

**СНИЖЕНИЕ ИЗНОСА КОЛЕС НА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ  
КОЛЕИ 1520 мм***Институт технической механики**Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины,  
ул. Лешко-Попеля, 15, 49005, Днепр, Украина; e-mail: Mokrii.T.F@nas.gov.ua*

Статтю присвячено вирішенню проблеми зниження інтенсивності зносу коліс вантажних вагонів, що експлуатуються на залізницях шириною колії 1520 мм. Дано короткий опис запропонованої співробітниками Інституту технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України (ІТМ НАНУ і ДКАУ) та впровадженої на українських залізницях комплексної модернізації типових візків (модель 18-100) вантажних вагонів за рахунок використання адаптованих для країн СНД пристроїв американських компаній і коліс із спеціально розробленим в ІТМ НАНУ і ДКАУ зносостійким профілем ІТМ-73, яка дозволяє в декілька разів збільшити ресурс проблемних вузлів ходових частин, у тому числі в 2–2,5 рази знизити знос контактуючих поверхонь коліс і рейок.

Мета роботи полягала в удосконаленні комплексної модернізації візків вантажних вагонів – створенні нових зносостійких профілів коліс, зокрема з урахуванням форми зносу головок рейок. Запропоновано наближений спосіб розв'язання задачі взаємодії колеса і рейки з визначенням положення і розмірів нееліптичних контактних плям, у тому числі при конформному контакті. Розроблено нові профілі коліс для обточування зношених коліс (ІТМ-73-01), а також нових коліс для вагонів з осевим навантаженням на рейки 23,5 тс (ІТМ-73-02) і 25 тс (ІТМ-73-03). Застосовано методи математичного моделювання, числового інтегрування, теорії коливань, статистичної динаміки.

Наведено дані теоретичних і експериментальних досліджень, які свідчать про те, що середня інтенсивність зносу гребенів коліс вантажних вагонів з комплексно модернізованими візками, обладнаними колесами з профілем ІТМ-73-01, в 3,5–5 разів нижче, ніж при тому ж пробігу у типового вагона зі стандартним профілем коліс. За прогнозними оцінками, використання коліс із профілем ІТМ-73-02, ІТМ-73-03 у вагонах із комплексно модернізованими візками дозволить досягти ще більшого підвищення ресурсних показників колісних пар за зносом гребенів.

Статья посвящена решению проблемы снижения интенсивности износа колес грузовых вагонов, эксплуатирующихся на железных дорогах шириной колеи 1520 мм. Дано краткое описание предложенной сотрудниками Института технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины (ИТМ НАНУ и ГКАУ) и внедренной на украинских железных дорогах комплексной модернизации типовых тележек (модель 18-100) грузовых вагонов за счет использования адаптированных для стран СНГ устройств американских компаний и колес со специально разработанным в ИТМ НАНУ и ГКАУ износостойким профилем ИТМ-73, которая позволяет в несколько раз увеличить ресурс проблемных узлов ходовых частей, в том числе в 2–2,5 раза снизить износ контактирующих поверхностей колес и рельсов.

Цель работы заключалась в усовершенствовании комплексной модернизации тележек грузовых вагонов – создании новых износостойких профилей колес, в частности с учетом формы износа головок рельсов. Предложен приближенный способ решения задачи взаимодействия колеса и рельса с определением положения и размеров неэллиптических контактных пятен, в том числе при конформном контакте. Разработаны новые профили колес для обточки изношенных колес (ИТМ-73-01), а также новых колес для вагонов с осевой нагрузкой на рельсы 23,5 тс (ИТМ-73-02) и 25 тс (ИТМ-73-03). Применены методы математического моделирования, численного интегрирования, теории колебаний, статистической динамики.

Приведены данные теоретических и экспериментальных исследований, свидетельствующие о том, что средняя интенсивность износа гребней колес грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками, оборудованными колесами с профилем ИТМ-73-01, в 3,5–5 раз ниже, чем при том же пробеге у типового вагона со стандартным профилем колес. По прогнозным оценкам, использование колес с профилем ИТМ-73-02, ИТМ-73-03 в вагонах с комплексно модернизированными тележками позволит достигнуть еще большего повышения ресурсных показателей колесных пар по износу гребней.

This paper is devoted to the solution of the problem of freight car wheel wear reduction on 1520 mm gauge railways (the former USSR). The paper gives a brief description of the comprehensive retrofit of standard freight-car trucks (model 18-100) proposed at the Institute of Technical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine and the State Space Agency of Ukraine (ITM of NASU and SSAU) and introduced on the Ukrainian railways. The retrofit involves the use of US companies' devices adapted to the former USSR's countries and the ITM-73 wear-resistant wheel profile specially developed at the ITM of NASU and SSAU; it offers a several-fold increase in the life of critical running gear assemblies and makes it possible to reduce wheel and rail contact wear by a factor of 2–2.5.

The aim of the work was to refine the comprehensive retrofit of freight-car trucks, namely, to develop new

© В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрий, И. Ю. Малышева, Л. Г. Лапина,  
С. С. Пасичник, Н. В. Безрукавый, 2018

wear-resistant wheel profiles, in particular with account for the shape of worn rail heads. An approximate method was proposed for the solution of the wheel–rail interaction problem with the determination of the position and dimensions of nonelliptic contact patches, including the case of a conformal contact. Using this method, new wheel profiles were developed for worn wheel machining (ITM-73-01) and for new wheels for cars with an axle load of 23.5 tf (ITM-73-02) and 25 tf (ITM-73-03). Use was made of methods of mathematical simulation, numerical integration, oscillation theory, and statistical dynamics.

The data of theoretical and experimental studies presented in the paper show that the average wheel flange wear rate for freight cars with comprehensively retrofitted trucks whose wheels have the ITM-73-01 profile is 3.5 – 5 times lower than for a standard car with the standard wheel profile at the same kilometerage. According to predictive estimates, for cars with comprehensively retrofitted trucks the wear of wheels with the ITM-73-02 or ITM-73-03 profile will be still lower.

**Ключевые слова:** тележка грузового вагона, комплексная модернизация, износ пары «колесо–рельс», износостойкий профиль колес, динамические качества вагона, повышенная нагрузка на ось.

**Введение.** В 90-х годах XX столетия на железных дорогах Украины и других стран – участниц СНГ начался сверхнормативный износ гребней колес локомотивов и грузовых вагонов. Интенсивность износа настолько возросла, что на некоторых железных дорогах выход из строя по износу колесных пар нарушал работу подвижного состава. Кроме того, значительно возросла интенсивность износа боковых граней головок рельсов, особенно в криволинейных участках пути малого радиуса ( $R \leq 650$  м). С этого времени данному вопросу стало уделяться повышенное внимание [1 – 7].

