

Оценка эквивалентной конусности ободьев колес вагонов с изношенной поверхностью катания

А. Я. КОГАН

Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»),
Москва, 129626, Россия

Аннотация. Изложена методика оценки эквивалентной конусности ободьев колес вагонов с изношенной поверхностью катания. Она основана на вычислении коэффициентов полинома по четным степеням амплитуд боковых колебаний одиночной свободно движущейся колесной пары в прямом участке пути.

Коэффициенты полинома содержат множители, определяемые функцией разности радиусов изношенного колеса в сечениях, равноудаленных от вертикальной оси, проходящей через среднее положение точки контакта колеса и рельса на ободе колеса.

Ключевые слова: безопасность движения; конусность ободьев; эквивалентная конусность; влияние колесной пары; прокат бандажа; метод наименьших квадратов

Постановка задачи. Безопасность движения грузовых поездов, имеющих в своем составе порожние вагоны, во многих случаях определяется устойчивостью движения этих вагонов. Проблема их устойчивости состоит в том, что из-за конусности ободьев колес при слабой связи колесных пар с боковинами трехэлементной тележки грузового вагона при определенной (критической) скорости движения возникают интенсивные горизонтальные нестационарно-периодические колебания, которые при превышении скорости движения вагона ее критического значения на 20–25 км/ч начинают угрожать безопасности движения поезда [1, 2, 3, 4].

Численно величина конусности ободьев колес определяется углом между образующей конической поверхности и осью конуса.

Результаты экспериментальных исследований и теоретические расчеты показывают, что с увеличением конусности ободьев колес грузовых вагонов существенно уменьшается значение критической скорости v_k . На рис. 1 представлен график зависимости критической скорости движения порожнего грузового вагона модели 18-100 от конусности обода колеса вагона, выполненный по программе ВЭИП [5].

Расчеты показывают, что при увеличении конусности ободьев колес от величины $i = \arctg 0,05 \approx 0,05$ до величины $i = 0,12$ критическая скорость движения порожнего грузового вагона модели 18-100 падает от $v_k = 60$ км/ч до $v_k = 40$ км/ч. Такое значительное

Конусность обода колеса i	Критическая скорость движения вагона v_k , км/ч
0,05	60,1
0,06	55,1
0,07	51,1
0,08	48,2
0,09	46,1
0,10	43,6
0,11	41,8
0,12	40,0

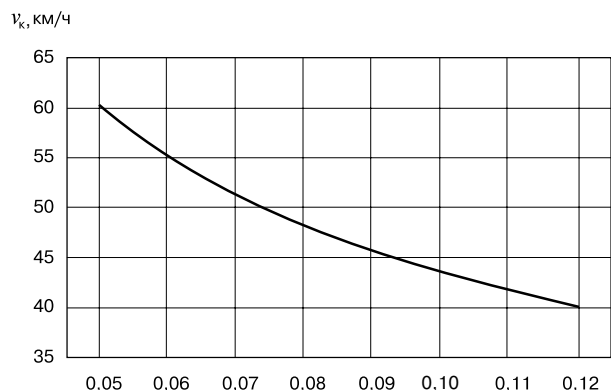


Рис. 1. Зависимость критической скорости движения порожнего вагона модели 18-100 от конусности обода колеса

Fig. 1. Dependence of the critical speed of empty car 18-100 on the conicity of the wheel tread

падение критической скорости движения порожнего вагона подчеркивает актуальность рассматриваемой задачи.

Траектория движения колесной пары в колее. Из-за конусности ободьев колесная пара движется по синусоиде. Длина волны влияния свободно движущейся одиночной колесной пары определяется соотношением [6]:

$$L = \frac{2\pi}{\lambda}, \quad (1)$$

где

$$\lambda = \sqrt{\frac{i}{rs_1}}. \quad (2)$$

В выражениях (1) и (2) введены следующие обозначения: r — радиус колеса по среднему кругу катания; $\frac{\lambda}{2\pi} = k$ — волновое число; $2s_1$ — расстояние между кругами катания колесной пары; i — конусность колеса.

