УДК 629.7

В. Ф. УШКАЛОВ, Т. Ф. МОКРИЙ, И. Ю. МАЛЫШЕВА, Н. В. БЕЗРУКАВЫЙ

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОФИЛЯ КОЛЕС ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ЭКИПАЖА ВСЛЕДСТВИЕ ИЗНОСА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Цель работы заключалась в разработке способа прогнозирования износа и изменения профилей колес железнодорожных экипажей в процессе эксплуатации. Применены методы математического и компьютерного моделирования, численного интегрирования, теории колебаний, статистической динамики.

В статье предложен способ прогнозирования износа колес и изменения их профилей с использованием ранее разработанной авторами пространственной математической модели взаимодействия железнодорожного экипажа и пути, позволяющей определять положение и размеры неэллиптических контактных пятен, в том числе при конформном контакте, и распределение по ним нормальных и касательных сил взаимодействия.

Апробация разработанного математического обеспечения выполнена при анализе пространственных колебаний полувагона с комплексно модернизированными тележками и профилем колес ИТМ-73. Осуществлялось прогнозирование износа колес до толщины гребня 31 мм и 29 мм (толщина гребня неизношенного колеса составляет 32 мм). Проведено сопоставление профилей изношенных колес, полученных в результате теоретического прогнозирования и измеренных при осмотре эксплуатируемых вагонов. Получено достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных профилей.

Сделан вывод о том, что предложенный способ позволяет на этапе проектирования единиц подвижного состава и разработки новых профилей колес производить прогнозирование износа колес и изменения их профилей в процессе эксплуатации.

Мета роботи полягала в розробці способу прогнозування зносу і зміни профілів коліс залізничних екіпажів у процесі експлуатації. Застосовані методи математичного й комп'ютерного моделювання, числового інтегрування, теорії коливань, статистичної динаміки.

У статті запропоновано спосіб прогнозування зносу коліс і зміни їх профілів із використанням раніше розробленої авторами просторової математичної моделі взаємодії залізничного екіпажа і колії, яка дозволяє визначати положення і розміри нееліптичних контактних плям, у тому числі при конформному контакті, та розподіл по них нормальних і дотичних сил взаємодії.

Апробацію розробленого математичного забезпечення виконано при аналізі просторових коливань піввагона з комплексно модернізованими візками і профілем коліс ИТМ-73. Здійснювалося прогнозування зносу коліс до товщини гребеня 31 мм і 29 мм (товщина гребеня незношеного колеса складає 32 мм). Проведено зіставлення профілів зношених коліс, отриманих в результаті теоретичного прогнозування і виміряних при огляді вагонів, що експлуатуються. Отримане досить добре співпадання розрахункових й експериментальних профілів.

Зроблено висновок про те, що запропонований спосіб дозволяє на етапі проектування одиниць рухомого складу і розробки нових профілів коліс виконувати прогнозування зносу коліс і зміни їх профілів в процесі експлуатації.

The investigation objective was to develop the technique for predicting railway vehicle wheels wear and changes in their profiles in operation. Methods of mathematical and computer simulation, numerical integration, oscillation theory, statistic dynamics are employed.

The paper discusses the technique for predicting wheels wear and changes in their profiles based on the early developed 3D mathematical model of interactions between the railway vehicle and the track resulting in the determination of the position and sizes of non-elliptic contact spots, including the conform contact, and distribution of normal and tangential forces of interaction using these spots.

The developed mathematical software is employed in the analysis of 3D oscillation of the open wagon with comprehensively retrofitted trucks and the ITM-73 wheel profile. Prediction of wheel wear with the flange of the thickness of 31mm and 29 mm (the flange thickness of an unworn wheel is 32 mm) is made. Comparison between predicted and measured profiles of worn wheels is carried out. Predicted and measured profiles agree closely.

We can make the inference that the technique proposed allows prediction of wheels wear and changes in their profiles in operation at the stage of the design of the rolling stock vehicles and the development of new wheels profiles.

