов пары трения.

Под влиянием нормальных и тангенциальных контактных напряжений при фрикционном взаимодействии поверхностей трения происходит деформация и разрушение их активных микрообъемов. Формируется равновесная шероховатость, характеризующаяся относительно стабильными геометрическими характеристиками поверхностей трения. Принудительное изменение жесткости фрикционных связей (или инерционных характеристик) способствует реализации переходных динамических процессов, по завершении которых устанавливается новая равновесная шероховатость.

Образующийся от фрикционного взаимодействия поток тепловой энергии проходит через контактирующие между собой микронеровности. Колебания контактирующих микрообъемов в нормальном и тангенциальном направлениях силового взаимодействия определяют трибоспектральные характеристики, термодинамику контактного взаимодействия.

При решении различных инженерных задач с учетом реальных трибологических характеристик фрикционного контакта обычно используют понятие объемной температуры, поверхностной температуры и так называемой температуры вспышки.

При определенных допущениях можно перейти к схематичному представлению термодинамических процессов в контексте с учетом колебаний объемной температуры и ее градиента [9]. Значения фактической площади каса-

ния, максимальной температуры и ее градиента зависят от условий взаимодействия конкретных материалов и могут быть определены только экспериментально [3, 7, 11]. В соответствии со сказанным выше объемная температура изменяется от $\Theta_{\max}$ до $\Theta_{\min}$ по закону асимптоты. Выбор количества асимптот зависит от требуемой точности определения значений температуры Θ , геометрических, теплофизических и других характеристик. В первом приближении фрикционный контакт колеса локомотива с рельсом можно представить схемой, изображенной на рис. 1 [9, 10].

Определив экспериментально значения объемных температур в двух точках (по координате z) и масс активных объемов поверхности трения ($m_k = S_{\text{ФПК}} Rh \gamma$; $m_{\text{п}} = S_{\text{ном}} Rz \gamma$, m_v —

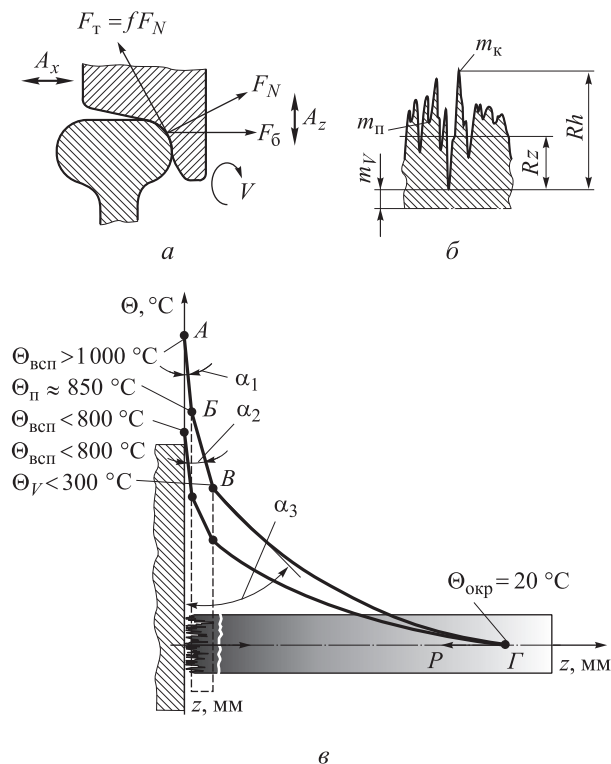


Рис. 1. Модельное представление фрикционной механической системы «колесо — рельс»:

V — окружная скорость колеса; A_x — боковые смещения колеса; A_z — вертикальные смещения колеса; F_6 — боковое усилие на ось колесной пары; F_N — нормальная нагрузка к фактической площади касания; F_T — сила трения; f — коэффициент трения; Rz — шероховатость поверхности; Rh — высота максимальной микронеровности поверхности; m_v — масса объемная, активно участвующая в теплопередаче; $m_{\text{п}}$ — поверхностная масса, участвующая в теплопередаче; m_k — контактная масса, активно участвующая в производстве тепла; Θ_v — максимальная температура в объеме материала поверхности трения; $\Theta_{\text{п}}$ — поверхностная температура; $\Theta_{\text{всп}}$ — максимальная контактная температура; α_1 – α_3 — показатели экспоненты температурного градиента