Поскольку форма профиля колеса непосредственно влияет не только на сроки службы колесных пар и рельсов, но и на ходовые качества подвижного состава, исследования по созданию новых профилей ободьев колес по сей день не теряют своей актуальности [8 – 12].

В Украине решение проблемы повышения жизненного цикла колесных пар осуществляется по нескольким направлениям, в том числе за счет совершенствования конструкции тележки для улучшения динамики вагонов и снижения сил взаимодействия колес и рельсов, а также путем изменения профилей контактных поверхностей колес и рельсов.

**О комплексной модернизации тележек грузовых вагонов.** В грузовых вагонах на железных дорогах колеи 1520 мм широко используются трехэлементные тележки модели 18-100. Эти тележки вместе с положительными чертами (простота конструкции, невысокая стоимость изготовления, технологичность в ремонте и др.) имеют существенные недостатки. Главные из них – склонность к самовозбуждению колебаний виляния во время движения по прямым участкам пути, неудовлетворительные характеристики при вписывании в криволинейные участки пути, значительный износ колес и рельсов. Потеря устойчивости движения вагона приводит к повышенному износу элементов ходовых частей и верхнего строения пути. При этом возможны нарушения условий безопасности движения поездов, сходы с рельсов.

Результатом теоретических и экспериментальных исследований по усовершенствованию конструкции этих тележек стали разработка Институтом технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины (ИТМ НАНУ и ГКАУ) совместно с компанией A. Stucki (USA) и внедрение на сети железных дорог Украины комплексной модернизации тележек модели 18-100 грузовых вагонов [13], которая включает: замену стандартных жестких скользунов с зазорами упругодиссипативными скользунами постоянного контакта для повышения

степени связанности тележек с кузовом (что позволяет повысить критическую скорость вагона); установку клиньев из высокопрочного чугуна (вместо стальных) и замену фрикционных планок износостойкими планками для существенного уменьшения износа клиновой системы демпфирования колебаний (что позволяет значительно увеличить ресурс ее элементов); укладку в подпятнике полимерной прокладки, предназначенной для улучшения работы пятникового узла и уменьшения его износа; использование вместо стандартного профиля колес специально разработанного износостойкого профиля ИТМ-73. Данная модернизация позволила наряду с увеличением ресурса наиболее проблемных элементов тележки повысить жизненный цикл колесных пар по износу гребней и поверхности катания колес более чем в 2 – 2,5 раза [14, 15]. На сегодняшний день на железных дорогах Украины эксплуатируются около 25 тысяч комплексно модернизированных грузовых вагонов.

Все элементы комплексной модернизации, в том числе износостойкий профиль колес ИТМ-73, использованы при создании на Крюковском вагоностроительном заводе тележки модели 18-7020 [16], которая принята в качестве одной из базовых моделей для обновления грузового парка отечественных железных дорог.

**Разработка износостойких профилей ободьев колес.** Применение в улучшенных конструкциях тележек скользунов постоянного контакта без изменения профиля стандартных колес приводит к повышению износа колес и рельсов при вписывании вагона в кривые, поэтому по просьбе Укрзалізнички в ИТМ НАНУ и ГКАУ был разработан вышеупомянутый нелинейный профиль ИТМ-73 для колес с толщиной гребня 32 мм.

Проектирование профиля колес выполнялось с учетом ряда требований: угол наклона рабочей грани гребня должен быть достаточно большим для предотвращения схода экипажа из-за вкатывания колеса на рельс; форма поверхности катания колеса должна обеспечивать устойчивость движения экипажа; форма галтели в основании гребня колеса должна обеспечивать благоприятные условия вписывания экипажа в криволинейные участки пути и одновременно не приводить к возникновению сверхнормативных контактных напряжений на рабочей грани головки рельса.

Для выполнения теоретических исследований создано соответствующее математическое обеспечение, которое позволяет учитывать достаточное количество факторов, влияющих на показатели процесса взаимодействия колес и рельсов. Разработаны расчетные схемы и математические модели, которые позволяют учитывать конструктивные особенности разных типов вагонов и модернизируемых узлов тележек, а также исследовать пространственные случайные колебания экипажей при движении по пути произвольного очертания в плане.

Одним из необходимых условий получения достоверных прогнозных оценок динамических качеств вагонов и их взаимодействия с путем является корректное задание входных возмущений, действующих со стороны пути. Понятие «возмущение» включает в себя совокупность составляющих, характеризующих неровности железнодорожного пути в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Для расчетов выбраны следующие четыре составляющие: симметричные и кососимметричные вертикальные неровности пути, определяемые соответственно как полусумма и полуразность вертикальных

неровностей правой и левой рельсовых нитей; горизонтальные неровности правой и левой рельсовых нитей.

Существуют различные подходы к формированию составляющих возмущений. Но какой бы подход ни применялся, критерием приемлемости используемых возмущений является близость показателей, определённых при расчетах, к соответствующим экспериментальным данным.

Для проведения расчетов сформированы возмущения с применением двух подходов. Первый из них заключается в использовании в качестве составляющих возмущения фактических неровностей реальных участков пути. Эти неровности были определены по записям просадок и неровностей в плане, зарегистрированным вагоном-путеизмерителем и преобразованным с учетом передаточных функций его измерительных систем в вертикальном и горизонтальном направлениях [17]. Сравнение результатов проведенных расчетов с экспериментальными данными показало, что при таком подходе составляющие возмущения целесообразно формировать по записям, полученным на участках с высоким уровнем неровностей для заданного качественного состояния пути, а к вертикальным составляющим возмущения применять корректирующие множители, позволяющие учитывать динамическое взаимодействие железнодорожного пути и вагона-путеизмерителя [18].

Другой подход к формированию возмущений состоит в построении их математических моделей. Каждую из четырех составляющих возмущения предлагается моделировать в виде полигармонических функций:

$$B_j(x) = \sum_{i=1}^{n_j} a_{ji} \cdot \sin(2\pi \cdot x / l_{ji}), \quad \overline{j=1,4},$$

где  $x$  – текущая пространственная координата;  $n_j$  – количество гармонических компонент в модели каждой из составляющих;  $a_{ji}$  и  $l_{ji}$  – соответственно амплитуда и длина волны гармонической компоненты.

Параметры этих функций  $a_{ji}$ ,  $l_{ji}$  и  $n_j$  ( $\overline{j=1,4}, \overline{i=1,n_j}$ ) предлагается определять по обобщенным результатам амплитудно-частотного анализа соответствующих неровностей пути, вычисленных по массиву записей вагона-путеизмерителя на различных участках магистрального пути хорошего состояния [19, 20]. Построенные таким образом модели достаточно полно отражают частотный состав фактических неровностей и их уровень и, как показали результаты расчетов, являются приемлемыми с точки зрения близости получаемых оценок показателей динамики и экспериментальных данных.

