



Влияние продольной жесткости пути на проскальзывание колесной пары локомотива по рельсу



Виктор НОВОСЕЛЬЦЕВ
Victor P. NOVOSELTSEV

Петр НОВОСЕЛЬЦЕВ
Petr V. NOVOSELTSEV



Анна ГОРДЕЕВА
Anna A. GORDEEVA

Новосельцев Виктор Петрович — кандидат технических наук, доцент Улан-Удэнского института железнодорожного транспорта (УУИЖТ) — филиала Иркутского государственного университета путей сообщения, Улан-Удэ, Россия.

Новосельцев Петр Викторович — кандидат технических наук, доцент УУИЖТ.
Гордеева Анна Александровна — аспирант УУИЖТ.

В процессе движения локомотива в режиме тяги возникает проскальзывание колесной пары по рельсу, иногда переходящее в боксование. Этот опасный процесс зависит от множества факторов и в том числе, по мнению авторов, от продольной жесткости рельсового пути.

В статье рассматривается экспериментальный метод определения продольной жесткости рельсового пути и вычисляются потери энергии на неупругое смещение рельсов. Выполняется динамический анализ движения колесной пары локомотива в случае наезда ее на сжатый участок пути, определяются скорости проскальзывания колес относительно рельса.

Ключевые слова: железная дорога, локомотив, колесная пара, продольная жесткость рельсовой нити, проскальзывание, боксование, энергия деформации, динамический анализ, кинематика, метод определения продольной жесткости.

Изучение особенностей взаимодействия системы «колесо-рельс» позволяет определить степень влияния параметров верхнего строения железнодорожного пути на динамику подвижного состава, включая такие явления, как упругое проскальзывание колесной пары по рельсу, в том числе переходящее в боксование.

Свои соображения на этот счет высказывали, в частности, М. Ф. Вериго [5], А. Я. Коган [1], В. Б. Медель, ими исследованы продольные смещения рельсового пути и причины их возникновения. В работе Н. Н. Меншутина [4] в качестве такой причины указано на несоответствие силы тяги и силы сцепления.

В предлагаемой статье затрагиваются вопросы экспериментальных методов определения продольной жесткости, а также динамических и кинематических параметров железнодорожного пути, позволяющих оценить возможность возникновения боксования. Это делается на основе оригинальной методики авторов, разработанной с помощью устройства, защищенного патентом на полезную модель № 100478 [3], и с учетом результатов экспериментальных исследований, касающихся трогания с места железнодорожного состава [6].

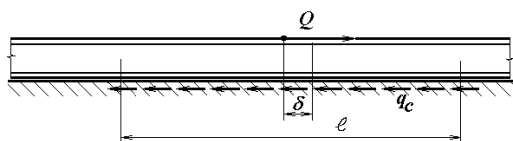


Рис. 1. Схема представления продольной жесткости рельсовой нити.

Рельсовый путь состоит из двух нитей, поэтому сначала определимся с понятием «продольная жесткость рельсовой нити», которую будем воспринимать как отношение приложенной к рельсу осевой силы к перемещению точки приложения этой силы (рис.1).

Таким образом, продольная жесткость рельсовой нити:

$$C_{pn} = \frac{Q}{\delta}. \quad (1)$$

Выполненные авторами эксперименты по определению продольной жесткости рельсовой нити на станционных путях проходили в декабре 2012 года при температуре -25°C . Эксперименту подвергался, в частности, участок пути на деревянных шпалах; рельсы Р65 длиной 25 метров (см. рис. 2).

Нагружение силой Q производилось до тех пор, пока не появилось малое (0,1 мм) изменение зазоров δ_1 и δ_3 . По результатам эксперимента было выявлено, что зависимость между силой Q и изменением зазора $\Delta\delta_2$ нелинейна.

Величина $\Delta\delta_2$ представляет в этом случае деформацию двух рельсов Р65 длиной 25 метров каждый. Продольная жесткость рельсовой нити:

$$C_{pn} = \frac{Q}{\Delta\delta_2}. \quad (2)$$

Остаточная деформация двух рельсов после разгрузки:

$$\Delta l_{\text{ост}} = 3,1 \text{ мм}$$

В процессе эксперимента выяснилось, что рельсы 1 и 2 после снятия нагрузки оказались сжатыми на 1,6 мм каждый.