Поверхность катания изношенного бандажа, строго говоря, не является конусной. В этом случае можно говорить об эквивалентной конусности бандажа.

Эквивалентной конусностью обода колеса с изношенной поверхностью катания можно назвать параметр i_3 , численно равный тангенсу угла наклона образующей воображаемой строго конической поверхности катания колеса и осью одиночной свободно движущейся колесной пары, при котором реализуется такая же длина волны влияния, что и длина волны влияния одиночной свободно движущейся в прямом участке пути колесной пары с изношенными поверхностями катания и изношенными гребнями колес.

Рассмотрим вертикальное радиальное сечение бандажа колесной пары вагона и примем в качестве координатной вертикальную ось Z , проходящую через среднее положение точки контакта колеса и рельса на ободе колеса (рис. 2). Горизонтальная ось y может быть выбрана произвольно при соблюдении условия $Z(y) > 0$ на всем участке изношенного профиля обода колеса.

Обмер профиля изношенного обода колеса производится в координатной системе ξ, η , где η — ордината изношенной поверхности обода колеса в точке ξ . Вертикальная ось η при проведении обмеров принимается расположенной на расстоянии 70 мм от вертикальной плоскости, ограничивающей колесо со стороны центра колесной пары (рис. 2). Горизонтальная ось ξ принимается совпадающей с осью y .

Координаты y и ξ связаны соотношением $y = \xi - \langle \xi \rangle$, где $\langle \xi \rangle$ — среднее значение координаты точки контакта колеса и рельса на ободе колеса в координатной системе ξ, η .

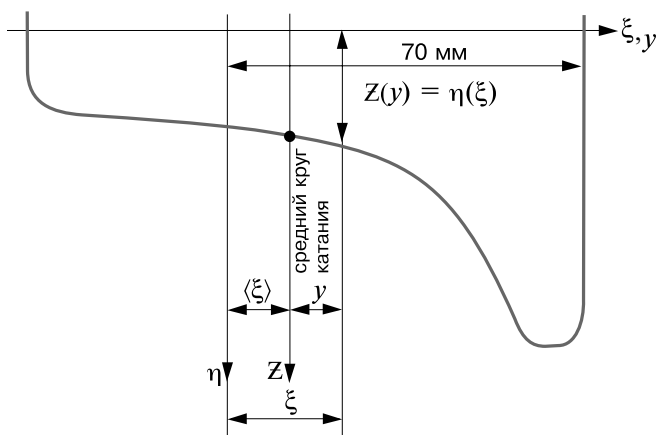


Рис. 2. Вертикальное радиальное сечение обода колеса вагона и принятые координатные системы

Fig. 2. Vertical radial section of the wheel tread and established coordinate systems

Оценка среднего положения точки контакта колеса и рельса на ободе колеса. Введем в рассмотрение понятие кривой проката как функции разности ординат профилей нового и изношенного ободьев колеса (рис. 3).

$$Z^*(y) = Z_n(y) - Z(y),$$

$$\eta^*(\xi) = \eta_n(\xi) - \eta(\xi),$$

где $Z^*(y)$ — ордината кривой проката в координатной системе Z, y ; $Z_n(y)$ — ордината профиля обода нового колеса в координатной системе Z, y ; $Z(y)$ — ордината профиля обода изношенного колеса в координатной системе Z, y ; $\eta^*(\xi)$ — ордината кривой проката в координатной системе ξ, η ; $\eta_n(\xi)$ — ордината профиля обода нового колеса в координатной системе ξ, η ; $\eta(\xi)$ — ордината профиля обода изношенного колеса в координатной системе ξ, η ; $Z^*(y) = \eta^*(\xi - \langle \xi \rangle)$.