При расчетах параметров контакта пары «колесо–рельс» обычно используются два подхода: контактное пятно сводится в точку и рассчитываются приложенные в ней равнодействующие нормальных и касательных сил, либо определяются форма, размеры пятна и распределенные по нему действующие силы.

**Точечное взаимодействия пары «колесо–рельс».** Точечное представление взаимодействия колес и рельсов [21 – 23] применяется, когда размеры контактных пятен сравнительно малы, что характерно в основном для изношенных поверхностей рассматриваемых тел, не обладающих свойством конформного контакта.

В работе [24] построена математическая модель с таким представлением взаимодействия колеса и рельса для случая движения железнодорожного

экипажа по пути произвольного очертания в плане, инерционные и упруго-диссипативные свойства которого учтены в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях.

Геометрические параметры контакта определяются в зависимости от взаимного поперечного перемещения тел пары «колесо–рельс»  $\Delta y$  и угла боковой качки колесной пары  $\theta_{ws}$ , задаваемых с кусочно-постоянным шагом. В качестве исходных используются функции, которые описывают профили поверхностей обода колеса  $f_W(y)$  и головки рельса  $f_R(y)$ . Начало системы координат, общей для рассматриваемой пары тел, расположено на профиле колеса в точке  $O$ , через которую проходит его средний круг катания. На профиле головки рельса оно находится в точке, над которой будет располагаться средний круг катания колеса при симметричной установке колесной пары в колее заданной ширины.

Для каждого набора значений показателей  $\Delta y$  и  $\theta_{ws}$  из рассматриваемых диапазонов, ограниченных возможными взаимными положениями контактной пары, вычисляется функция  $D(y) = f_R(y) - f_W(y)$ , которая представляет собой изменение расстояния в вертикальном направлении между поверхностями катания колеса и рельса. Значение  $y$ , при котором достигается  $\min D(y)$ , определяет положение точки контакта на рельсе, отсчитанное от точки  $O$ , а само значение  $\min D(y)$  является вертикальным перемещением колеса относительно рельса  $\Delta z$ , обусловленным их взаимным поперечным смещением.

Рассматриваются три фазы взаимодействия, которые определяются количеством найденных точек контакта и положением их на ободу колеса (поверхности катания, галтели, гребне). Фаза двухточечного контакта может быть пропущена вследствие выбранного шага дискретности изменения рассматриваемых параметров взаимного расположения колеса и рельса. Во избежание этого введена малая величина  $\chi$ , которая определяет возможное значение упругой вертикальной деформации контактирующих тел в точках контакта. Одновременно проверяется расположение контактных точек: если расстояние между ними превышает заданный размер контактного пятна  $\gamma$  (6 – 10) мм, то найдена не одна точка контакта.

Считается, что касательные силы, возникающие во всех фазах взаимодействия, являются силами крипа. Для их вычисления используется модель, в которой учитываются нелинейная зависимость сил от геометрических параметров контактирующих поверхностей, переменная нагрузка колеса на рельс, различные углы наклона плоскости контакта к горизонту и набегания колесной пары на рельс. Согласно этой модели, силы крипа определяются по формуле [25]:

$$T = -F_{\varepsilon} \left[ \left( \frac{F_{\varepsilon}}{\mu N} \right)^m + 1 \right]^{-\frac{1}{m}},$$

$$F = 350m\sqrt{Nr},$$

$$m = 3,5,$$

где  $T$  и  $\varepsilon$  – сила и показатель кривизны в точке контакта;  $N$  – нормальная сила, действующая между колесом и рельсом в точке контакта;  $\mu$  – коэффициент трения;  $r$  – мгновенный радиус колеса в точке контакта.

Показатель кривизны  $\varepsilon$  определяется с учетом угла наклона плоскости контакта к горизонту  $\alpha$  и угла набегания колесной пары на рельс  $\psi_{ws}$ :

$$\varepsilon = (\varepsilon_{\psi}^2 + \varepsilon_{\alpha}^2)^{1/2} = [(\varepsilon_x \sec \psi_{ws})^2 + (\varepsilon_y \sec \alpha)^2]^{1/2},$$

где  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  – показатели кривизны в продольном и поперечном направлениях.

Составляющие сил кривизны определяются следующим образом:

$$T_{\psi} = \frac{\varepsilon_{\psi}}{\varepsilon} T, \quad T_{\alpha} = \frac{\varepsilon_{\alpha}}{\varepsilon} T.$$

Нормальное давление равно

$$N = N_z \sec \alpha,$$

где  $N_z$  – вертикальная сила взаимодействия, которая вычисляется как реакция пути.

В фазе двухточечного контакта распределение нормальных составляющих сил взаимодействия определяется при решении системы алгебраических уравнений

$$\begin{cases} N_1 \cos \alpha_1 + N_2 \cos \alpha_2 = N_z \\ N_1 \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2 = N_y, \end{cases} \quad (1)$$

где  $N_y$  – равнодействующая проекций на ось  $y$  нормальных сил в первой и второй точках контакта, которая связана с вертикальной силой  $N_z$  соотношением  $N_y = N_z \Delta Z'$ ;  $\Delta Z'$  – производная вертикального смещения колеса относительно рельса  $\Delta Z$  по их взаимному смещению в горизонтальном поперечном направлении  $\Delta y$ ;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – углы между поперечной осью и касательными к профилю поверхности колеса в точках контакта.

Из системы уравнений (1) получаем

$$N_1 = \frac{N_z (\operatorname{tg} \alpha_2 - \Delta Z')}{(\cos \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2 - \sin \alpha_1)}, \quad N_2 = \frac{N_z (\operatorname{tg} \alpha_1 - \Delta Z')}{(\cos \alpha_2 \operatorname{tg} \alpha_1 - \sin \alpha_2)}.$$

С использованием данной модели был создан профиль колеса ИТМ-73. Сравнение положений точек контакта на колесах со стандартным профилем и профилем ИТМ-73, полученные при расчетах набегания колесной пары на неизношенный наружный рельс Р65 круговой кривой малого радиуса, показано на рис. 1. Видно, что одна из точек контакта колеса со стандартным профилем расположена на гребне (рис. 1, а), тогда как при тех же условиях колесо с профилем ИТМ-73 имеет одну точку контакта на галтели (рис. 1, б), что дает возможность избежать подреза гребня.

Экспериментальные зависимости износа гребней колес от пробега вагонов (серийного и с комплексно модернизированными тележками), получен-

ные по результатам многолетних эксплуатационных испытаний вагонов в самом сложном в Украине маршруте Кривой Рог – Ужгород через Карпатский перевал, показаны на рис. 2. Как видим, при пробеге 280 тыс. км ни одна колесная пара (кп) с износостойким профилем обода ИТМ-73 не поступала в переточку, в то время как все колесные пары со стандартным профилем перетачивались, причем некоторые по несколько раз.