Представим, что может произойти, если на концы двух сжатых смежных, параллельных рельсов наезжает передняя колесная пара локомотива, идущего в режиме тяги (рис. 4).

В этом случае под действием силы $P \cdot f_{\text{тр}}$ произойдет разгрузка сжатых рельсов, по-

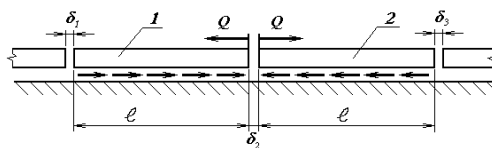


Рис. 2. Определение продольной жесткости рельсовой нити.

тенциальная энергия которых преобразуется в кинетическую:

$$U' = \frac{(\Delta l'_{\text{ост}})^2 \cdot 2 \cdot E \cdot F}{2l} = T', \quad (3)$$

где $\Delta l'_{\text{ост}} = \frac{\Delta l_{\text{ост}}}{2}$ — остаточная деформация одного рельса.

Силы сопротивления $q_{\text{сопр}}$, препятствующие смещению рельса в продольном направлении, требуют затраты энергии:

$$U_{\text{сопр}} = 2 \cdot \Delta U \cdot l \cdot \Delta l'_{\text{ост}}, \quad (4)$$

где ΔU — средние удельные потери энергии.

Движущий момент M_k совершает работу:

$$A(M_k) = M_k \cdot \phi; \quad (5)$$

$$f = \frac{\Delta l'_{\text{ост}}}{R_k}, \quad (6)$$

где f — угловое перемещение колесной пары, вызванное перемещением конца рельса.

Колесная пара движется совместно с локомотивом, и поэтому линейная скорость центра ее масс не изменится, однако может измениться угловая скорость вращательного движения.

Изменение кинетической энергии первой колесной пары при наезде ее на сжатые рельсы за период поворота на угол ϕ (рис.4):

$$T_1 - T_0 = \sum A_i^e. \quad (7)$$

Кинетическая энергия в начальный момент:

$$T_0 = \frac{1}{2} I_k \left(\frac{V_{\text{осн}}}{R_k} \right)^2, \quad (8)$$

где $V_{\text{осн}}$ — линейная скорость локомотива в стационарном режиме (основное движение);

I_k — осевой момент инерции колесной пары;

R_k — радиус колеса по кругу катания колесной пары.

Кинетическая энергия колесной пары в конце периода:



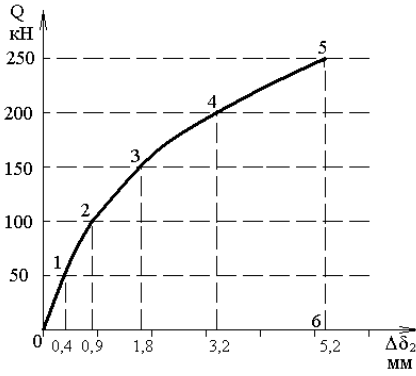


Рис. 3. График изменения зазора рельса $\Delta\delta_2$ при нагружении продольной силой Q .

$$T_1 = \frac{1}{2} I_{\kappa} \left(\frac{V_{осн}}{R_{\kappa}} + \dot{f} \right)^2 = \frac{1}{2} I_{\kappa} \left(\frac{V_{осн}}{R_{\kappa}} \right)^2 + \frac{2 \times I_{\kappa} \times V_{осн} \times \dot{f}}{2 \times R_{\kappa}} + \frac{1}{2} I_{\kappa} \times \dot{f}^2, \quad (9)$$

где $\dot{f}$ – угловая скорость дополнительного вращательного движения колесной пары.