с помощью тепловизора, где $S_{\text{ФПК}}$ — фактическая площадь касания; $S_{\text{ном}}$ — номинальная площадь касания; γ — плотность материала), можно оценить значения температур трибослоя и контактных температур [9]. При этом должны выполняться условия равенства произведений масс теплопоглощающих объемов m_i на показатели асимптот α_i зависимости объемных температур от величины сближения z , т. е.

$$\Sigma m_k \alpha_1 = \Sigma m_{\text{п}} \alpha_2 = \Sigma m_v \alpha_3,$$

так как

$$f(\Theta_{\text{всп}} \gg \Theta \gg \Theta_v) \equiv f(\text{ctg} \alpha_1 \gg \text{ctg} \alpha_2 \gg \text{ctg} \alpha_3).$$

При моделировании фрикционных подсистем на физических моделях необходимым условием, обеспечивающим характерный вид изнашивания поверхностей модели и натуры, является идентичность контактного давления Q (константы подобия $C_Q = 1$), скорости относительного скольжения V_c (константы подобия $C_{Vc} = 1$), микро- и макрошероховатости поверхностей трения ($C_{Ra} = 1$), амплитуд деформации фрикционных связей ($C_A = 1$) [3, 5, 8, 10].

Например, при рассмотрении системы «подвижной состав — путь» существуют следующие противоречия, связанные с моделированием сил тяжести $F = mg$ или в константах подобия $C_F = C_m C_g$:

1) так как в реальных условиях константа подобия ускорения свободного падения $C_g = 1$, то константы подобия силы C_F и массы C_m равны, т. е. $C_F = C_m$. Использование одинаковых материалов поверхностей трения объекта исследования и его модели определяет константы подобия плотности ($C_\gamma = 1$) и массы $C_m = C_\gamma C_l^3 = C_l^3$. В данном случае $C_F = C_m = C_l^3$;

2) характерный вид и интенсивность изнашивания контактирующих тел при модельных и натурных исследованиях определяется равенством константы подобия контактного давления $C_Q = C_F / C_S = 1$. Для этого необходимо обеспечить $C_F = C_S$. Поскольку $C_S = C_l^2$, то $C_F = C_S = C_l^2$;

3) идентичность амплитуд деформации фрикционных связей, микро- и макрошероховатостей в модели и натуре ($C_A = 1$) определяет константу подобия силы C_F через константу подобия жесткости C_C активного микрообъема следующим образом: $C_F = C_C C_A$. Так как $C_A = 1$, то $C_F = C_C = C_l$.

Разрешить эти противоречия (п. 1–3) физического моделирования можно, обеспечив подобие следующих характеристик [3, 8, 10]:

- физико-механических характеристик

$$C_E = C_{HB} = C_\gamma = C_h = C_r = C_{Ra} = 1,$$

где константы подобия: C_E — модуля упругости; C_{HB} — твердости; C_γ — плотности материала; C_h и C_r — высот и радиусов закругления поверхности трения; C_{Ra} — шероховатости поверхности;

- динамических характеристик модельных и натуральных пар трения, характерного вида износа и интенсивности изнашивания контактирующих тел:

$$C_k = C_n = C_T = C_A = C_{Vc} = C_Q = 1;$$

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

$$C_M = C_F C_l = C_l^3;$$

$$C_J = C_F C_l^2 = C_l^4,$$

где константы подобия: C_k — частот собственных колебаний; C_n — показателя затухания амплитуд; C_T — периода колебаний; C_A — амплитуд деформации фрикционных связей; C_{Vc} — скорости скольжения; C_Q — контактного давления; C_S — фактической площади касания; C_F — силы трения; C_N — нормальной нагрузки; C_m — массы; C_C — коэффициентов упругости; C_β — коэффициентов демпфирования; C_M — вращающего момента двигателя, тормозного момента; C_J — моментов инерции; C_l — геометрического масштаба.

В этом случае критерии подобия:

- скорости относительного скольжения

$$C_{Vc} = \frac{C_A}{C_T} = 1;$$

- контактного давления

$$C_Q = \frac{C_F}{C_S} = \frac{C_m C_g}{C_S} = \frac{C_l^2 \cdot 1}{C_l^2} = 1,$$

или

$$C_Q = \frac{C_F}{C_S} = \frac{C_m C_A}{C_S} = \frac{C_m \frac{C_A}{C_t^2}}{C_S} = \frac{C_l^2 \frac{1}{l^2}}{C_l^2} = 1;$$

- закона Гука

$$\frac{C_F}{C_C C_A} = \frac{C_l^2}{C_l^2 \cdot 1} = 1$$

не нарушают условий моделирования модели и ее натурного образца.