Функцию проката будем рассматривать на интервале $30 \text{ мм} < \xi < 30 \text{ мм} + \text{а}$, где обод нового колеса имеет постоянную конусность $i = \text{const}$ в окрестности начала координат системы ξ, η , и дополнительно на интервале $30 \text{ мм} < \xi < 30 \text{ мм} + \text{а}$. Здесь а — износ гребня конкретного обмеряемого колеса (разность толщин нового и изношенного гребня). На интервале $30 \text{ мм} < \xi < 30 \text{ мм} + \text{а}$ условную кривую проката можно считать линейно-убывающей от $\eta^*(30)$ до $\eta^*(30 + \text{а}) = 0$ (рис. 3).

Координата среднего положения точки контакта колеса и рельса на ободе колеса может быть определена формулой

$$\langle \xi \rangle = \frac{\int_{-30}^{30+\text{а}} \xi \omega(\xi) d\xi}{\int_{-30}^{30+\text{а}} \omega(\xi) d\xi}, \quad (3)$$

где $\omega(\xi)$ — функция распределения плотности вероятностей координаты точки контакта колеса и рельса на ободе колеса при его движении по рельсу.

В первом приближении функция $\omega(\xi)$ может быть принята равной ординате кривой проката, нормированной относительно площади под кривой проката:

$$\omega(\xi) = \frac{\eta^*(\xi)}{\int_{-30}^{30+\text{а}} \eta^*(\xi) d\xi}. \quad (4)$$

Износ обода колеса, обусловленный действием сил трения в контактах колеса и тормозных колодок, незначительно влияет на значение координаты среднего положения точки контакта колеса и рельса на ободе колеса. Это связано с тем, что значения воображаемой кривой дополнительного проката, вызываемого трением в контактах колес и тормозных колодок, в точках равноудаленных от среднего значения $\langle \xi \rangle$

мало отличаются друг от друга, так что среднее значение, определяемое формулой (3), от действия этих сил практически не смещается.

Важную роль в решении поставленной задачи — оценке эквивалентной конусности ободьев колес с изношенной поверхностью катания — составляет построение функции разности радиусов колеса в сечениях y и $-y$, равноудаленных от координаты средней точки контакта на бандаже $y = 0$. Очевидно, что эта разность $\delta r(y)$ может быть определена формулой

$$\delta r(y) = z(y) - z(-y), \quad z(y) > 0.$$

Как следует из приведенной формулы, положение горизонтальной координатной оси y при $z(y) > 0$ не влияет на величину $\delta r(y)$, о чем было сказано ранее.

Функция $\delta r(y)$ обладает косой симметрией, так что

$$\delta r(-y) = -\delta r(y).$$

Составление уравнения движения колесной пары с изношенной поверхностью катания ободьев колес. Схема, представленная на рис. 4, а, позволяет найти связь между кривизной траектории центра колесной пары и разностью радиусов кругов катания левого и правого колес, связанных общей осью.

Схема на рис. 4, б показывает траектории движения правого и левого колес, а также траекторию движения центра колесной пары.

Из подобия треугольников на рис. 4, а следует

$$\frac{\delta r(y)}{2s_1} = \frac{r}{R},$$

где R — радиус кривизны траектории, по которой движется центр колесной пары.

Учитывая, что вторая производная по длине пути от поперечного смещения колесной пары определяется соотношением

$$y'' = -\frac{1}{R},$$

получим следующее дифференциальное уравнение, описывающее поперечные колебания одиночной свободной колесной пары с изношенными поверхностями катания ободьев колес. (Формы износа правого и левого колес, связанных общей осью, принимаются одними и теми же.)

$$y'' + F(y) = 0, \quad (5)$$

где

$$F(y) = \frac{1}{2rs_1} \delta r(y). \quad (6)$$

Очевидно, что также как и функция $\delta r(y)$, функция $F(y)$ кососимметрична и имеет вид, представленный на рис. 5.