Тогда изменение кинетической энергии:

$$T_1 - T_0 = \frac{I_{\kappa} \times V_{осн} \times \dot{f}}{R_{\kappa}} + \frac{1}{2} I_{\kappa} \times \dot{f}^2. \quad (10)$$

Сумма работ всех сил:

$$\sum A_i^e = M_{\kappa} \times f + U + U_{сomp}. \quad (11)$$

Подставляя результат в (7), получим:

$$\frac{I_{\kappa} \cdot V_{осн} \times \dot{f}}{R_{\kappa}} + \frac{1}{2} I_{\kappa} \times \dot{f} = M_{\kappa} \cdot f + U' - U_{сomp}. \quad (12)$$

Подставляя $\dot{f}$; U ; $U_{сomp}$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{I_{\kappa} \cdot V_{осн} \cdot \dot{\phi}}{R_{\kappa}} + \frac{1}{2} I_{\kappa} \cdot \dot{\phi} &= M_{\kappa} \cdot \dot{\phi} + U' - U_{сomp} = \\ &= M_{\kappa} \cdot \frac{\Delta \ell'_{осн}}{R_{\kappa}} + \frac{(\Delta \ell'_{осн})^2 \cdot 2 \cdot E \cdot F}{2 \ell} - 2 \cdot \Delta U \cdot \ell \cdot \Delta \ell'_{осн}. \end{aligned} \quad (13)$$

Рассмотрим пример.

Пусть:

$$\begin{aligned} V_{осн} &= 16,8 \text{ км/ч} = 4,66 \text{ м/с}; \\ I_{\kappa} &= 460 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; R_{\kappa} = 0,625 \text{ м}; M_{\kappa} = 40 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ \Delta \ell'_{осн} &= 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l = 25 \text{ м}; \\ \Delta U &= 1,65 \text{ Дж/(м} \cdot \text{мм)}. \end{aligned}$$

Подставляя данные в (13), получим величину дополнительной угловой скорости:

сти колесной пары, вызванной разгрузкой сжатого рельса: $\dot{\phi} = 0,57 \text{ с}^{-1}$.

Угловая скорость колеса от основного движения локомотива:

$$\omega_{осн} = \frac{V_{осн}}{R_{\kappa}} = \frac{4,66}{0,625} = 7,46 \text{ с}^{-1}.$$

После разгрузки рельса произойдет его резкая остановка, а колесная пара должна перейти в основной режим движения, но это не может произойти мгновенно и потому возникнет проскальзывание.

Относительная величина этого проскальзывания:

$$v_{ск} = \frac{\dot{f}}{\omega_{осн}} \cdot 100\% = \frac{0,57}{7,46} \cdot 100\% = 7,64\%. \quad (14)$$

В работе [1, с. 206] утверждается, что критическим является проскальзывание: $v_{ск}^{крит} = 1,4\%$.

Поэтому в рассматриваемом варианте проскальзывание выше критического и есть предпосылки для возникновения боксования.

Возьмем случай, когда железнодорожный состав движется в режиме тяги. Расчетная схема взаимодействия колесной пары и рельсового пути показана на рис. 5.

Действующий на колесную пару момент M_{κ} примем изменяющимся по гармоническому закону, то есть так, как это представлено в работе [2, с. 351]:

$$M_{\kappa} = M_0 + M_A \times \sin(\psi \times t), \quad (15)$$

где ψ – частота колебаний величины передаваемого движущего момента.

Исследуем малые колебания колесной пары во вращательном движении на угол ϕ (см. рис. 5). Дифференциальное уравнение этого движения:

$$I_{\kappa} \times \ddot{\phi} + C_p \times R_{\kappa}^2 \cdot f = M_A \times \sin(\psi \times t). \quad (16)$$

Решение уравнения:

$$f = \frac{M_A}{I_{\kappa} (k^2 - \psi^2)} \times \sin(\psi \times t). \quad (17)$$

Дифференцируя, находим угловую скорость малых колебаний колесной пары во вращательном движении:

$$\dot{f} = \frac{\psi \times M_A}{I_{\kappa} (k^2 - \psi^2)} \times \cos(\psi \times t). \quad (18)$$

Амплитудное значение угловой скорости:

$$\dot{f}_A = \frac{\psi \times M_A}{I_{\kappa} (k^2 - \psi^2)}. \quad (19)$$

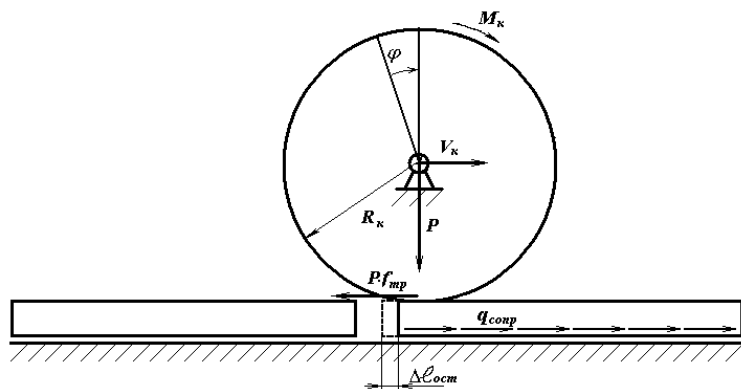


Рис. 4. Взаимодействие колесной пары локомотива с рельсом.