При одинаковых динамических условиях на фактической площади касания модельного образца и реального объекта, равным сближениям поверхностей трения, соответствуют подобные значения коэффициентов трения ($C_f = 1$),

линейных износов ($C_i = 1$), температуры «вспышки» ($C_{\Theta_{всп}} = 1$), градиента температуры ($C_{\Delta\Theta} = 1$), амплитудно-фазочастотных характеристик.

При решении конкретных задач по исследованию фрикционных систем необходимо из общего количества величин (как было указано, их более 50) выделить минимальное количество, однозначно характеризующих исследуемый процесс. Аналогично стандартным критериям Ньютона, гомохронности, Био, Фруда и т. д., впервые выведены новые критерии подобия трибосистем:

1) идентичности упруго-диссипативных характеристик связей, однозначно определяющих соотношение спектральных характеристик [10]

$$\pi_W = W_{\tau n} \tau / \sigma = idem,$$

где критерии подобия: $W_{\tau n}$ — комплексного коэффициента передачи, τ — тангенциальных напряжений, σ — нормальных напряжений;

2) экспериментальной триботермодинамики, позволяющий определить значение температуры вспышки Θ поверхностей трения [9]

$$\pi_\Theta = \Theta \frac{Q V_c \sigma W \gamma S h}{\alpha m \beta k I_0 \Phi} = idem,$$

где критерии подобия: Q — давления; V_c — скорости скольжения; σ — напряжения нормального; W — работы сил трения; γ — плотности материала; S — фактической площади касания; h — шероховатости поверхности; α — показателя асимптоты градиента температуры активного теплопоглощающего объема; m — массы (контактной m_k , поверхностной m_n , либо объемной массы m_v), участвующей в теплопередаче (см. рис. 1, б); β — коэффициента вязкого демпфирования; k — частоты собственных колебаний; I_0 — интенсивности охлаждения; Φ — теплового потока.

Известный и широко используемый закон Амонтона — Кулона (рис. 2) устанавливает в упрощенном виде связь между средним значением нормальной силы и силы трения [10]. Однако он не учитывает скоростные энергетические и тепловые компоненты процессов трения. Уровень развития науки XVII века не позволял, а техники — не требовал учитывать динамические и диссипативные процессы фрикционного взаимодействия.

При современном развитии науки и техники учет и использование динамических процессов, протекающих во фрикционных системах, является актуальной и решаемой задачей [7–11]. В процессе адгезионного взаимодействия и

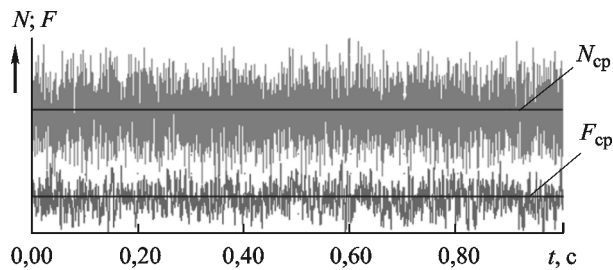


Рис. 2. Упрощенное представление коэффициента трения $f = F_{cp} / N_{cp}$:
 $N(t)$, $F(t)$ — вариации сил контактного взаимодействия в нормальном и тангенциальном направлениях относительно стационарной траектории во времени t ;
 N_{cp} , F_{cp} — средние значения сил контактного взаимодействия в нормальном и тангенциальном направлениях
 (Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

взаимного деформирования контактирующих микро- и макрошероховатостей формируется объемное силовое взаимодействие поверхностей трения. Например, для одних и тех же пар трения, средних значений контактных нагрузок и скоростей скольжения (качения), условий контактирования, свойств материалов, из которых изготовлены пары трения, факторов внешнего динамического взаимодействия контактирующих микро- и макрошероховатостей поверхностей трения коэффициент трения может стремиться к нулю (эффект Толстого — Пуша), а при активизации формирования адгезионных связей — в бесконечность (атермическое или термическое схватывание). Данные состояния фрикционных систем, имеющие позитивные (снижение энергозатрат при подбивке балласта, резании металлов или грунтов и т. д.) или негативные (раскручивание болтовых соединений, фрикционные автоколебания и т. д.) последствия целесообразно использовать с максимальной эффективностью или устранять.

В общем виде указанные ранее активные микрообъемы материалов контактирующих поверхностей трения в сочетании с величинами контактной жесткости и демпфирования i -й единичной шероховатости при натурных или модельных исследованиях можно представить колебательными звеньями, которые в первом приближении могут быть аппроксимированы частотной передаточной функцией [12]

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

где $p = \partial/\partial t$ — оператор дифференцирования по времени t ; k — коэффициент усиления колебательного звена; T_{2i} — период колебаний единичной шероховатости массой m_i ; T_{1i} — период

времени релаксации единичной шероховатости массой m_i .

