

Л. А. МАНАШКИН (New Jersey Institute of Technology, США), С. В. МЯМЛИН (ДИИТ),
В. И. ПРИХОДЬКО (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

ОЦЕНКА СИЛЫ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И РЕЛЬСА НА СТЫКЕ ДВУХ РЕЛЬСОВ

Розглядаються деякі варіанти переходу колеса в стыку з рейки на рейку та оцінюються сили, які виникають при цьому. Пропонується відповідний математичний опис ударної взаємодії колеса та рейки.

Рассматриваются некоторые варианты перехода колеса в стыке с рельса на рельс и оцениваются возникающие при этом силы взаимодействия. Предлагается соответствующее математическое описание ударного взаимодействия колеса и рельса.

In the article some variants of a wheel passing a joint from rail to rail are considered and the forces occurring in this process are estimated. The related mathematical description of the wheel-rail shock interaction is proposed.

Как правило, при рассмотрении пространственных колебаний рельсовых экипажей неровности рельсовых нитей задаются как внешние возмущения. При этом исследователи, в зависимости от поставленной задачи, рассматривают неровности пути как некоторые гармонические, иногда с наложением случайной составляющей, геометрические реализации [1-8]. Естественно, обязательным является определение основных геометрических параметров этих реализаций. Для участков стыкового пути, в первую очередь, основными являются параметры звеньев и период расположения стыков. При этом математическое описание взаимодействия колес рельсовых экипажей в зоне стыков рельсов очень важно для оценки динамических качеств железнодорожной техники.

Несмотря на использование нормативных документов, регламентирующих описание расчетных неровностей пути [9], описание стыковых неровностей требует некоторых особенностей.

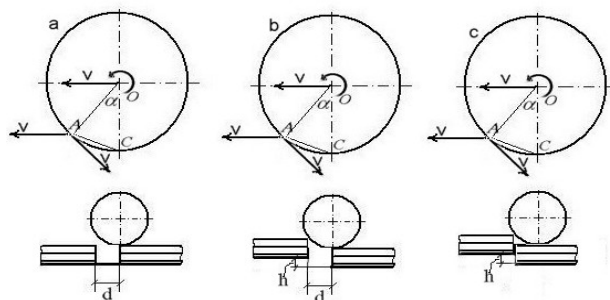


Рис. 1. Варианты схем перекатывания колеса с одного рельса на другой рельс в их стыке

В работах [3, 10-12] при рассмотрении нагруженности вагонов и локомотивов воздействия на них со стороны пути, обусловленные его геометрическими и параметрическими неиде-

альностями, задаются либо детерминировано, либо случайно изменяющимися силами с заданными амплитудными и спектральными характеристиками. При задании детерминированных воздействий возникают проблемы моделирования ударов на стыках рельсов, связанные именно с ударным характером этого взаимодействия [10]. В связи с этим, а также для оценки ударных сил взаимодействия экипажей и пути с целью дальнейшего изучения процесса повреждения поверхности катания колес и разрушения стыка, вызванных этими силами, пользуясь теорией Герца [13, 14] для соударения двух тел, оценим уровни возникающих сил. Следует отметить, что обычно при рассмотрении ударного взаимодействия [12, 15] вагонов и рельсов на стыках в большей мере рассматривается интегральное последствие стыка, чем непосредственное взаимодействие колеса и рельса. Это последствие связано с тем, что возмущающими функциями являются динамические траектории движения буксы, то есть – центра колеса, или их ускорения, которые отражают в первую очередь низкочастотные составляющие просадки пути и рельса под колеблющимся вагоном, как результат ударного взаимодействия колеса и рельса. Наличие между центром колеса и контактом упругоинерционной среды скрывает некоторые особенности непосредственного взаимодействия колеса и рельса, с чем в первую очередь связаны повреждения поверхностей катания колеса и рельса. Особенности непосредственного взаимодействия колеса и рельса в своё время рассматривались в докторской диссертации Н. Н. Кудрявцева, который привёл экспериментально обнаруженные примеры кратковременной потери контакта колеса с рельсом вследст-

вие ударного взаимодействия. Ударное взаимодействие между колесом и рельсом рассматривалось некоторыми авторами также с использованием теории удара и других теорий, связанных с импульсной передачей энергии [16-19].

Схема а) соответствует случаю, когда нагруженный и ненагруженный рельс находятся на одном уровне (идеально жесткое основание) и между ними есть зазор d . Схемы б) и с) отличаются расположением рельсов, но одинаковы по уровню нагружения, так как в этих случаях скорость точки касания поверхности колеса зависит только от превышения h уровня ненагруженного рельса над нагруженным.

Далее при расчетах принимается, что точка C является мгновенным центром скоростей катящегося по рельсу колеса, а точка A – точка касания колеса с кромкой ненагруженного рельса. Хорда CA является мгновенным радиусом для точки касания катящегося колеса с ненагруженным рельсом. Так как удар колеса о ненагруженный рельс происходит в течение очень короткого времени, то ненагруженный рельс рассматривается как неподвижный. Считая, что в этом ударе с рельсом взаимодействует не более чем половина массы колёсной пары грузового вагона, равная m , получим, что импульс I_y удара равен

$$I_y = m\omega AC = mvAC / r, \quad (1)$$

где ω – угловая скорость вращения колеса,
 v – скорость движения вагона,
 r – радиус круга катания колеса.