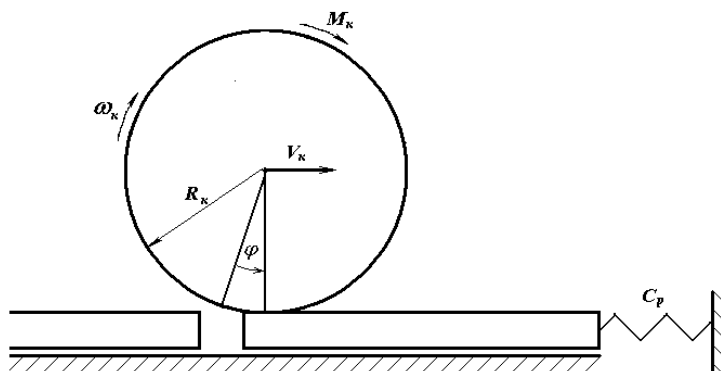


Рис. 5. Схема взаимодействия колесной пары и рельсового пути.

Вычислим f_A при следующих данных:

$$\psi = 26^\circ; M_A = 3600 \text{ Н} \times \text{м}; R_k = 0,625 \text{ м};$$

$$C_p = 14,3 \cdot 10^6 \text{ Н / м}; I_k = 460 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тогда:

$$k^2 = \frac{C_p \cdot R_k^2}{I_k} = \frac{14,3 \times 10^6 \times 0,625^2}{460} = 12,1 \cdot 10^3 \text{ с}^{-2};$$

$$\psi^2 = 26^2 = 986 \text{ с}^{-2};$$

$$\dot{f}_A = \frac{26 \cdot 3600}{460(12,1 - 0,676) \cdot 10^3} = 0,018 \text{ с}^{-1}.$$

Относительное проскальзывание колесной пары по рельсу:

$$v_{ск} = \frac{\phi}{\omega_{осн}} \cdot 100\%. \quad (20)$$

При скорости локомотива: $V = 7,2 \text{ км/ч} = 2 \text{ м/с}$.

Угловая скорость колесной пары $\omega_{осн} = 3,2 \text{ с}^{-1}$.

Относительное проскальзывание колесной пары по рельсу:

$$v_{ск} = \frac{0,018}{3,2} \cdot 100\% = 0,56\%.$$

При скорости локомотива $V = 7,2 \text{ км/ч} = 2 \text{ м/с}$ угловая скорость колеса $\omega_{осн} = 3,2 \text{ с}^{-1}$, а относительное проскальзывание колесной пары по рельсу:

$$v_{ск} = \frac{0,018}{1,6} \cdot 100\% = 1,12\%.$$

Одной из причин проскальзывания являются упругие взаимодействия колесной пары и рельса, то есть продольная жесткость рельсового пути влияет на величину проскальзывания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, показано, что физическая модель, на базе которой могут быть объяснены некоторые особенности влияния параметров верхнего строения железнодорожного пути, построена в ходе проведения экспериментальных исследований [6, с. 74–78], и вместе это дает основание сделать следующие выводы:





- продольная жесткость рельсового пути существенно изменяется по длине каждой рельсовой нити, причем отдельные участки могут быть растянуты, сжаты или находиться в ненагруженном состоянии;
- возникновение проскальзывания колес относительно рельсов зависит от продольной жесткости рельсового пути;
- боксование как процесс развития проскальзывания может стать следствием отклонения продольной жесткости от нормативного значения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. — М.: Транспорт, 1997. — 326 с.

2. Зарифьян А. А. и др. Динамические процессы в асинхронном тяговом приводе магистральных электровозов. — М.: Маршрут, 2006. — 371 с.