В процессе трения значения T_{1i} и T_{2i} изменяются в широком диапазоне и зависят от указанных ранее внутренних и внешних факторов. Экспериментальное определение значений T_{1i} и T_{2i} очень трудоемко.

При расчете и анализе различных фрикционных связей множество активных микрообъемов может быть объединено. При этом целесообразно использовать понятие обобщенной жесткости и обобщенного коэффициента демпфирования контакта.

В целях обеспечения оптимальных или предотвращения аномальных режимов фрикционного взаимодействия в данном исследовании в общем виде ставится задача динамического мониторинга фрикционных систем, включающего: 1) наблюдение за интегральным состоянием фрикционного контакта, 2) корректной оценки устойчивости формируемых фрикционных и динамических связей, 3) краткосрочного или долгосрочного прогнозирования изменения их состояний, 4) управления нагрузочно-скоростными режимами фрикционных систем. Для получения информации о процессах трения, отражающей динамику упруго-диссипативного контактного взаимодействия микро- и макрошероховатостей, для возможности учета взаимовлияния динамических процессов, протекающих в квазилинейных механических системах и существенно-нелинейных фрикционных контактах выражение для определения коэффициента трения (см. рис. 2) следует представлять в виде частотной передаточной функции [3, 5–11]:

$$W(i\omega) = \frac{S_\tau(i\omega)S_n(-i\omega)}{|S_n(i\omega)|^2} = \frac{S_{\tau n}(i\omega)}{S_{nn}(\omega)} = A(\omega)e^{i\varphi(\omega)} = P(\omega) + iQ(\omega), \quad (1)$$

где $S_{\tau n}(i\omega)$ — взаимная спектральная функция тангенциального и нормального силового взаимодействия контактирующих микро- и макрошероховатостей, учитывающая свойства трибосреды и внешние условия, воздействующие на систему; $S_{nn}(\omega)$ — автоспектральная функция нормального силового воздействия на фрикционный контакт с учетом неуправляемого шума, возмущающего стационарные движения системы; $A(\omega)$ — амплитудно-частотная характеристика; $\varphi(\omega)$ — фазочастотная характеристика; $P(\omega)$ — вещественная частотная характеристика, характеризующая упруго-инерционные свойства системы; $Q(\omega)$ — мнимая

частотная характеристика, характеризующая диссипативные преобразования в трибосистеме; ω — регистрируемая частота колебаний.

Выражение (1) для временного интервала $[t_1; t_2]$ является спектральной оценкой координат состояния в тангенциальном и нормальном направлениях силового взаимодействия по непараметрическому методу Уэлча [12], вещественная часть которой отражает упруго-инерционные свойства контактного взаимодействия, а мнимая — диссипативные [3, 10, 11]. Применение спектральных характеристик позволяет значительно упростить аппарат анализа и синтеза колебательных процессов в динамической системе трения, а также применить хорошо апробированный на практике октавный или долеоктавный анализ для идентификации процессов трения в узле трения [4]

$$D_{W_i} = 2 \int_{\omega_i}^{\omega_{i+1}} |W(\omega_i)| d\omega_i; \quad \sigma_{W_i} = \sqrt{D_{W_i}},$$

где i — номер октавной полосы частот; σ_{W_i} — среднеквадратичное отклонение; D_{W_i} — дисперсия комплексного коэффициента передачи $W(\omega)$.

Частотный диапазон фиксируемых амплитудно-фазочастотных характеристик ограничивается используемой для исследований регистрирующей аппаратуры (компьютерами, аналого-цифровыми преобразователями, частотой оцифровки аналоговых сигналов от 1 000 Гц до 500 кГц), характеристиками первичных преобразователей (тензометрическими датчиками, вибродатчиками, датчиками крутящего момента коллекторного или безколлекторного типа), а также программным обеспечением. Это позволяет идентифицировать взаимосвязь и взаимовлияние динамики фрикционного контакта и механической системы.