Ключевые слова: *железнодорожный экипаж, прогнозирование изменения профилей колес, контакт колеса и рельса.*

Решение проблем обновления существующего и создания грузового подвижного состава нового поколения обусловило необходимость проведения глубоких теоретических исследований. Одним из важных критериев оценки существующих или новых конструкций тележек является износ колес и рельсов. При расчетах износа пары «колесо–рельс», как правило, применяются методы, позволяющие определять только коэффициент износа, который не содержит данных об объеме фактических потерь материала и изменении геометрии колес и рельсов. Но изменение профилей рабочих поверхностей контактной пары может существенно влиять на устойчивость движения и динамические качества вагона. Поэтому на этапе разработки новых конструкций тележек, а также профилей колес и рельсов немаловажное значение имеет прогнозирование изменения формы поверхностей контактирующих тел в процессе их эксплуатации и учет влияния этого изменения на устойчивость движения и динамические показатели вагонов.

Для проведения таких исследований требуется соответствующее математическое обеспечение. В работе [1] представлена пространственная математическая модель взаимодействия железнодорожного экипажа и пути, позволяющая определять размеры и положение неэллиптических контактных пятен, в том числе при конформном контакте, распределение по ним нормальных и касательных сил взаимодействия, а также потери материала при износе и соответствующие изменения формы профилей колес. Каждое пятно контакта делится на малые элементы, в которых контакт рассматривается как одноточечный, а касательные силы считаются силами крипа. Показатели крипа ε_k определяются с учетом двух параметров: угла наклона к горизонту касательной в центре рассматриваемого элемента пятна на колесе α_k и угла набегания колесной пары на рельс ψ_{WS}:

$$\varepsilon_k = (\varepsilon_{\psi k}^2 + \varepsilon_{\alpha k}^2)^{1/2}, \qquad (k = 1,\ldots,n) \tag{1}$$

где $\varepsilon_{\psi k}$, $\varepsilon_{\alpha k}$ – показатели крипа в k-ом элементе в направлениях углов ψ_{WS} и α_k; n – количество элементов разбиения пятна.

Составляющие элементарных сил крипа определяются следующим образом

$$T_{\psi k} = \frac{\varepsilon_{\psi k}}{\varepsilon_k} T_k, \qquad T_{\alpha k} = \frac{\varepsilon_{\alpha k}}{\varepsilon_k} T_k, \tag{2}$$

где T_k – элементарная сила крипа в k-ом элементе.

Для вычисления T_k используется модель, приведенная в работе [2]:

$$\begin{gathered} T_k = -F_k \varepsilon_k \left[\left(\frac{F_k \varepsilon_k}{\mu N_k} \right)^m + 1 \right]^{-\frac{1}{m}}, \\ F_k = 350 m \sqrt{N_k r_k}, \\ m = 3{,}5, \end{gathered} \tag{3}$$

где N_k – нормальная сила, действующая в центре k-го элемента; μ – коэффициент трения; r_k – мгновенный радиус колеса в центре k-го элемента.

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

$$T_x = \sum_{k=1}^{n} T_{\psi k} \cos\psi_{WS}, \qquad T_y = \sum_{k=1}^{n} T_{\alpha k} \sin\alpha_k . \tag{4}$$

Соответствующие нормальные давления N_k равны

$$N_k = S_k^z \sec\alpha_k , \tag{5}$$

где S_k^z – элементарная вертикальная сила взаимодействия, которая вычисляется путем распределения полной вертикальной силы взаимодействия S^z между элементами пятна контакта пропорционально значениям функции, определяющей внедрение колеса в рельс в каждом элементе.

Ниже предлагается способ прогнозирования износа колес и изменения их профилей с использованием разработанной математической модели, основанный на численном интегрировании системы дифференциальных уравнений пространственных колебаний железнодорожного экипажа при движении по пути произвольного очертания в плане со случайными неровностями. Структура алгоритма решения такой задачи показана на рис. 1.

Профили поверхностей катания колес и головок рельсов описываются функциями поперечного смещения y: $f_W(y)$ и $f_R(y)$ соответственно.