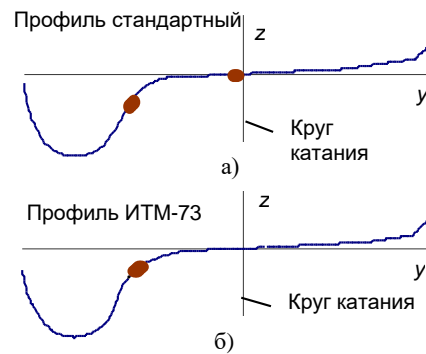


Рис. 1

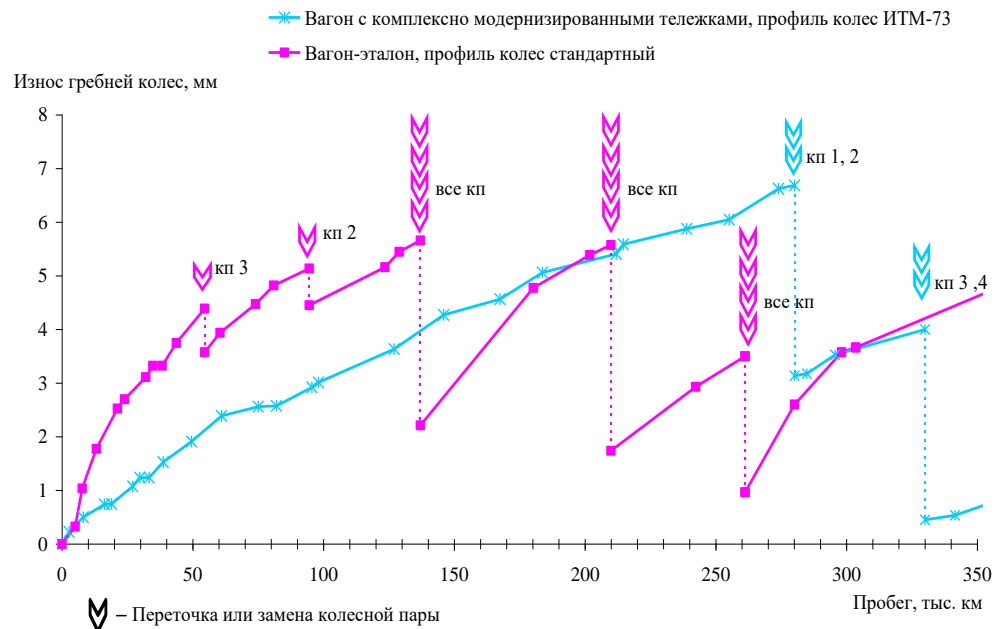


Рис. 2

**Моделирование конформного контакта колес и рельсов.** В последние годы во многих странах мира особенное внимание уделяется разработке и внедрению оптимальных профилей контактной пары «колесо–рельс». Наиболее перспективным с точки зрения оптимизации процессов взаимодействия считается конформный контакт колес и рельсов [26]. Для конформного взаимодействия характерны наименьший износ и наиболее равномерное распределение контактных напряжений, при этом величина их значительно ниже, чем при других видах контакта. В этом случае контактное пятно нельзя представить одной точкой и чаще всего оно имеет неэллиптическую форму. Поэтому требуется определение его формы, размеров, а также распределения по

нему действующих сил. Решению задачи негерцевского контакта посвящены, например, работы [27, 28]. В них приведена математическая модель взаимодействия колеса и рельса с неэллиптическим пятном контакта. Колесо и рельс представлены упругими полубесконечными телами, находящимися под давлением, распределенным по площадке контакта. Рельс принят безмассовым элементом, являющимся цилиндрической поверхностью, и влияние его колебаний не учитывается. Для определения контактного пятна и распределения нормальных напряжений в найденной геометрически точке соприкосновения тела внедряются одно в другое на некоторую заранее неизвестную величину  $\delta$ , которая находится путем решения довольно сложной системы уравнений методом итераций.

В статье [29] представлена пространственная математическая модель взаимодействия железнодорожного экипажа и инерционного упругодиссипативного пути, в которой учитываются размеры пятен контакта и распределение по ним нормальных и касательных сил и предложен менее трудоемкий способ решения контактной задачи, дающий, тем не менее, вполне приемлемые результаты.

Задача контакта решается в предположении о безотрывном движении колеса по рельсу. Входными параметрами являются углы боковой качки  $\theta_{ws}$  и виляния  $\psi_{ws}$  колесной пары, взаимное поперечное смещение  $\Delta y$  колеса и рельса. Профили поверхностей катания колеса и головки рельса задаются функциями  $f_W(y)$  и  $f_R(y)$  соответственно.

Выполняется распределение сил взаимодействия по поверхности найденного контактного пятна. Для этого оно делится на малые конечные элементы, в каждом из которых контакт принимается одноточечным и вычисляются элементарные силы. Касательные элементарные силы считаются силами крипа. Для их вычисления используется модель, приведенная выше.

Составляющие элементарных сил крипа в  $k$ -ом элементе определяются следующим образом

$$T_{\psi k} = \frac{\varepsilon_{\psi k}}{\varepsilon_k} T_k, \quad T_{\alpha k} = \frac{\varepsilon_{\alpha k}}{\varepsilon_k} T_k.$$

Полная продольная и поперечная составляющие распределенной силы крипа равны сумме соответствующих элементарных сил

$$T_x = \sum_{k=1}^n T_{\psi k} \cos \psi_{ws}, \quad T_y = \sum_{k=1}^n T_{\alpha k} \sin \alpha_k,$$

где  $n$  – общее число элементов разбиения пятна контакта.

Элементарные вертикальные силы взаимодействия вычисляются путем распределения полной вертикальной силы  $N_z$  между элементами пятна контакта пропорционально величине внедрения колеса в рельс в каждом элементе. Если имеют место два пятна контакта, сила  $N_z$  на первом этапе решения геометрической контактной задачи распределяется между пятнами при решении системы алгебраических уравнений (1). Затем полученные составляющие распределяются по элементам контактных пятен.



С помощью представленной модели взаимодействия выполнены исследования по дальнейшему совершенствованию комплексной модернизации тележек грузовых вагонов, в частности по созданию нового износостойкого профиля колес с конформным контактом для рельсов Р65 (с учетом формы износа их головок).

Разработка профиля поверхности катания колеса производилась при одновременном анализе двух функций цели: динамических показателей грузового вагона с комплексно модернизированными тележками и гребневого износа его колес [29, 30, 31]. Из семейства построенных профилей колеса был выбран профиль, при задании которого в расчетах достигались минимальные значения данных функций. В результате был получен ремонтный профиль ИТМ-73-01 для колес с толщиной гребня 29 мм.