Одной из актуальных трибологических проблем является задача *оценки устойчивости мобильных фрикционных систем*, способности их возвращения в состояние покоя или равномерного прямолинейного движения после прекращения действия внешних сил, которые вывели систему из указанного состояния. Так как параметры механической системы неразрывно взаимосвязаны с динамическими характеристиками фрикционных подсистем, то фрикционный контакт в механической системе является тем обратным звеном из теории автоматического управления [12], который и образует замкнутую структуру той или иной фрикционной системы. Это позволяет использовать хорошо известный критерий устойчи-



Рис. 3. Интерпретация амплитудно-фазочастотной характеристики с точки зрения упруго-диссипативных свойств трибосистемы: m — масса активных микрообъемов, участвующих в трении; β — эквивалентный коэффициент демпфирования; C — коэффициент упругих свойств фрикционного взаимодействия; ω_N — частота Найквиста

вости Найквиста для идентификации устойчивости натуральных и модельных трибосистем в диапазоне частот ω от нуля до половины частоты дискретизации ω_N . При этом изменяются значения $A(\omega)$ и $\phi(\omega)$ в выражении (1), а на фазовой плоскости отображается годограф (рис. 3) амплитудно-фазочастотной характеристики.

В теории автоматического управления [12] используется ряд интегральных оценок амплитудно-фазочастотных характеристик, позволяющих системам автоматического управления оперативно оценивать и реагировать на изменяющиеся условия взаимодействия. Например, стабильность фрикционных связей можно оценить по величинам запаса устойчивости по амплитуде (ограничения по инерционной составляющей) и запаса устойчивости по фазе (ограничения по диссипативной составляющей) амплитудно-фазочастотных характеристик. Однако не существует интегральных оценок, позволяющих косвенно идентифицировать, диагностировать состояние трибосистемы и прогнозировать ее изменение.

Для решения задач динамического мониторинга фрикционных систем и идентификации динамического состояния трибосистем модельной и натурной систем А.Л. Озябкин [7–11] предложил оценивать на основе неиспользуемой ранее системы интегральных оценок: диссипацию I_Q и степень диссипации I_γ трибосистем как во всем частотном диапазоне спектрального анализа амплитудно-фазочастотных

характеристик, так и по октавным или 1/3, 1/12 и 1/24 долеоктавным полосам частот:

$$I_Q = \int_0^{\omega_N} |Q(\omega)| d\omega; \quad (2)$$

$$I_\gamma = \int_0^{\omega_N} |Q(\omega)| d\omega / \int_0^{\omega_N} |P(\omega)| d\omega.$$

Интегральные оценки (2) позволяют оценить соотношение упруго-инерционных и диссипативных сил фрикционного взаимодействия, выявить не рассматриваемые ранее механизмы потери устойчивости, условия необратимости в контактной области и сформулировать новое направление при построении систем динамического мониторинга состояний фрикционных систем непосредственно в ходе их функционирования.

Первая оценка I_Q косвенно определяет *потери на трение*, т. е. диссипативные свойства фрикционной системы и процесса трения как динамической связи: чем больше в трибосистеме потери на трение, тем выше ее величина.

Вторая оценка I_γ характеризует упруго-диссипативные свойства подсистемы машины и процесса трения как *динамической связи*. Оценке I_γ можно сопоставить величину *степени демпфирования* γ некоторой линейной механической системы, описываемой дифференциальным уравнением

$$m\ddot{y} + \beta\dot{y} + Cy = x$$

или

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + k^2 y = x/m, \quad \gamma = n/k,$$

где x — внешнее воздействие; y — выходной отклик системы; k — частота собственных колебаний, $k = (C/m)^{1/2}$; n — показатель затухания, $n = \beta/(2m)$; m — масса; β и C — коэффициенты демпфирования и жесткости.

В качестве доказательства возможности оценки текущего состояния трибосистем при помощи интегральных оценок (2) на рис. 4 представлены результаты моделирования колебательного апериодического звена вида $7\ddot{y} + \beta\dot{y} + 300y = 100x$ и сравнение степени демпфирования γ с интегральной оценкой I_γ [6, 11].

Как видно на рис. 4, интегральная оценка I_γ нелинейно зависит от коэффициента степени демпфирования γ . Однако обе характеристики имеют общую точку пересечения при $\gamma = 1$, соответствующей критическому демпфированию $\beta_{кр}$. Это позволяет по значению интегральной оценки I_γ ориентировочно установить критиче-

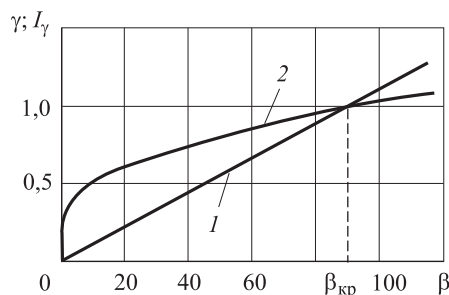


Рис. 4. Сравнение значений коэффициента степени демпфирования γ механической системы с интегральной оценкой степени диссипации I_γ , вычисленной по амплитудно-фазочастотной характеристике:
1 — теоретическая; 2 — по АФЧХ

скую величину демпфирования фрикционной подсистемы, при которой наступает апериодический характер движения.

