



Взаимодействие колеса с рельсом при качении



Вадим ПИСАРЕНКО

Vadim V. PISARENKO

Interaction of a Wheel with a Rail during Rolling

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 30)

Проблемой неравномерного износа колёсных пар занимаются многие учёные мира, имеющие отношение к вагоностроению. Создаются всё новые программные комплексы для математического моделирования, и в каждом заложена своя теория динамики подвижного состава. В данном случае рассмотрены основные положения деформации и износа колеса по кругу катания при движении вагона. При этом более подробно расписана модель упругого скольжения. При качении колеса и наличии крутящего момента в области контакта всегда существует область схватывания, которая находится на входе. И область проскальзывания на выходе. Доказано, что коэффициент проскальзывания равен деформации в области схватывания.

При соблюдении определённых кинематических и динамических условий построен график распределения напряжения в зоне контакта. На основе теории касательных напряжений получена формула смещения, которая трансформирована в новую формулу коэффициента крипа, сохранившую физический смысл найденной величины.

Ключевые слова: теория динамики подвижного состава, колёсная пара, рельс, коэффициент крипа, скольжение, схватывание, пятно контакта, качение колеса, распределение напряжений.

Писаренко Вадим Валерьевич – мастер производственного участка «Контрольный пункт автотормозов» пассажирского вагонного депо Москва Московского филиала АО «Федеральная пассажирская компания», аспирант кафедры вагонов и вагонного хозяйства Российского университета транспорта (МИИТ), Москва, Россия.

Колёсная пара является наиболее нагруженным в эксплуатации элементом ходовых частей подвижного состава железных дорог, непосредственно взаимодействуя с рельсом. Вследствие извилистого движения колёсных пар в колее их взаимодействие сопровождается возникновением сил и моментов в горизонтальном направлении. Горизонтальные силы усиливаются с участием рамы. Между колесом и рельсом возникает трение качения. Касательные силы, которые обнаруживаются в точке контакта, вызывают проскальзывания колес по головке рельса.

Когда касательные силы меньше силы сухого трения, относительное скольжение колеса по рельсу в процессе качения считают происходящим за счёт упругих деформаций материалов колеса и рельса и называют упругим скольжением, или крипом: $F = ku/v$, где k – коэффициент крипа, v – скорость поезда, u – скорость проскальзывания [2].

Рассмотрим более подробно модель упругого скольжения. В контакте качения при незначительных крутящих моментах, как установлено, первоначально возникает малая область проскальзывания, которая затем возрастает с увеличением положи-

тельного момента, пока не наступит полное скольжение [11]. Для понимания процессов, протекающих в контакте (колесо–рельс), возьмем упрощённую модель упругого колеса (рис. 1).

При осуществлении полного поворота колеса можно заметить, что упругие элементы, которые входят в контакт с поверхностью, находятся в сжатом состоянии. При выходе из области контакта, где элементы нагружены на растяжение, а действие нормальной силы ослабевает, равновесие нарушается и элементы релаксируют. Вследствие этого колесо ещё немного проворачивается. При качении колеса и наличии крутящего момента в области контакта всегда существует область схватывания, которая находится на входе. И область проскальзывания – на выходе. Нетрудно определить, что коэффициент проскальзывания равен деформации в области схватывания в пятне контакта:

$$k = \frac{\varepsilon_{xx}}{1 + \varepsilon_{xx}} \approx \varepsilon_{xx}.$$

Теперь время использовать известные формулы из теории упругости. Предположим, что пятно контакта представляет собой круг с радиусом a , как показано на рис. 2а. В этой зоне действуют касательные напряжения:

$$\tau(r) = \sigma_{xx}(r) = \tau_0 \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}}.$$

Данные силы приводят к смещению в касательном направлении:

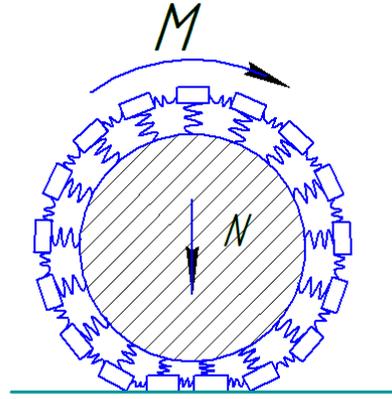


Рис. 1. Простейшая модель катящегося колеса.

$$u_x = \frac{\pi \tau_0}{32 G a} [4(2 - \nu)a^2 - (4 - 3\nu)x^2 - (4 - \nu)y^2],$$

где G – модуль сдвига, ν – окружная скорость.