Ниже приведены некоторые результаты решения пространственной задачи контакта колеса и рельса. Рассматривались три варианта профилей неизношенных колес: стандартный (по ГОСТ 9036-88), ИТМ-73 и ИТМ-73-01. На рис. 3 приведены формы, размеры и расположение пятен контакта на набегающих колесах с перечисленными профилями ободьев, полученные при расчетах вписывания вагона в круговую кривую радиуса 300 м с малоизношенными (боковой износ 3,5 мм) рельсами Р65. Продольные размеры пятен отложены по оси ординат, поэтому указаны две оси:  $z$  и  $x$ .

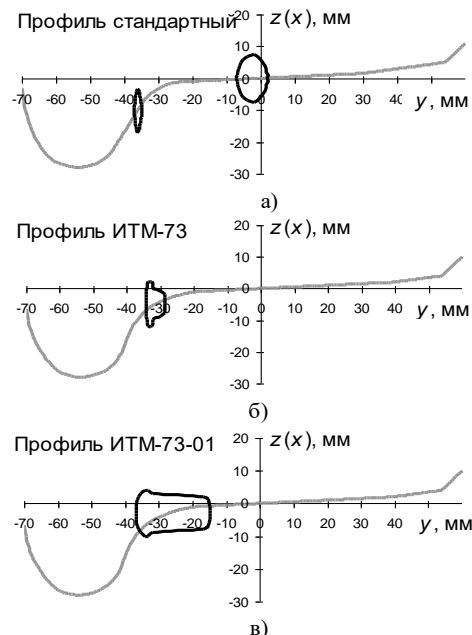


Рис. 3

Распределение вертикальной силы взаимодействия  $N_z$  по данным пятнам показано на рис. 4, а распределение износа (удельной работы сил крипа) по поверхности катания колес, приведенное к меридиональной плоскости  $zOy$  – на рис. 5. Как видно, улучшение параметров взаимодействия экипажа и пути вызывает дальнейшее существенное уменьшение гребневого износа.

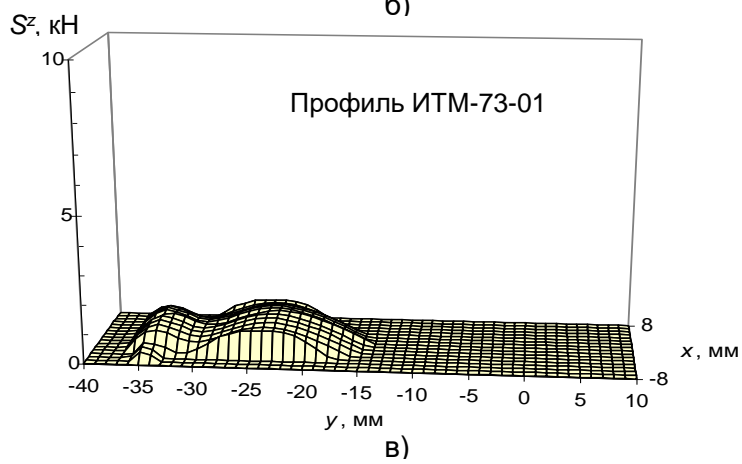
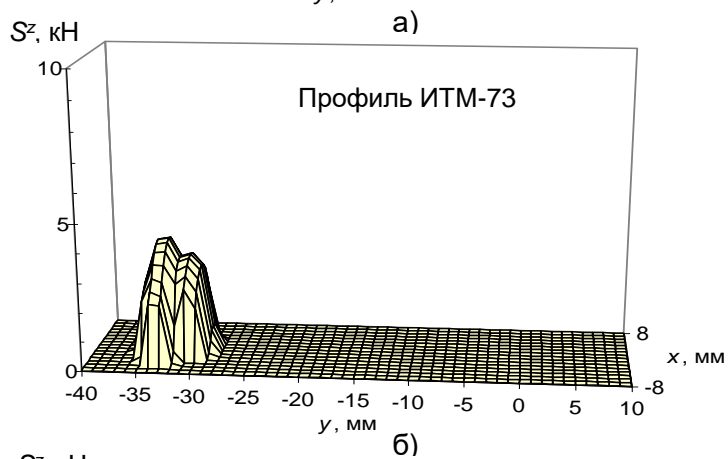
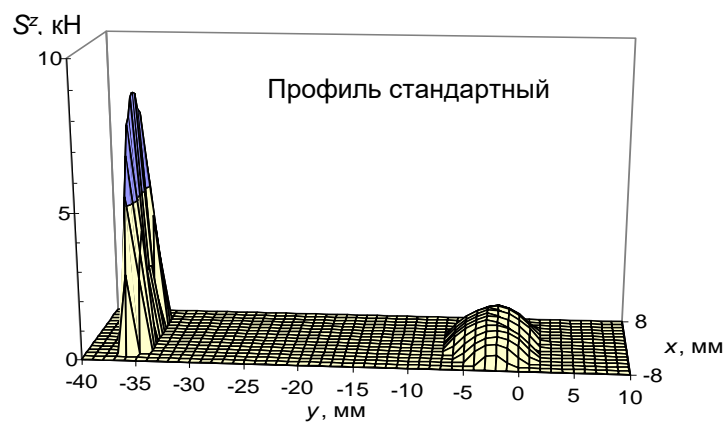


Рис. 4

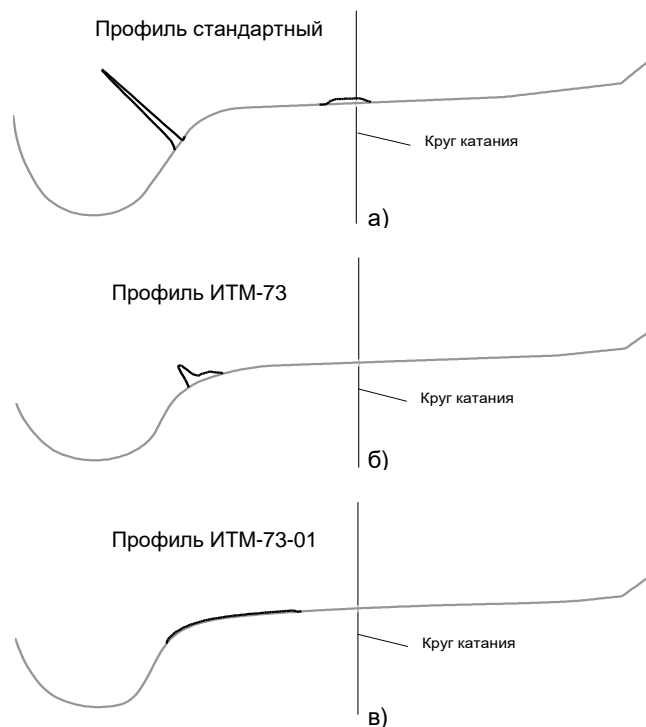


Рис. 5

Данные эксплуатационных испытаний партии опытных полувагонов с комплексно модернизированными тележками, колеса которых были обточены по профилю ИТМ-73-01, приведены на рис. 6. Здесь ромбиками обозначены средние значения износов восьми колес каждого из двадцати трех опытных вагонов. Как показывают полученные результаты, средняя интенсивность износа гребней колес этих вагонов в диапазоне до 100 тыс. км пробега в 3,5 – 5 раз ниже, чем у типового вагона со стандартным профилем колес.