Таким образом, в отличие от существующих подходов при определении устойчивости нелинейных (фрикционных) систем, вместо релейных характеристик, условно моделирующих фрикционные звенья [12], используются параметры комплексного коэффициента трения [3, 7–11], достоверно отражающего свойства реального контакта, находящегося в реальной механической системе. Это позволяет учитывать взаимовлияние динамических процессов, протекающих во фрикционном контакте и в механической подсистеме, контролировать состояния трибосистем и прогнозировать их изменение, определять аномальные состояния фрикционных систем с целью их исключения. Анализ известных оценок запаса устойчивости по амплитуде и фазе, а также интегральных оценок (2) комплексного коэффициента передачи (1) реальной или модельной трибосистемы по октавным или долеоктавным полосам частот позволяет:

1) рассмотреть те или иные частотные диапазоны внешнего (например, вынужденных колебаний) или внутреннего (например, динамику формирования локальных очагов атермического или термического схватывания контактирующих материалов) динамического воздействия в фрикционном контакте. Превышение численных значений оценок (2) более чем на три среднеквадратичных отклонения от стационарного состояния трибосистемы (правило трех сигм) может свидетельствовать об изменении технического состояния фрикционной системы;

2) получить множество информационных каналов, обеспечивающих заданные уровни до-

стоверности исследования фрикционных механических систем и вероятности прогноза изменения их трибопараметров;

3) повысить достоверность трибоспектральной идентификации трибохарактеристик и выходных параметров фрикционных систем;

4) прогнозировать устойчивые или неустойчивые состояния фрикционных систем, развитие аномальных режимов эксплуатации;

5) при необходимости своевременно устранять найденные неисправности, либо изменять нагрузочно-скоростные режимы эксплуатации, что позволяет повысить надежность и эффективность мобильной системы.

Выводы

1. С использованием положений трибоспектральной идентификации и физико-математического моделирования сформулированы принципы исследования и синтеза динамических характеристик транспортных систем, состоящих из механических и фрикционных подсистем, взаимодействующих между собой через узел трения. Идентичность выходных параметров фрикционных систем натурного и модельного объектов обеспечивается идентичностью: а) частот и основных форм колебаний масс механических систем, б) частот и форм колебаний микро- и макро-шероховатостей, в) давлений, г) скоростей относительного скольжения поверхностей трения, д) характерных видов изнашивания поверхностей трения. Для этого в динамическую модель механической подсистемы вводится модель реального фрикционного контакта, динамические характеристики которого определяются на основе представления сил контактного взаимодействия в координатах состояния, доступных для измерения. Это позволяет на основе модельного эксперимента анализировать трибохарактеристики натуральных узлов трения с учетом взаимовлияния процессов, протекающих в механических и фрикционных подсистемах, и существенно дополнить известные методы экспериментального исследования процессов трения на физических моделях.

2. Предложен ряд интегральных оценок, определяемых на основе анализа спектральных

характеристик сил нормального и тангенциального контактного взаимодействия. Наблюдение и изучение этих интегральных оценок, характеризующих упруго-диссипативную природу процессов трения, в наиболее информативных октавных (долеоктавных) полосах частот позволяет качественно и количественно определять значения мощности необратимых изменений подводимой энергии в узле трения. На этой основе предложены методы, способы и алгоритмы динамического мониторинга, обеспечивающие в реальном времени возможность: а) контроля текущего состояния фрикционного контакта, б) прогнозирования их изменений, в) определения аномальных режимов контактирования с определенной величиной вероятности, г) формирования управляющих сигналов для систем автоматического регулирования нагрузочно-скоростных режимов эксплуатации фрикционных систем, либо систем автоматического управления приводами подачи модификаторов трения фрикционного или антифрикционного назначения для изменения функциональных трибохарактеристик трибоконтакта.

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

Литература

- [1] Шаповалов В.В. *Теоретические основы трибоспектральной идентификации процессов трения*. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, ВНИИЖТ, 1988. 38 с.
- [2] Щербак П.Н. *Оптимизация фрикционных механических систем на базе модельного эксперимента*. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Ростов-н/Д, 2002. 43 с.