Распределение вида

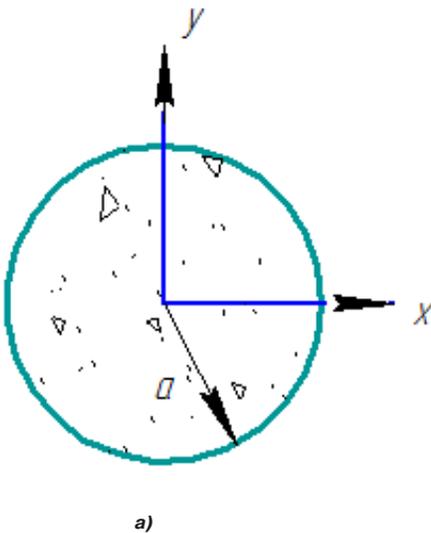
$$\tau(x) = \sigma_{xx}(x) = \tau_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}$$

в полосе шириной $2a$ (рис. 2б) приводит к смещению поверхности

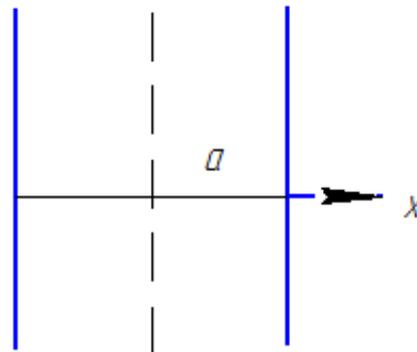
$$u_x = \text{Const} - \tau_0 \frac{x^2}{aE},$$

где E – модуль упругости материала колеса. С помощью этих зависимостей можно построить график распределения напряжения в контакте.

Распределение нормального давления по всей области контакта дается формулой Герца:



а)



б)

Рис. 2. Касательно нагруженный контакт.



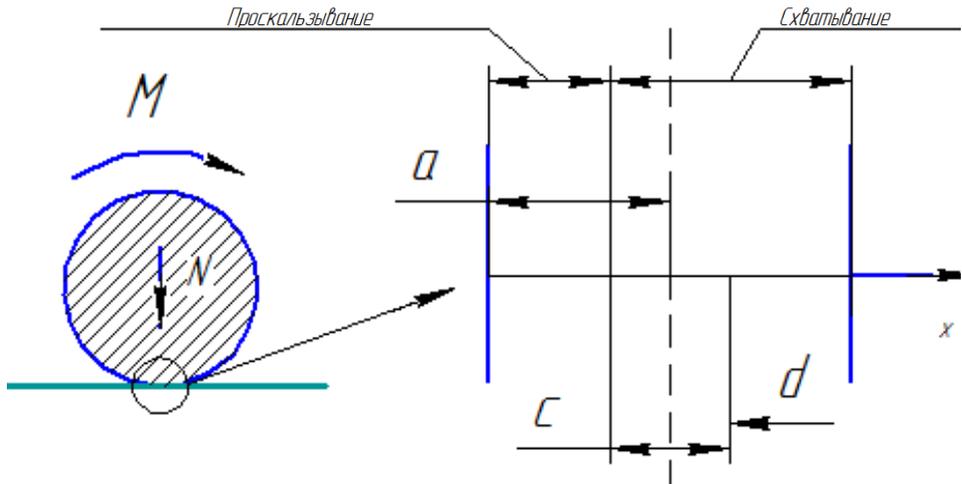


Рис. 3. Распределение касательных напряжений в зоне контакта. а – половина ширины зоны контакта; с – области схватывания.