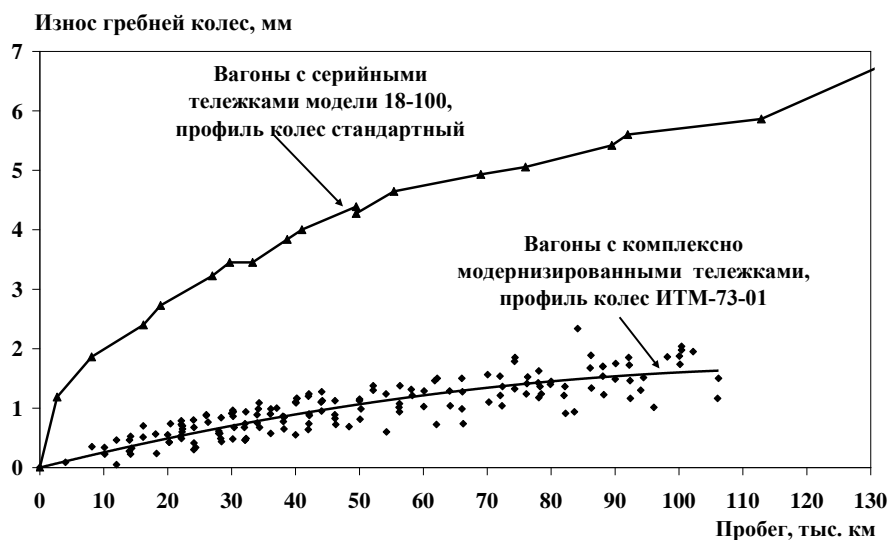


Рис. 6

При таком существенном уменьшении износа гребней можно предположить, что заметно уменьшится и износ рельсов, по которым будут курсировать вагоны с профилем колес ИТМ-73-01, что сулит железным дорогам получение существенной экономии средств. Кроме того, применение профиля ИТМ-73-01 позволяет увеличить число возможных переточек по причине поверхностных дефектов, что также значительно увеличивает ресурс колесной пары [32]. По приказу Укрзализныци ремонтный профиль ИТМ-73-01 введен на железных дорогах Украины.

Профиль ИТМ-73-01 применяется для переточки изношенных колес. Для обточки новых колес с подобным эффектом по износу гребней разработан профиль ИТМ-73-02 с толщиной гребня 32 мм [33]. На рис. 7 приведены зависимости от скорости движения показателя гребневого износа набегających на наружный рельс колес, полученные при расчетах вписывания груженных полувагонов с комплексно модернизированными тележками и различными профилями колес в круговые кривые радиуса 300 м с разной степенью износа рельсов Р65: рис. 7, а) – неизношенные рельсы, рис. 7, б) – малоизношенные, рис. 7, в) – среднеизношенные. Здесь под гребневым износом подразумевается суммарный износ галтели и гребня.

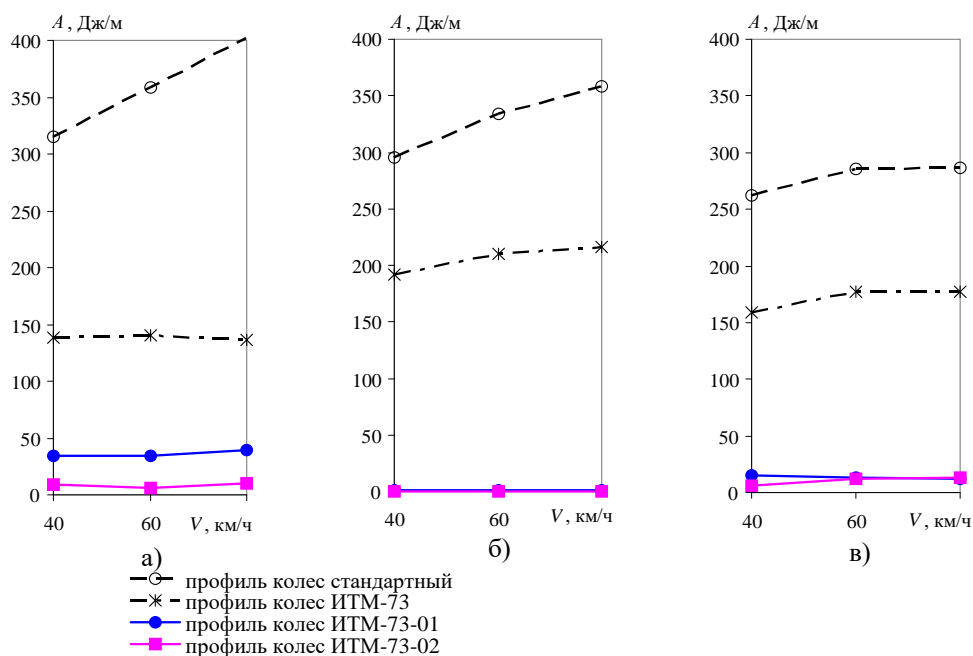


Рис. 7

Для изношенных рельсов задавались профили (рис. 8), полученные путем усреднения измерений головок наружных рельсов в кривых малого радиуса, выполненных на криволинейных участках Львовской железной дороги. В качестве малоизношенного был выбран рельс с боковым износом 3,5 мм (линия 2), среднеизношенного – с боковым износом 7,8 мм (линия 3). Профиль неизношенного рельса Р65 показан линией 1.

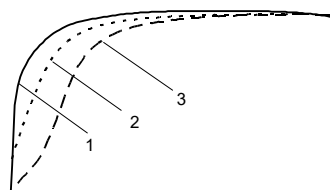


Рис. 8

Аналогичный эффект имеет место при использовании профиля ИТМ-73-02 в тележках нового поколения модели 18-7020 (с осевой нагрузкой 23,5 тс): по прогнозным оценкам, интенсивность износа гребней колес уменьшается более чем в 5 раз, что позволяет удовлетворить требованиям по износу колес, предъявляемым к перспективным грузовым вагонам. Техническим советом Укрзализныци в конце 2015 года было принято решение о введении профиля колес ИТМ-73-02 в конструкторскую документацию на тележку нового поколения модели 18-7020 и проведении испытаний вагонов с такими колесами.