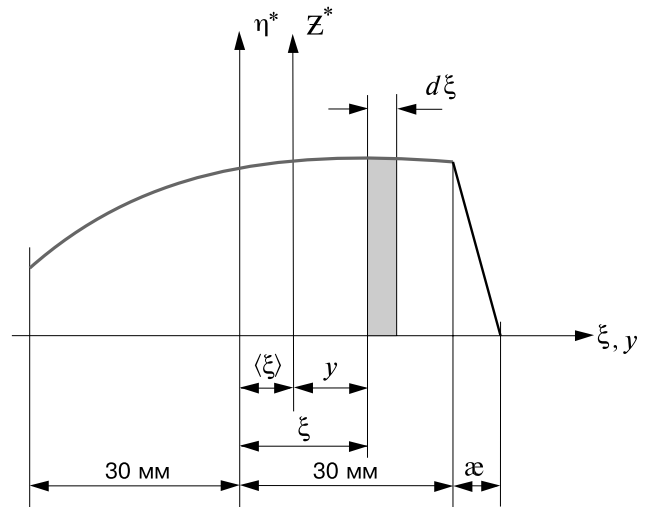


Рис. 3. Кривые проката в координатах η^* , ξ и Z^* , y : $d\xi$ — дифференциал от функции проката; δ — износ гребня конкретного обмеряемого колеса (разность толщин нового и изношенного гребня)

Fig. 3. Curves in the coordinates η^* , ξ and Z^* , y : $d\xi$ — differential from rolling function; δ — wear of the flange of a specific measured wheel (the difference between the thicknesses of a new and worn out flange)

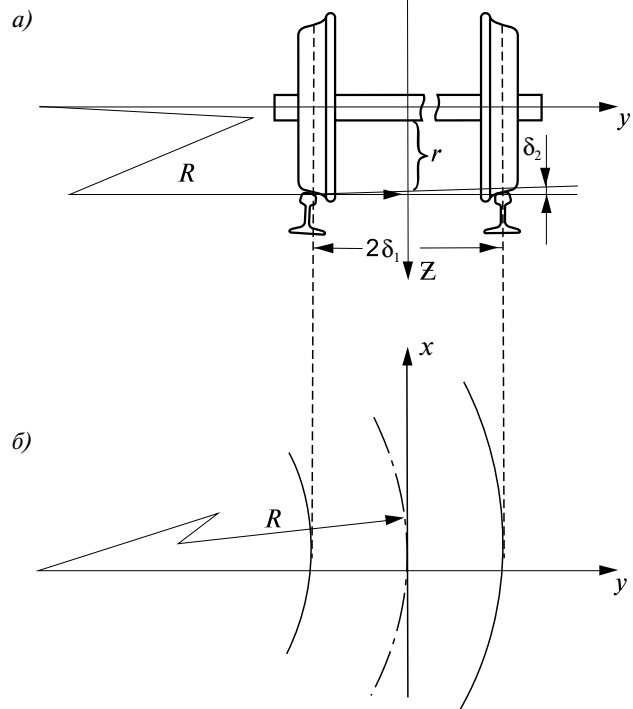


Рис. 4. Схема установки колесной пары, сдвинутой в колее в направлении оси y : а — установка колесной пары поперек колее; б — траектория движения колесной пары в плане

Fig. 4. Scheme of installation of the wheelset, shifted in the gauge in the y -axis direction: а — mounting of the wheelset across the track; б — trajectory of the wheelset motion in plan

Функция $\delta r(y)$, входящая в формулу (6), не учитывает влияние случайного процесса изменения подуклонки рельса по протяженности пути и его кручения

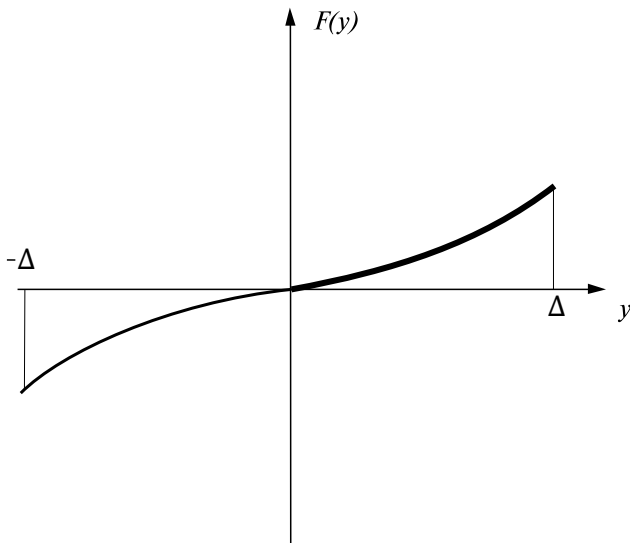


Рис. 5. График функции $F(y)$:

Δ — амплитуда колебаний колесной пары относительно рельсов

Fig. 5. Graph of the function $F(y)$:

Δ — amplitude of oscillations of the wheelset in relation to the rails

на смещение точки контакта колеса и рельса на ободе колеса. Однако этот процесс не влияет на центральную частоту поперечных колебаний колесной пары в колее, определяемую коничностью колес, и не влияет на критическую скорость движения вагона.

Учитывая косую симметрию функции $F(y)$, она может быть представлена рядом по нечетным степеням y

$$F(y) = a_1 y + a_3 y^3 + a_5 y^5 + \dots \quad (7)$$

Решение уравнения (5) будем искать в виде

$$y = \Delta \sin \lambda_3 x, \quad (8)$$

где Δ — амплитуда колебаний колесной пары относительно рельсов.

Величина амплитуды Δ может быть принята равной разности половины ширины колеи и суммы расстояния от центра колесной пары до вертикальной плоскости, ограничивающей колесо со стороны этого центра, и толщины изношенного гребня колеса.

Оценка эквивалентной конусности обода колеса с изношенной поверхностью катания. Величина λ_3 , входящая в выражение (8), по аналогии с (2) может быть записана в виде

$$\lambda_3 = \sqrt{\frac{i_3}{rs_1}}, \quad (9)$$

где i_3 — эквивалентная конусность обода колеса с изношенной поверхностью катания.

Для нахождения параметра λ_3 воспользуемся методами параметрической устойчивости нелинейных упругих систем [3].

Подставим в уравнение (5) выражение (8), умножим члены этого уравнения на величину $\frac{1}{\pi} \sin \lambda_3 x$ и проинтегрируем члены этого уравнения в пределах $0 \leq x \leq \frac{\pi}{\lambda_3}$.

$$\frac{1}{\pi} \lambda_3^2 \Delta \int_0^{\frac{\pi}{\lambda_3}} \sin^2 \lambda_3 x \, dx = \frac{1}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{\lambda_3}} F(\Delta \sin \lambda_3 x) \sin \lambda_3 x \, dx. \quad (10)$$

Подставляя в выражение (10) разложение (7) и ограничиваясь в этом разложении первыми тремя членами, получим:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\pi} \lambda_3^2 \Delta \int_0^{\frac{\pi}{\lambda_3}} \sin^2 \lambda_3 x \, dx &= \frac{1}{\pi} a_1 \Delta \int_0^{\frac{\pi}{\lambda_3}} \sin^2 \lambda_3 x \, dx + \\ &+ \frac{1}{\pi} a_3 \Delta^3 \int_0^{\frac{\pi}{\lambda_3}} \sin^4 \lambda_3 x \, dx + \frac{1}{\pi} a_5 \Delta^5 \int_0^{\frac{\pi}{\lambda_3}} \sin^6 \lambda_3 x \, dx. \end{aligned}$$

Проведя интегрирование и учитывая, что функции $\cos 2\lambda_3 x$, $\cos 4\lambda_3 x$ и $\cos 6\lambda_3 x$ имеют период π/λ_3 , получим следующий результат:

$$\lambda_3^2 = a_1 + \frac{3}{4} a_3 \Delta^2 + \frac{5}{8} a_5 \Delta^4. \quad (11)$$

Воспользовавшись формулой (9), получим выражение, определяющее эквивалентную конусность обода колеса с изношенной поверхностью катания:

$$i_3 = rs_1 \left(a_1 + \frac{3}{4} a_3 \Delta^2 + \frac{5}{8} a_5 \Delta^4 \right). \quad (12)$$

В частном случае для новых колес имеем:

$$\delta r(y) = 2iy; \quad F(y) = \frac{i}{rs_1} y,$$

откуда следует

$$a_1 = \frac{i}{rs_1}, \quad a_3 = a_5 = 0.$$

Таким образом, для новых колес эквивалентная конусность обода составит величину

$$i_3 = rs_1 a_1 = i.$$

То есть в этом частном случае параметр i_3 совпадает с тангенсом угла между образующей конусной поверхности обода и осью колесной пары.