3. Елисеев С. В., Новосельцев В. П., Гордеева А. А. Устройство для определения продольной жесткости рельсового пути. Патент на полезную модель № 100478 от 20 декабря 2010 г.

4. Меншутин Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза для реализации силы тяги в эксплуатационных условиях // Труды ВНИИЖТ, 1960. — С. 113–130.

5. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. — М.: Транспорт, 1986. — 399 с.

6. Дамбаев Ж. Г., Новосельцев В. П., Новосельцев П. В. Экспериментальное исследование процесса трогания с места железнодорожного состава // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — Иркутск: ИргУПС. — 2007. — № 1 (13). — С. 74–78.

IMPACT OF LONGITUDINAL STIFFNESS OF RAIL TRACK ON THE SLIDING OF LOCOMOTIVE WHEEL PAIR

Novoseltsev, Victor P. — Ph.D. (Tech), associate professor of Ulan-Ude institute of railways – subsidiary to Irkutsk State University of Railway Engineering, Ulan-Ude, Russia.

Novoseltsev, Petr V. — Ph.D. (Tech), associate professor of Ulan-Ude institute of railways – subsidiary to Irkutsk State University of Railway Engineering, Ulan-Ude, Russia.

Gordeeva, Anna A. — Ph.D. student of Ulan-Ude institute of railways – subsidiary to Irkutsk State University of Railway Engineering, Ulan-Ude, Russia.

Locomotive motion in traction mode is accompanied by wheel pair sliding along the rail, sometimes it results in slippage. This process which is rather dangerous depends on many factors, including, in authors' opinion, longitudinal stiffness of the track. The article describes an experimental method of determining of track longitudinal stiffness. The results here-of give the possibility to calculate power losses caused by rail inelastic drift.

The procedure includes dynamic analysis of motion of locomotive wheel pair in the case of its run-over the compressed section of track and calculation of wheel pair sliding speed regarding the rail.

The authors also examine auxiliary rotary motion of wheel pair during its interaction with the rails and sliding effect caused by it.

Key words: railway, locomotive, wheel pair, longitudinal stiffness of rail track, rigidity, sliding, slippage, deformation energy, dynamic analysis, kinematics.

REFERENCES

1. Kogan A. Ya. Track dynamics and its interaction with rolling stock [*Dinamika puti i ego vzaimodeystvie s podvizhnym sostavom*]. Moscow, Transport publ., 1997, 326 p.

2. Zarif'yan A.A. et al. Dynamic processes in asynchronous traction drive of mainline electric locomotives [*Dinamicheskie protsessy v asinhronnom tyagovom privode magistral'nyh elektrovozov*]. Moscow, Marshrut publ., 2006, 371 p.

3. Eliseev S. V., Novoseltsev V. P., Gordeeva A. A. Device for determination of longitudinal stiffness of rail track [*Ustroystvo dlya opredeleniya prodol'noy zhestkosti rel'sovogo puti*]. Utility model patent № 100478 of December, 20, 2010.

4. Menshutin N. N. Study of the sliding of wheel pair of electric locomotive intended to implement traction efforts in operation mode [*Issledovanie skol'zheniya kolesnoy pary elektrovoza dlya realizatsii sily tyagi v ekspluatatsionnykh usloviyakh*]. Trudy VNIIZhT, 1960, pp. 113–130.

5. Verigo M. F., Kogan A. Ya. Interaction of track and rolling stock [*Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava*]. Moscow, Transport publ., 1986, 399 p.

6. Dambaev Zh.G., Novoseltsev V.P., Novoseltsev P.V. Experimental study on the process of the starting from rest of rolling stock [*Ekspperimental'noe issledovanie protsessy trovaniya s mesta zheleznodorozhnogo sostava*]. Sovremennye tehnologii. Sistemy analiz. Modelirovanie. Irkutsk, IrGUPS, 2007, № 1 (13), pp. 74–78.

Координаты авторов (contact information): Новосельцев В. П. (Novoseltsev V. P.) — +79140593228, Новосельцев П. В. (Novoseltsev P. V.) — nov-pv@mail.ru, Гордеева А. А. (Gordeeva A. A.) — uuf.vpo@mail.ru

Статья поступила в редакцию / article received 04.04.2013
Принята к публикации / article accepted 09.07.2013