В настоящее время в Украине в качестве базовых тележек перспективных грузовых вагонов, кроме вышеупомянутых тележек модели 18-7020, приняты новые трехэлементные тележки 18-9817 с увеличенной до 25 тс нагрузкой на ось. Их конструкция имеет ряд отличительных особенностей [34]: боковые скользуны постоянного контакта с пружинными упругими элементами (типа Preload Plus), характеристики которых могут подбираться в зависимости от типа вагона; упругие адаптеры в буксовых узлах; фрикционный клин с разнесенными наклонными контактными поверхностями и др. В выборе инерционных и упругих характеристик этих тележек ИТМ НАНУ и ГКАУ принимал активное участие. Как показали результаты расчетов, использование профиля ИТМ-73-02 для обточки колес данных тележек приводит к значительному росту (по сравнению с комплексно модернизированной тележкой модели 18-100 и тележкой модели 18-7020) износа гребней колес, что в эксплуатации может вызвать их подрез. Поскольку осевая нагрузка на рельсы у тележек 18-9817 выше всего на 7 %, такое ухудшение условий контакта колес и рельсов объясняется в основном изменением конструкции этих тележек: ввиду большей связанности боковин посредством адаптеров рама тележки становится более жесткой, что повышает устойчивость движения вагона, но в то же время затрудняет его вписывание в криволинейные участки пути.

Выполнены исследования по усовершенствованию профиля колес для тележки 18-9817 с целью улучшения ее взаимодействия и условий контакта с рельсовой колеей. Для этого на базе профиля ИТМ-73-02 было построено семейство (более 20) профилей колес с толщиной гребня 32 мм. Для каждого варианта профиля решалась пространственная задача контакта колес и рельсов, анализировались параметры взаимодействия, в том числе размеры и расположение контактных пятен, а также проводились расчеты вписывания полувагона с тележками 18-9817 в круговую кривую малого радиуса (300 м) с разной степенью износа рельсов и его движения по прямым участкам пути.

По результатам анализа двух противоречивых критериев – минимума гребневого износа колес и максимума запаса устойчивости движения экипажа – был выбран профиль колес ИТМ-73-03 [35]. Использование этого профиля колес значительно улучшает процесс взаимодействия грузового вагона с увеличенной осевой нагрузкой и пути и существенно снижает гребневой износ колес, обеспечивая при этом высокие динамические качества экипажа. Для примера на рис. 9 построено приведенное к меридиональному сечению колеса распределение показателя износа по рабочей поверхности ободьев набегающих колес с профилями ИТМ-73-02 (рис. 9, а) и ИТМ-73-03 (рис. 9, б)) при движении экипажа со скоростью 60 км/ч в кривой с неизношенными рельсами.

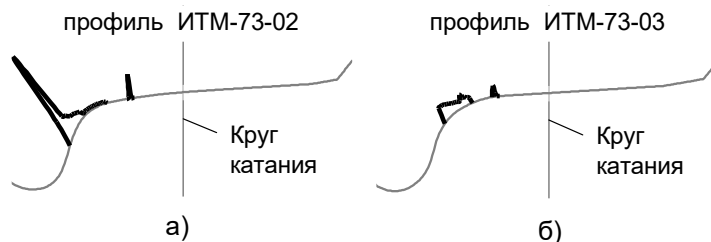


Рис. 9

Как показали дополнительные исследования, профиль ИТМ-73-03 по критериям износа гребней колес и динамическим качествам экипажей допустимо использовать в вагонах, оборудованных модернизированными тележками с обычной осевой нагрузкой на рельсы 23,5 тс.

#### **Выводы.**

1. На основании точечного представления взаимодействия пары «колесо-рельс» разработан нелинейный износостойкий профиль колес ИТМ-73, применение которого в грузовых вагонах с комплексно модернизированными тележками модели 18-100 позволило повысить жизненный цикл колесных пар по износу гребней колес более чем в 2 – 2,5 раза.

2. Предложен приближенный способ решения задачи взаимодействия колеса и рельса с определением положения и размеров неэллиптических контактных пятен, в том числе при конформном контакте, и распределения по ним нормальных и касательных сил взаимодействия.

3. С использованием предложенного способа разработаны износостойкие профили колес ИТМ-73-01 (для обточки изношенных колес) и ИТМ-73-02 (для обточки неизношенных колес) с учетом формы износа головок рельсов Р65. По экспериментальным данным, средняя интенсивность износа гребней колес грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками, оборудованными колесами с профилем ИТМ-73-01, в 3,5 – 5 раз ниже, чем при том же пробеге у типового вагона со стандартным профилем колес. Использование колес с профилем ИТМ-73-02 при обточке новых колес в вагонах с комплексно модернизированными тележками и новыми тележками модели 18-7020 (с обычной осевой нагрузкой на рельсы 23,5 тс) позволит еще больше увеличить жизненный цикл колесных пар.

4. Разработан износостойкий профиль колес ИТМ-73-03 для перспективных тележек модели 18-9817 с повышенной до 25 тс осевой нагрузкой. Использование нового профиля колес значительно улучшает процесс взаимодействия грузового вагона с указанными тележками и существенно снижает износ гребней колес, обеспечивая при этом высокие динамические качества экипажа. Применение профиля колес ИТМ-73-03 по критериям износа гребней колес и динамическим качествам экипажей допустимо также и в вагонах, оборудованных модернизированными тележками с обычной осевой нагрузкой на рельсы 23,5 тс.

1. Минин С. И. Причины интенсивного износа колесных пар и рельсов. Железнодорожный транспорт. 1991. №1. С. 47–50.
2. Богданов В. М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов. Железнодорожный транспорт. 1992. № 12. С. 30–34.
3. Никифоров Б. Д. Причины и способы предупреждения износа гребней колесных пар. Железнодорожный транспорт. 1995. №10. С. 36–40.