Нахождение параметров, определяющих эквивалентную конусность ободов колес. Как следует из формул (7) и (11), эквивалентная конусность обода колеса i_3 может быть получена с использованием параметров a_1 , a_3 и a_5 полинома:

$$f(y, a_1, a_3, a_5) = a_1 y + a_3 y^3 + a_5 y^5.$$

Степень этого полинома может быть понижена. Разделив все его члены на y , получим:

$$\frac{1}{y} f(y, a_1, a_3, a_5) = a_1 + a_3 y^2 + a_5 y^4.$$

Произведя теперь замену $V = y^2$, получим выражение, содержащее параметры a_1 , a_3 и a_5 в форме полинома второй степени:

$$\frac{1}{\sqrt{V}} f(\sqrt{V}, a_1, a_3, a_5) = a_1 + a_3 V + a_5 V^2. \quad (13)$$

Будем считать, что по данным измерений нам известны значения функции $F(y)$, определяемой выражением (6), в точках $y = y_i$ ($i = 0, 1, \dots, n$). В этом случае могут быть определены значения функции $G(V)$ в этих точках

$$G(V_i) = \frac{F(\sqrt{V_i})}{\sqrt{V_i}}. \quad (14)$$

Так как при $y = 0$ при вычислении функции $G(V_0)$ возникает неопределенность деления нуля на ноль, значение этой функции при $y = 0$ при малом интервале между точками измерений можно определить по приближенной формуле $G(V_0) = 0,99G(V_1)$.

Если бы значения y_i и соответствующие им значения $\delta r(y_i)$, входящие в формулу (6), определялись точно, для отыскания параметров a_1 , a_3 и a_5 в формуле (13) достаточно было бы определить три значения функции $G(V_i)$. На самом деле значения $\delta r(y_i)$ содержат ошибки и никакие три измерения не позволяют определить истинные значения параметров a_1 , a_3 и a_5 .

Для решения рассматриваемой задачи естественно воспользоваться методом наименьших квадратов, применяемым при обработке экспериментальных данных.

Этот метод формулируется соотношением [7]:

$$\sum_{i=0}^n [G(V_i) - (a_1 + a_3 V_i + a_5 V_i^2)]^2 = \min. \quad (15)$$

Для изложения методики нахождения коэффициентов a_1 , a_3 , a_5 методом наименьших квадратов введем в рассмотрение два вектора

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_3 \\ a_5 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} G(V_0) \\ G(V_1) \\ \dots \\ G(V_n) \end{bmatrix},$$

а также матрицу

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} 1 & V_0 & V_0^2 \\ 1 & V_1 & V_1^2 \\ \dots & \dots & \dots \\ 1 & V_n & V_n^2 \end{bmatrix}$$

и составим систему уравнений относительно коэффициентов a_1 , a_3 , a_5 (компонент вектора $\mathbf{A}$)

$$\mathbf{VA} = \mathbf{G}. \quad (16)$$

Система уравнений (16) переопределенная, так как содержит $n \gg 3$ уравнений с тремя неизвестными.

Для того чтобы сделать систему уравнений относительно вектора $\mathbf{A}$ определенной и учесть при этом условие (15), умножим слева обе части уравнения (16) на матрицу $\mathbf{V}^T$, транспонированную по отношению к матрице $\mathbf{V}$ [8]. Тогда получим:

$$\mathbf{CA} = \mathbf{B},$$

где $\mathbf{C} = \mathbf{V}^T \mathbf{V}$; $\mathbf{B} = \mathbf{V}^T \mathbf{G}$.

Решая это уравнение относительно вектора искомых коэффициентов a_1 , a_3 , a_5 , получим:

$$\mathbf{A} = \mathbf{C}^{-1} \mathbf{B}, \quad (17)$$

где $\mathbf{C}^{-1}$ — матрица третьего порядка, обратная матрице $\mathbf{C}$.