При расчетах износа колеса используется закон Шпехта [3], по которому существует линейная зависимость между удельным износом m_v (массой снимаемого материала) и работой касательной силы взаимодействия A_K , отнесенной к площади контакта:

$$m_v = p_v A_K . \tag{6}$$

Учитываются два вида износа: умеренный и интенсивный. Коэффициент пропорциональности p_v в формуле (6) равен $7{,}8 \cdot 10^{-3}$ мг/Дж для зоны интенсивного износа и $7{,}8 \cdot 10^{-4}$ мг/Дж для зоны умеренного износа. Переход от умеренного износа к интенсивному происходит при достижении удельной мощностью взаимодействия уровня 4 Вт/мм^2. Удельная мощность P_k для k-го элемента пятна контакта определяется выражением

$$P_k = \frac{1}{dE}\left(\left|T_{\psi k}\varepsilon_{\psi k}\cos^2\psi_{ws}\right| + \left|T_{\alpha k}\varepsilon_{\alpha k}\cos^2\alpha_k\right|\right), \tag{7}$$

где dE – площадь элемента пятна контакта.

Удельная работа сил крипа для элемента пятна определяется по мощности взаимодействия в течение периода времени Δt :

$$dA_{Kk} = P_k \Delta t. \tag{8}$$

Масса снимаемого при износе материала по элементу пятна равна

$$m_{\nu k} = p_\nu P_k \Delta t . \tag{9}$$

Объем потерь материала по элементу можно определить, если снимаемую массу разделить на плотность материала ρ