- [3] Шаповалов В.В., Челохьян А.В., Лубягов А.М., Воробьев В.Б., Щербак П.Н., Озябкин А.Л., Могилевский В.А., Окулова Е.С., Шуб М.Б., Бутов Э.С., Кикичев Ш.В., Зайкин Д.С., Родин А.Е., Коновалов Д.С., Александров А.А., Харламов П.В., Воронин В.Н., Шапошников И.А. *Способ испытаний узлов трения*. Пат. № 2343450 Российская Федерация, 2009, бюл. № 1.
- [4] Шаповалов В.В., Коропец П.А., Шуб М.Б. Математическое моделирование динамической системы «Экипаж–путь». *Вестник РГУПС*, 2000, № 2, с. 131–137.
- [5] Шаповалов В.В., Озябкин А.Л., Харламов П.В. Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных механических систем. *Вестник машиностроения*, 2009, № 5, с. 49–57.
- [6] Шаповалов В.В., Челохьян А.В., Колесников И.В., Озябкин А.Л., Харламов П.В. *Амплитудно-фазочастотный анализ критических состояний фрикционных систем*. Москва, ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. 383 с.
- [7] Озябкин А.Л. Динамический мониторинг трибосистемы «Подвижной Состав–путь». *Вестник РГУПС*, 2011, № 2, с. 35–47.
- [8] Озябкин А.Л., Колесников И.В. Методы повышения надежности резьбовых соединений тормозных систем вагонов. *Вестник РГУПС*, 2011, № 4, с. 66–75.
- [9] Озябкин А.Л., Колесников И.В., Харламов П.В. Мониторинг триботермодинамики фрикционного контакта мобильной трибосистемы. *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2012, № 3, с. 25–36.
- [10] Озябкин А.Л. Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем. *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2011, № 10, с. 17–28.
- [11] Шаповалов В.В., Лубягов А.М., Выщепан А.Л., Щербак П.Н., Озябкин А.Л., Харламов П.В., Окулова Е.С., Коробейников Т.А., Александрова Е.А., Фейзов Э.Э., Фейзова В.А., Сисюкин И.П., Мантуров Д.С., Мантурова Е.А., Семенов Р.Ю., Пронин В.В., Костюк В.В., Коваленко Л.И., Васильев А.Н., Ананко А.М. *Способ динамического мониторинга фрикционных мобильных систем*. Пат. № 2517946, Российская Федерация, 2014, бюл. № 16.
- [12] Пупков К.А., Егупов Н.Д., ред. *Методы классической и современной теории автоматического управления. В 5 т. Т. 1: Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 656 с.

References

- [1] Shapovalov V.V. *Teoreticheskie osnovy tribospektral'noi identifikatsii protsessov treniia*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Theoretical Foundations tribospektral'noi identification of friction. Dr. tech. sci. diss.] Moscow, VNIIZhT publ., 1988.
- [2] Shcherbak P.N. *Optimizatsiia friktsionnykh mekhanicheskikh sistem na baze model'nogo eksperimenta*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Optimization of frictional mechanical systems on the basis of the model experiment. Dr. tech. sci. diss.]. Rostov-on-Don, 2002. 43 p.
- [3] Shapovalov V.V., Chelokh'ian A.V., Lubiagov A.M., Vorob'ev V.B., Shcherbak P.N., Oziabkin A.L., Mogilevskii V.A., Okulova E.S., Shub M.B., Butov E.S., Kikichev Sh.V., Zaikin D.S., Rodin A.E., Konovalov D.S., Aleksandrov A.A., Kharlamov P.V., Voronin V.N., Shaposhnikov I.A. *Sposob ispytaniia uzlov treniia* [Test Method of friction units]. Patent RF no. 2343450 RF, MPK G 01 N 3/56. 2009.
- [4] Shapovalov V.V., Koropets P.A., Shub M.B. Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskoi sistemy «Ekipazh–put'» [Mathematical modeling of dynamic systems «Crew–way»]. *Vestnik RGUPS* [Bulletin RSTU]. 2000, no. 2, pp. 131–137.
- [5] Shapovalov V.V., Oziabkin A.L., Kharlamov P.V. *Primenenie metodov fiziko-matematicheskogo modelirovaniia i tribospektral'noi identifikatsii dlia monitoringa friktsionnykh mekhanicheskikh sistem* [Application of physical-mathematical modeling methods and of tribospectral identification for monitoring of the frictional mechanical systems]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2009, no. 5, pp. 49–57.