Отметим, что при использовании приведенной методики необязательно последовательность V_i задавать с постоянным шагом.

После того как коэффициенты a_1 , a_3 , a_5 , являющиеся компонентами вектора $\mathbf{A}$, определены, по формуле (12) может быть вычислена величина эквивалентной конусности обода с изношенной поверхностью катания.

Необходимо определить некоторую дополнительную расчетную конусность обода, как тангенс угла между касательной плоскостью к поверхности обода в точке $y = 0(\xi = \langle \xi \rangle)$ и осью колесной пары. Это объясняется тем, что неустойчивость прямолинейного движения определяется неустойчивостью нулевого решения, которое характеризуется равенством $y = 0(\xi = \langle \xi \rangle)$. Величина $\langle \xi \rangle$ ранее была определена формулой (3). Окончательно выбор величин эквивалентной или дополнительной расчетной конусностей обода может быть определен выбором большей из этих величин.

Вывод. Предложенная методика оценки эквивалентной конусности ободьев колес вагонов с изношенной поверхностью катания позволит в дальнейшем уточнить сроки обточки вагонных колес по условию обеспечения безопасности движения порожних грузовых поездов с учетом фактического состояния поверхностей катания ободьев колес.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ромен Ю. С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний. М.: ВМГ-Принт, 2014. 210 с.
2. Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеей / пер. с нем. под ред. К. П. Королева. М.: Трансжелдориздат, 1957. 416 с.
3. Вериги М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 559 с.
4. Ромен Ю. С. Исследование бокового воздействия подвижного состава на путь с применением электронных вычислительных машин // Труды ЦНИИ МПС. 1969. Вып. 385. С. 71–94.
5. Воздействие экипажа на путь при пространственных колебаниях подвижного состава: описание программы / А. Я. Коган [и др.] // Информационный бюллетень ВНИИЦентр. М.: ГосФАП, 1985. №4/67. 40 с.
6. Klingel W. Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn // Organ für Fortschritte des Eisenbahnwesens. 1883. № 38. S. 113–123. URL: <https://books.google.ru/books?id=uQpHAAAAQB-AJ&pg=PA18&lpg=PA18&dq=Klingel+W.+U+%CC%88ber+den+L>

auf+der+Eisenbahnwagen+auf+gerader+Bahn&source=bl&ots=Clu7iLFBzm&sig=0o3Au7SfVK9F7QqH_vicpN4hyM&hl=ru&sa=X&ved=0ahUKEwi33_3q5bbAhUHiaYKHxEwCW8Q6AEIMjAC#v=onepage&q=Klingel%20W.%20U%20%CC%88ber%20den%20Lauf%20der%20Eisenbahnwagen%20auf%20gerader%20Bahn&f=false (дата обращения: 15.03.2018 г.).

7. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем. М.: Гостехиздат, 1956. 600 с.

8. Линник Ю. В. Метод наименьших квадратов и основы математико-статистической теории обработки наблюдений. М.: Физматгиз, 1958. 327 с.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

КОГАН Александр Яковлевич,

д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник
НЦ «ЦПРК», АО «ВНИИЖТ»

Статья поступила в редакцию 05.04.2018 г., принята к публикации 25.05.2018 г.

Estimation of the equivalent conicity of wheel treads with worn rolling surface

A. Ya. KOGAN

Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

Abstract. The safety of freight trains motion that have empty cars in their composition is in many cases determined by the stability of the motion of these cars. The problem is that the intense horizontal non-stationary-periodic oscillations arise due to the conicity of the wheel treads with the weak connection of the wheelsets with the side frames of the three-piece bogie of the freight car at a certain (critical) speed of motion. These oscillations begin to threaten the safety of train motion when the car's speed exceeds its critical value by 20–25 km/h. Numerically, the conicity is determined by the angle between the generatrix of the conical surface and the axis of the cone. The results of experimental studies and theoretical calculations show that within creasing conicity of the wheel treads of freight cars, the value of the critical speed decreases substantially.