$$\vartheta_k = \frac{m_{\nu k}}{\rho}, \tag{10}$$

а толщина снятия получается при делении объема потерь на площадь элемента

$$h_k = \frac{\vartheta_k}{dE}. \tag{11}$$

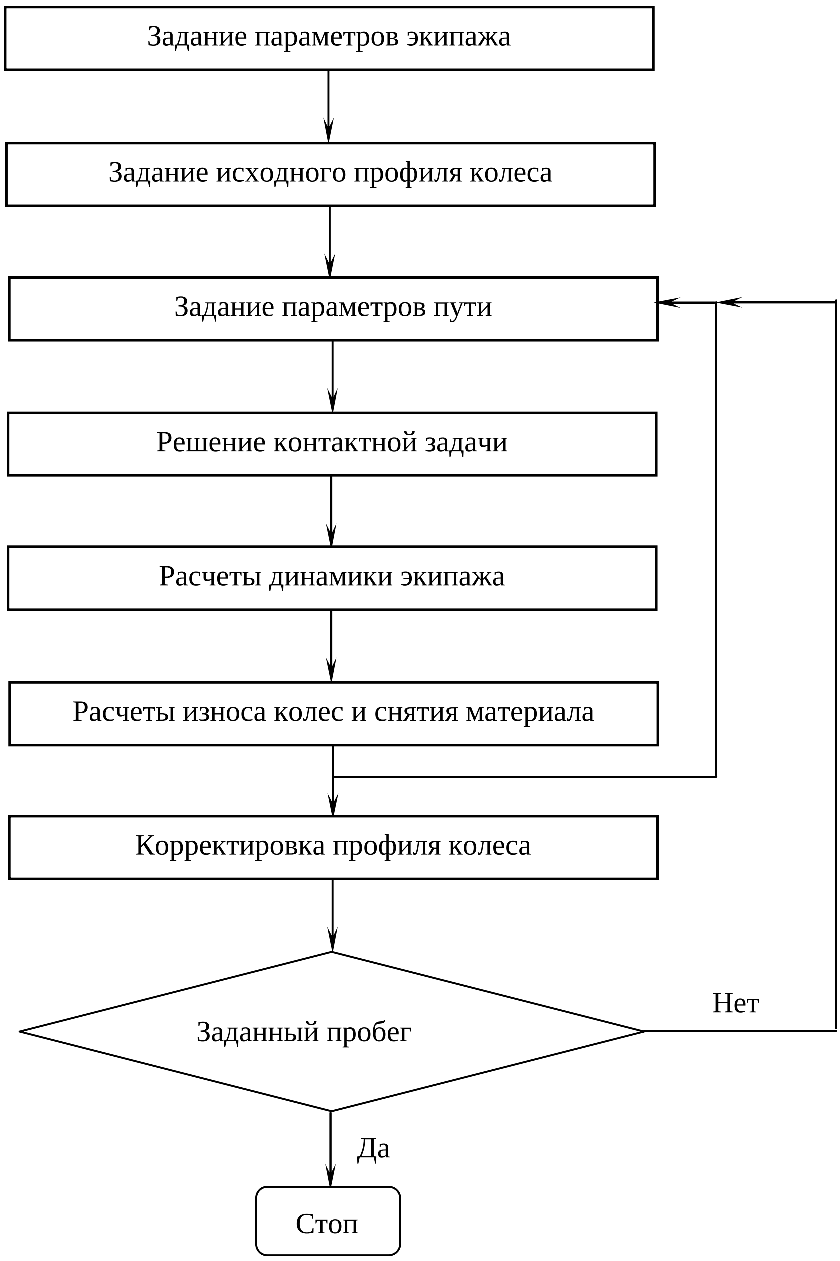

Рис. 1

Прогнозирование изменения профиля колеса производится в предположении, что все сегменты обода изнашиваются равномерно по его периметру. Исследуемый профиль разбивается на малые сегменты (например, длиной 0,5 мм), на которых происходит накопление износа и вычисляется толщина слоя снятия материала под действием касательных контактных сил на каждом шаге интегрирования по времени.

Участок сети железных дорог, на котором производится прогнозирование износа и изменения профиля колес экипажа, представляется в виде набора прямолинейных и криволинейных отрезков пути, отличающихся друг от друга такими характеристиками: профили рельсов левой и правой нитей, длина рассматриваемого отрезка, радиус и другие параметры кривой, план пути (прямой участок, переходная или круговая кривая, стрелочный перевод), неровности.

В предположении, что профиль колес неизменный, для заданного множества скоростей движения выполняются серии многовариантных расчетов колебаний экипажа. Для каждой серии расчетов вводятся максимальное значение пробега колес и весовые коэффициенты, задающие долю внешних условий: отрезков пути, скоростей движения и т. д. Суммарный износ определяется с учетом этих коэффициентов и равномерно распределяется по окружности колеса. По окончании серии расчетов профиль корректируется: производится снятие металла с обода колеса. Поскольку процесс изнашивания колес происходит довольно медленно, для сокращения объема вычислений в алгоритме перед снятием металла предусмотрена экстраполяция полученной эпюры износа до некоторой характерной величины (например, 0,1 мм). Затем производится корректировка профиля вычитанием полученной высоты снятия металла из ординаты каждого сегмента

$$f_W^*(y_i) = f_W(y_i) - h_i \qquad (i = 1,\ldots,m), \tag{12}$$

где m – количество сегментов разбиения профиля колеса.

Полученный профиль колеса $f_W^*(y)$ сглаживается, как показано на рис. 2 (исходный профиль – черная сплошная линия, профиль после снятия материала – серая сплошная, сглаженный профиль – черная штриховая). Затем проводится серия расчетов с измененным профилем, по окончании которой он снова корректируется. Такая процедура повторяется до достижения заданной длины рассматриваемого маршрута движения экипажа.

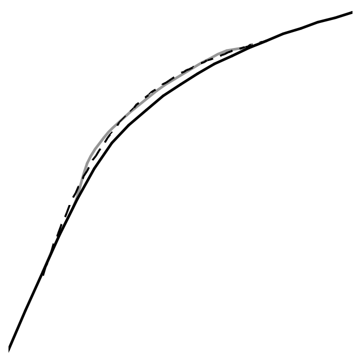

Рис. 2

Апробация данного математического обеспечения выполнена при анализе пространственных колебаний полувагона с комплексно модернизированными тележками и профилем колес ИТМ-73 [4]. Производились расчеты колебаний полувагона при движении с постоянной скоростью по различным участкам пути: прямым и круговым кривым радиуса 300 м с изношенными и неизношенными рельсами. Поскольку основной износ колес происходит под гружеными экипажами, то рассматривались только вагоны с грузом. Прогнозировалось изменение формы профилей ободьев колес в процессе их износа до толщины гребня 31 мм и 29 мм (толщина гребня неизношенного колеса составляет 32 мм). Эволюция профиля колеса при расчетах износа гребня на 1 мм показана на рис. 3.