- [6] Shapovalov V.V., Chelokh'ian A.V., Kolesnikov I.V., Oziabkin A.L., Kharlamov P.V. *Amplitudo-fazochastotnyi analiz kriticheskikh sostoianii friktsionnykh system* [Amplitude-phase-frequency analysis of the critical conditions of frictional systems]. Moscow, GOU «Uchebno-metodicheskii tsentr po obra-zovaniyu na zheleznodorozhnom transporte» publ., 2010. 383 p.
- [7] Oziabkin A.L. Dinamicheskii monitoring tribosistemy «Podvizhnoi Costav-put'» [Dynamic monitoring of railway tribosystems]. *Vestnik RGUPS* [Bulletin RSTU]. 2011, no. 2, pp. 35–47.
- [8] Oziabkin A.L., Kolesnikov I.V. Metody povysheniia nadezhnosti rez'bovykh soedinenii tormoznykh sistem vagonov [Methods to increase the reliability of carving connections of brake systems of cars]. *Vestnik RGUPS* [Bulletin RSTU]. 2011, no. 4, pp. 67–75.
- [9] Oziabkin A.L., Kolesnikov I.V., Kharlamov P.V. Monitoring tribotermodinamiki friktsionnogo kontakta mobil'noi tribosistemy [Monitoring tribothermodynamics of frictional contact of mobile frictional systems]. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmax* [Friction and lubrication in machinery]. 2012, no. 3, pp. 25–36.
- [10] Oziabkin A.L. Teoreticheskie osnovy dinamicheskogo monitoringa friktsionnykh mobil'nykh system [Theoretical bases of dynamic monitoring of frictional mobile systems]. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmax* [Friction and lubrication in machinery]. 2011, no. 10, pp. 17–28.
- [11] Shapovalov V.V., Lubiagov A.M., Vyshchepan A.L., Shcherbak P.N., Oziabkin A.L., Kharlamov P.V., Okulova E.S., Korobeinikov T.A., Aleksandrova E.A., Feizov E.E., Feizova V.A., Sisiukin I.P., Manturov D.S., Manturova E.A., Semenov R.Iu., Pronin V.V., Kostyuk V.V., Kovalenko L.I., Vasil'ev A.N., Ananko A.M. *Sposob dinamicheskogo monitoringa friktsionnykh mobil'nykh system* [A method for monitoring the dynamic friction of mobile systems]. Patent № 2517946 RF, MPK G 01 N 3/56, 2014.
- [12] *Metody klassicheskoi i sovremennoi teorii avtomaticheskogo upravleniia. V 5 t. T. 1: Matematicheskie modeli, dinamicheskie kharakteristiki i analiz sistem avtomaticheskogo upravleniia* [Methods of classical and modern control theory. In 5 vol. Vol. 1: Mathematical models and dynamic characteristics analysis of automatic control systems]. Ed. Pupkov K.A., Egupov N.D. Moscow, Bauman Press, 2004. 656 p.

Статья поступила в редакцию 01.12.2014

Информация об авторах

ШАПОВАЛОВ Владимир Владимирович (Ростов-на-Дону) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Транспортные машины и триботехника». ФГБОУ ВПО «Ростовский государственный университет путей сообщения» (344038, Ростов-на-Дону, Российская Федерация, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2, e-mail: tmt@rgups.ru).

СЛАДКОВСКИ Александр (Катовице) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой, факультет транспорта. Силезский технический университет (44-019, Катовице, Польша, ул. Красинского, 8, e-mail: aleksander.sladkowski@polsl.pl).

ЭРКЕНОВ Ахмат Чокаевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, депутат Государственной Думы Российской Федерации (103265, Москва, Российская Федерация, Охотный ряд, д. 1, e-mail: erkenov@duma.gov.ru).

Information about the authors

SHAPOVALOV Vladimir Vladimirovich (Rostov-on-Don) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Transport Vehicles and Tribotechnology» Department. Rostov State Transport University (Narodnogo Opolcheniya sq., 2, 344038, Rostov-on-Don, Russian Federation, e-mail: tmt@rgups.ru).

SLADKOWSKI Aleksander (Katowice) — Dr. Sc. (Eng.), professor, head of Department. Faculty of Transport. Silesian University of Technology (Krasinskiego 8, 44-019, Katowice, Poland, e-mail: aleksander.sladkowski@polsl.pl).

ERKENOV Akhmat Chokaevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Deputy of the State Duma of the Russian Federation (Okhotnyy Ryad str., 1, 103265, Moscow, Russian Federation, e-mail: erkenov@duma.gov.ru).