The article describes a method of an estimation of an equivalent conicity of wheel treads of cars with the worn out surface of rolling. The method is based on calculating the coefficients of a polynomial over even grades of the lateral oscillations amplitude of a single freely moving wheelset in the tangent segment of the track. Coefficients of the polynomial contain factors determined by the function of the difference in the radii of the worn wheel in sections equidistant from the vertical axis passing through the middle position of the point of contact between the wheel and the rail on the wheel tread. This method will help to further clarify the timing of car's wheel-turning on the condition of ensuring the safety of empty freight trains, taking into account the actual condition of the rolling surfaces of the wheel treads.

Keywords: traffic safety; tread conicity; equivalent conicity; wheelset hunting; tread rolling; least square method

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-3-127-132>

REFERENCES

1. Romen Yu. S. *Dinamika zheleznodorozhnogo ekipazha v rel'sovoy kolee. Metody rascheta i ispytaniy* [Dynamics of the railway crew in the rail track. Methods of calculation and testing]. Moscow, VMG-Print Publ., 2014, 210 p.
2. Haiman H., Korolev K. P. *Napravlenie zheleznodorozhnykh ekipazhey rel'sovoy koleyey* [Direction of railway carriages by rail track gauge]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1957, 416 p.

3. Verigo M. F., Kogan A. Ya. *Vzaimodeystvie puti i podvzhnogo sostava* [Interaction of the track and rolling stock]. Moscow, Transport Publ., 1986, 559 p.

4. Romen Yu. S. *Issledovanie bokovogo vozdeystviya podvzhnogo sostava na put' s primeneniem elektronnykh vychislitel'nykh mashin* [Study of the lateral impact of rolling stock on the road using electronic computers]. Trudy TsNII MPS [Proc. of the Central Research Institute of the Ministry of Railways], 1969, Vol. 385, pp. 71–94.

5. Kogan A. Ya., Voytov I. O., Levinzon M. A., Gavrilov V. M., Perel'shtein A. L. *Vozdeystvie ekipazha na put' pri prostranstvennykh kolebaniyakh podvzhnogo sostava. Opisaniye programmy* [Impact of the carriage on the track with spatial variations of the rolling stock. Description of the program]. Informatsionnyy byulleten' VNTITsentr [Information bulletin of VNTITsentr]. Moscow, GOSFAP Publ., 1985, no. 4/67, 40 p.

6. Klingel W. *Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn*. Organ für Fortschritte des Eisenbahnwesens. 1883, no. 38, pp. 113–123. URL: https://books.google.ru/books?id=uQpHAAAAQBAJ&pg=PA18&lpg=PA18&dq=Klingel+W.+U+%CC%88ber+den+Lauf+der+Eisenbahnwagen+auf+gerader+Bahn&source=bl&ots=Clu7iLFBzm&sig=0o3Au7SfVK9F7QqH_vicpN4hyM&hl=ru&sa=X&ved=0ahUKEwi33_3q5bbAhUHiaYKHxEwCW8Q6AEIMjAC#v=onepage&q=Klingel%20W.%20U%20%CC%88ber%20den%20Lauf%20der%20Eisenbahnwagen%20auf%20gerader%20Bahn&f=false (retrieved on 15.03.2018).

7. Bolotin V. V. *Dinamicheskaya ustoychivost' uprugikh sistem* [Dynamic stability of elastic systems]. Moscow, Gostekhizdat Publ., 1956, 600 p.

8. Linnik Yu. V. *Metod naimen'shikh kvadratov i osnovy matematiko-statisticheskoy teorii obrabotki nablyudeniy* [The method of least squares and the foundations of the mathematical-statistical theory of processing observations]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1958, 327 p.

ABOUT THE AUTHOR

Alexander Ya. KOGAN,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, SC "TsPRK",
JSC "VNIIZhT"

Received 05.04.2018

Accepted 25.05.2018

■ E-mail: suslov.oleg@vniizht.ru (A. Ya. Kogan)