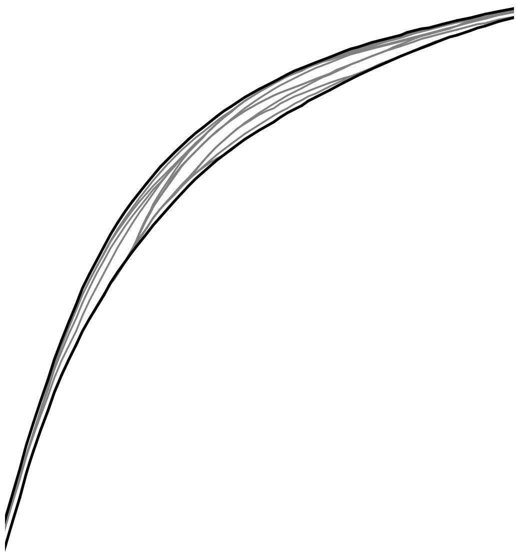

Рис. 3

Сравнивались расчетные формы профилей изношенных колес с экспериментальными формами, измеренными во время осмотров вагонов, находящихся в эксплуатации. Сопоставление прогнозных профилей изношенных колес и измеренных при осмотре эксплуатируемых вагонов при износе до толщины гребня 31 мм приведено на рис. 4, до толщины гребня 29 мм – на рис. 5. Штриховыми линиями нанесены расчетные профили изношенных колес, сплошными черными – экспериментальные профили, серыми линиями – профиль неизношенного колеса. Как видим, расчетные и экспериментальные профили достаточно хорошо совпадают.

Таким образом, предложенный способ позволяет на этапе проектирования единиц подвижного состава и разработки новых профилей колес достаточно точно прогнозировать изменения формы их профилей в процессе эксплуатации.

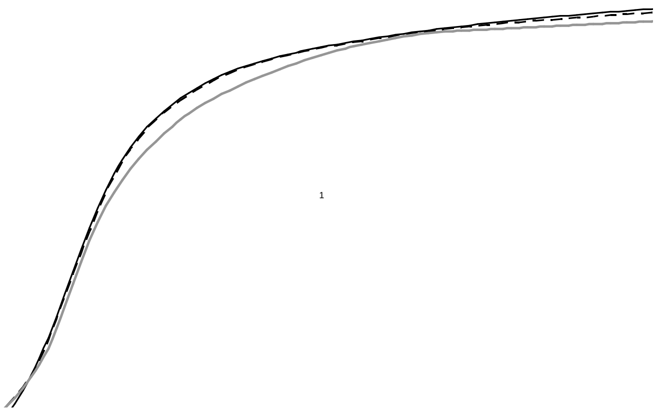

Рис. 4

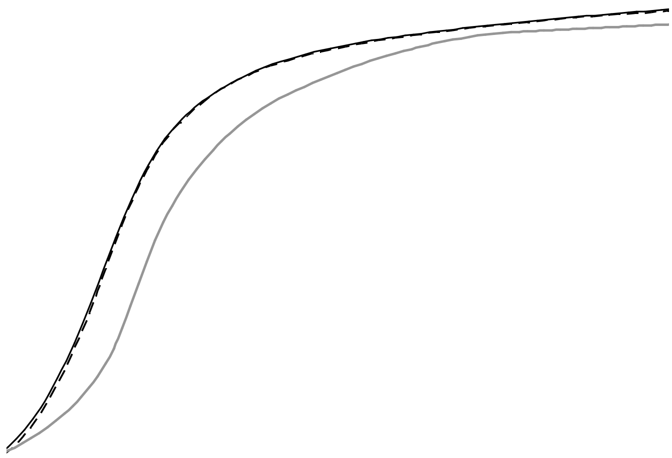

Рис. 5

1. *Ушкалов В. Ф.* Математическая модель взаимодействия железнодорожного экипажа и пути с учетом распределения контактных сил по пятнам контакта / *В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрий, И. Ю. Малышева* // Техническая механика. – 2015. – № 2. – С. 79 – 89.
2. *Ushkalov V. F.* The Creep Force Model for Different Conditions of Wheel-Rail Rolling Contact / *V. F. Ushkalov, A. I. Alexandrov* // Rail Transportation : Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers. – New York, 1989. – P. 189 – 196.
3. *Шпехт В.* Новые данные об износе колес грузовых вагонов / *В. Шпехт* // Железные дороги мира. – 1988.– № 10. – С. 11 – 19.
4. Комплексная модернизация ходовых частей грузовых вагонов / *В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрий, И. Ю. Малышева, И. А. Мащенко, С. С. Пасичник* // Вагонный парк. – 2007. – № 2. – С. 18 – 22.

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и
Государственного космического агентства Украины,
Днепропетровск

Получено 15.10.2015,
в окончательном варианте 20.10.2015