4. Ushkalov V. F. Wheelset and Rail Wear on Ukrainian Railways. Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. Budapest, Hungary. 1996. P. 250–258.
5. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес. Москва: ПТКБ ЦП МПС, 1997. 207 с.
6. Буйносов А. П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения. Екатеринбург: УрГУПС. 2009. 224 с.
7. Нирконэн В. П. Влияние профилей колеса и рельса на динамику подвижного состава. Путь и путевое хозяйство. 2011. №9. С. 18–21.
8. Корольков Е. П., Кориунов Г. Н., Луцев В. Е. Испытания колес с новым профилем катания. Железнодорожный транспорт. 1993. №8. С. 37–38.
9. Magel E., Tajaddini A. Оптимизация профилей колес и рельсов. Железные дороги мира. 2007. № 10. С. 62–64.
10. Zakharov S., Goryacheva I., Bogdanov V., Pogorelov D., Zharov I. Problems with Wheel and Rail Profiles Selection and Optimization. Wear. 2008. V. 265, issues 9, 10, 30. P. 1266–1272.
11. Gerlici Yu., Lack T. Railway Wheel and Rail Head Profiles Development Based on the Geometric Characteristics Shapes. 8 Intern. Conf. on Contact Mech. and Wear of Rail/Wheel Systems, Florence, Sept. 2009. // Wear. 2011. 271, No. 1–2. P. 246–258.
12. Косов В. С., Махутов Н. А., Бидуля А. Л. К вопросу разработки взаимоувязанного профиля рабочих поверхностей колес и рельсов. Фундаментальные исследования для долгосрочного развития ж. д. транспорта: Сб. тр. членов и науч. партнеров Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». Москва. 2013. С. 204–211.
13. Ushkalov V. F., Lashko A. D., Mokriy T. F. Upgrade of Freight Car Bogies As An Option for Freight Rolling stock Running Gears Renovation. VNIIZhT Bulletin. 2014. № 1. P. 7–12.
14. Gregg Hansen W. M., Лашко А. Д., Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Мащенко И. А. Комплексная модернизация тележек 18-100 для снижения износа колес и повышения ходовых качеств грузовых вагонов. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени акад. В. Лазаряна. 2004. Вып. 5. С. 215–219.
15. Орлова А. М., Лесничий В. С., Харитонов Б. В. Технико-экономическое обоснование применения комплексной модернизации ходовых частей грузовых вагонов с установкой износостойких элементов А. Стаки и Амстед Рейл. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени акад. В. Лазаряна. 2008. Вып. 23. С. 76–82.
16. Двухосная тележка модель 18-7020 тип 2. URL <http://test.kvsz.com/index.php/ru/produktsiya/> /gruzovoe-vagonostroenie/khodovye-chasti/telezhki/item/833-dvukhosnaya-telezhka-model-18-7020.
17. Ушкалов В. Ф., Лапина Л. Г., Мащенко И. А. Расчетные возмущения для исследования динамики железнодорожных вагонов. Залізничний транспорт України. 2012. №1. С. 38–41.
18. Ушкалов В. Ф., Лапина Л. Г., Мащенко И. А. Расчетные возмущения для оценки динамических качеств грузовых вагонов. Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна. 2013. Вып. 4 (46). С. 135–144.
19. Лапина Л. Г. Анализ вертикальных составляющих возмущений, традиционно применяемых при прогнозировании динамических качеств грузовых вагонов. Техническая механика. 2015. № 2. С. 90–99.
20. Лапина Л. Г. Построение полигармонической модели горизонтальных составляющих входных возмущений для исследования динамики грузовых вагонов. Техническая механика. 2016. № 2. С. 106–112.
21. Piotrowski J., Kalker J. J. The Elastic Cross-Influence Between Two Quasi-Hertzian Contact Zones. Vehicle System Dynamics. 1988. V. 17. P. 337–367.
22. Pascal J. P., Sauvage G. New Method for Reducing the Multicontact Wheel/Rail Problem to One Equivalent Contact Patch / The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks : Proceedings of 12<sup>th</sup> IAVSD-Symposium. France, Lyon. 1991. P. 475–490.
23. Anyakwo A. A., Pislaru C., Andrew B. New Method for Modelling and Simulation of the Dynamic Behavior of the Wheel-Rail Contact. International Journal of Automation and Computing. 2012. No. 9 (3). P. 237–247.
24. Ushkalov V., Malysheva I. On a Vehicle Wheel-Rail Interaction. Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms : Proceedings. Italy, Milan: Politecnico di Milano. 1995. V. 2. P. 941–945.
25. Ushkalov V., Alexandrov A. The Creep Force Model for Different Conditions of Wheel-Rail Rolling Contact. ASME Winter annual Meeting. 1989. P. 189–196.
26. William J. H., Ebersöhn W., Lundgren J., Tournay H., Zakharov S. Guidelines to Best Practices for Heavy Haul Railway Operations : Wheel and Rail Interface Issues. USA: International Heavy Haul Association. 2001. 482 p.
27. Kovalev R., Yazykov V. N., Mikhalechenko G. S., Pogorelov D. Yu. Railway Vehicle Dynamics: Some Aspects of Wheel-Rail Contact Modeling and Optimization of Running Gears. Mechanics Based Design of Structures and Machines. 2003. No. 31 (3). P. 315–335.
28. Языков В. Н. Моделирование износа колес и рельсов в программном комплексе «Универсальный механизм». Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. 2013. № 18 (207), Ч. I. С. 179–183.
29. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю. Математическая модель взаимодействия железнодорожного экипажа и пути с учетом распределения контактных сил по пятнам контакта. Техническая механика. 2015. № 2. С. 79–89.

30. Ушкалов В. Ф., Мокрый Т. Ф., Малышева И. Ю. Влияние угла наклона рабочей части гребня неизношенного колеса комплексно модернизированной тележки грузового вагона на износ колес. Техническая механика. 2014. № 4. С. 23–27.
31. Ушкалов В. Ф., Мокрый Т. Ф., Малышева И. Ю., Безрукавый Н. В. Прогнозирование изменения профиля колес железнодорожного экипажа вследствие износа в процессе эксплуатации. Техническая механика. 2015. № 4. С. 148–154.
32. Ушкалов В. Ф., Безрукавый Н. В. Увеличение ресурса колесных пар за счет использования износостойких профилей колес. Техническая механика. 2015. № 1. С. 97–103.
33. Ушкалов В. Ф., Мокрый Т. Ф., Малышева И. Ю., Безрукавый Н. В. Усовершенствование ходовых частей перспективного грузового вагона. Техническая механика. 2017. № 4. С. 79–88.
34. Тележка двухосная 18-9817 с нагрузкой от колесной пары на рельс 25 тс. URL [http://okb.at.ua/publ/telezka\\_dvukhosnaja\\_modeli\\_18\\_9817\\_s\\_nagruzkoj\\_ot\\_kolesnoj\\_pary\\_na\\_relsy\\_25t/1-1-0-6](http://okb.at.ua/publ/telezka_dvukhosnaja_modeli_18_9817_s_nagruzkoj_ot_kolesnoj_pary_na_relsy_25t/1-1-0-6).
35. Ушкалов В. Ф., Мокрый Т. Ф., Малышева И. Ю., Безрукавый Н. В. Износостойкий профиль колеса для грузового вагона с повышенной осевой нагрузкой. Техническая механика. 2018. № 1. С. 20–29.

Получено 09.08.2018,  
в окончательном варианте 27.09.2018