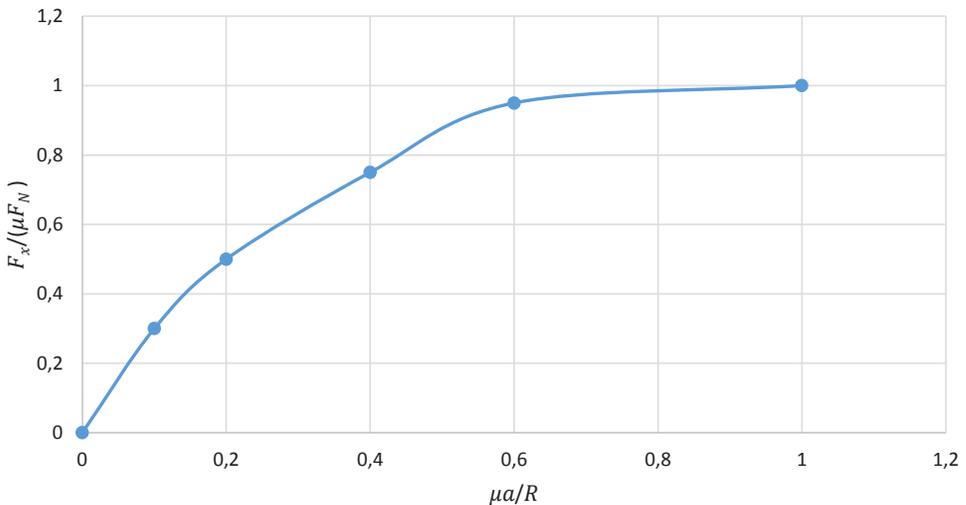


Рис. 4. Кривая проскальзывания при наличии тангенсальной силы.

$$p(x) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}$$

Чтобы построить распределение напряжения для контакта качения, необходимо выполнить определённые кинематические и динамические условия. Согласно рис. 1 материал, входящий в область контакта, находится в деформации. Допустим, что деформация в зоне контакта постоянна. И предположим, что в зоне проскальзывания должно выполняться условие (закон трения Кулона) $F_{тр} = \mu N$: $\tau(x) = \mu p(x)$.

Тогда формула расчёта касательных напряжений в зоне контакта:

$$\tau(x) = \tau_1(x) + \tau_2(x),$$

где $\tau_1(x)$ – касательное напряжение в зоне схватывания, $\tau_2(x)$ – касательное напряжение в зоне проскальзывания.

Как следует из рис. 3, $d = a - c$.

Формула расчёта касательных напряжений позволяет вывести формулы смещения:

$$u_{x1} = Const - \tau_1 \frac{x^2}{aE}; \quad u_{x2} = Const + \tau_2 \frac{(x-d)^2}{cE}.$$

Для полного смещения получаем:

$$u_x = Const - \tau_1 \frac{x^2}{aE} + \tau_2 \frac{(x-d)^2}{cE}.$$

А формула для деформации принимает вид:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = -\tau_1 \frac{2x}{aE} + \tau_2 \frac{2(x-d)}{cE}.$$

Подставляем вместо τ_1 выражение закона Кулона, получаем $\tau_1 = \mu p_0$.

Принимая во внимание то, что деформация в зоне схватывания постоянна, имеем формулу:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = -\frac{2\mu p_0 d}{aE}.$$

Полная поперечная сила в области контакта рассчитывается уравнением

$$F_x = \int_{-a}^a L \cdot \tau(x) dx \approx L \cdot \left(\frac{\pi}{2} a \mu p_0 - \frac{c}{a} \frac{\pi}{2} c \mu p_0 \right) = \mu F_N \left(1 - \frac{c^2}{a^2} \right).$$

Выражение $d = a - c$ преобразуем, получаем $d/a = 1 - c/a$ и, подставив его в выражение для полной поперечной силы, находим неизвестное расстояние d :

$$d = a \sqrt{\frac{F_x}{\mu F_N}}.$$

Используя формулу для деформации в зоне схватывания, выводим коэффициент кривизны:

$$k = \frac{\partial u_x}{\partial x} = -\frac{2\mu p_0}{E} \sqrt{\frac{F_x}{\mu F_N}}.$$

Принимаем

$$p_0 = E \cdot \frac{a}{2R},$$

где R – радиус колеса.

Получаем окончательную формулу кривизны для железнодорожного колеса:

$$k = -\frac{\mu a}{R} \sqrt{\frac{F_x}{\mu F_N}}.$$

Эта зависимость, как показано на графике рис. 4, соответствует кривой проскальзывания.

Из графика видно, что полное скольжение во всей области контакта наступает,

когда $F_x = \mu F_N$. В этом случае коэффициент кривизны (псевдопроскальзывания): $k = -\mu a/R$.

Таким образом, мы получили новую формулу коэффициента кривизны, которая сохраняет физический смысл самой величины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Буйносов А. П. Теория наземных транспортно-технических машин: Учеб.-метод. пособие. – Екатеринбург: УрГУПС, 2016. – 92 с.

2. Вершинский С. В., Хусидов В. Д. Динамика вагона: Учебник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 860 с.

3. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Курс теоретической физики. – Т. VII: Теория упругости. – 4-е изд., испр. и доп. – М.: Наука, 1987. – 248 с.

4. Sakalo V., Sakalo A., Tomashevskiy S., Kerentcev D. Computer modelling of process of accumulation of rolling contact fatigue damage in railway wheels. International Journal of Fatigue, Volume 111, June 2018, pp. 7–15.

5. Лысиков Н. Н., Ковалев Р. В. Комплексные исследования механических характеристик элементов конструкций методом компьютерного моделирования // Тяжелое машиностроение. – 2009. – № 1. – С. 14–17.

6. Сладковский А. В., Погорелов Д. Ю. Исследование динамического взаимодействия в контакте колесо–рельс при наличии ползунов на колёсной паре // Вісник. – 2008. – № 5/1. – С. 11.

7. Ковалев Р. В., Даниленко Д. В. Введение в моделирование динамики механических систем // САПР и графика. – 2008. – № 4. – С. 26–31.

8. Погорелов Д. Ю. О численных методах моделирования движения систем твёрдых тел. – Брянск: БГТУ, 1997. – 153 с.

9. Михеев Г. В., Круговова Е. А. Взаимодействие железнодорожных экипажей и мостов: некоторые подходы и приложения // Наука и прогресс транспорта. Вестник ДНУЖТ. – 2010. – Вып. 33. – С. 178–179.

10. Кобищанов В. В., Азарченков А. А. Прогнозирование динамической нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях // Тяжелое машиностроение. – 2005. – № 12. – С. 31–48.

11. Захаров С. М., Горячева И. Г., Погорелов Д. Ю. Оценка эволюции профилей колес железнодорожного экипажа на основе применения трибодинамической модели // Тяжелое машиностроение. – 2007. – № 3. – С. 19–24.

12. Михальченко Г. С., Погорелов Д. Ю. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования // Тяжелое машиностроение. – 2003. – № 12. – С. 2–6.

13. Ковалев Р. В., Котов С. В. Влияние параметров буксового адаптера для тележки типа 18–100 на показатели износа бандажей колёсных пар и устойчивость движения грузовых вагонов // Вестник БГТУ. – 2004. – № 1. – С. 147–155.

14. Сакало А. В. Метод моделирования контактных напряжений с использованием конечно-элементных фрагментов на упругом основании // Вестник ВГТУ. – 2009. – № 9. – С. 71–76.

15. Раус Э. Дж. Динамика системы твёрдых тел. – Том II: Пер. с англ. – М.: Наука, 1983. – 544 с.

Координаты автора: **Писаренко В. В.** – vadimbasket@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 25.10.2017, актуализирована 14.02.2018, принята к публикации 15.02.2018.