В случае схемы а) величина $AC = d$, а импульс необрессоренной массы составит

$$I_y = m\omega d = mvd / r. \quad (2)$$

В случаях схем б) и с) величина $AC = r\alpha$, $\alpha = \sqrt{2h/r}$, а импульс необрессоренной массы составит

$$I_y = m\omega\sqrt{2hr} = mv\sqrt{2h/r}. \quad (3)$$

Силу ударного взаимодействия колеса с рельсом в течение времени удара τ представим как $P = P_0 \sin \frac{\pi}{\tau} t$. Тогда величина импульса будет равна

$$I_y = \int_0^{\tau} P_0 \sin \frac{\pi}{\tau} t dt = \frac{2\tau}{\pi} P_0. \quad (4)$$

Для определения силы P_0 воспользуемся формулой Герца [13, 14], описывающей зависимость силы от местных деформаций, в виде

$$P = kx^{3/2}, \quad (5)$$

где x – величина суммарных деформаций двух тел, одно из которых имеет на контактной поверхности сферу с радиусом, равным радиусу r круга катания колеса, и обладает массой, равной массе половины колесной пары. Второе тело на контактной поверхности имеет сферу с радиусом, равным радиусу R головки рельса. При этом предполагается, что рельс закреплен жестко, то есть его масса принята бесконечно большой. Тогда, следуя [13], получим

$$k = \frac{2E\sqrt{r^*}}{3(1-\mu^2)}, \quad r^* = rR/(r+R), \quad (6)$$

а

$$P_0 = k^{2/5} \left(\frac{5I_y^2}{4m} \right)^{3/5}. \quad (7)$$

В выражении (6) E – модуль упругости материала, μ – коэффициент Пуассона.

После определения амплитудного значения силы P_0 ударного взаимодействия колеса и рельса на стыке может быть найдена длительность этого взаимодействия, исходя из выражения (4), то есть

$$\tau = \pi I_y / 2P_0. \quad (8)$$

В качестве примера произведены оценки ударного взаимодействия колеса грузового вагона с рельсом типа Р65 при скорости движения 72 км/ч (20 м/с). Исходные данные для расчетов приведены в табл. 1. Верхняя строка данных таблицы соответствует допущению, что в ударе участвует половина колёсной пары. Соответствующие этому допущению результаты показаны данными верхних строк в табл. 2 и 3. В табл. 2 приведены результаты оценок сил и длительностей взаимодействия колеса и рельса в случаях, соответствующих схеме а), а в табл. 3 приведены аналогичные оценки для случаев, показанных схемами б) и с).

Таблица 1

Исходные данные для расчетов

r , м	R , м	m , т	E , кПа	μ
0,475	0,500	0,685	$2,1 \cdot 10^8$	0,3
0,475	0,500	0,21	$2,1 \cdot 10^8$	0,3

Таблица 2 или

Результаты расчетов

d , м	I_y , тм/с	P_0 , кН	τ , мс
0,005	0,144	199	1,14
	0,044	97,7	0,71
0,01	0,288	457	1,0
	0,088	224	0,62
0,02	0,576	1050	0,86
	0,176	515	0,54

Таблица 3

Результаты расчетов

h , м	I_y , тм/с	P_0 , кН	τ , мс
0,005	1,988	4628	0,63
	0,610	2288	0,42
0,01	2,811	7135	0,68
	0,862	3465	0,42

Из таблиц 2 и 3 видно, что величины сил взаимодействия могут быть достаточно велики (существенно превышают силу статического воздействия колеса на рельс, равную 108 кН). Особенно это проявляется в случаях ступеньки на ненагруженном рельсе. В то же время длительность этих сил очень мала (в пределах 0,63...1,14 мс). Для регистрации таких сил необходимы измерительная аппаратура, методы ее использования и методы обработки, позволяющие получать достоверные данные в широком диапазоне частот. При столь малой длительности этих сил необходимо учитывать волновые особенности ударного нагружения упругих тел. Это значит, что в формировании величины ударного взаимодействия будет участвовать не все принятое в начале тело, а только его часть, отделенная от остальной части колесной пары существенно менее жестким элементом. Таким элементом является диск железнодорожного колеса, разделяющий массивный обод и массивную ступицу. Исходные данные для этого случая приведены в нижней строке табл. 1. В табл. 2 и 3 данные нижних строк соответствуют результатам оценок в случае, когда сила удара определяется только массой обода колеса, равной $m = 0,21$ т.

Принимая во внимание коничность поверхности катания колеса, с точностью до малых второго порядка, можем найти проекции силы ударного взаимодействия на оси X , Y и Z :

$$P_x = P_0 \alpha / 2 = P_0 d / 2r$$

$$P_x = P_0 \alpha / 2 = P_0 \sqrt{h/2r}, \quad P_y = \chi P_0, \quad P_z = P_0, \quad (9)$$

где χ – угол между касательной к поверхности катания колеса и осью Y .

Таким образом, предложены аналитические выражения для определения параметров силового взаимодействия колес рельсовых экипажей и рельсов в зоне стыков на примере грузового вагона. Данные выражения могут быть составляющими математических моделей пространственных колебаний рельсовых экипажей, когда есть необходимость детализировать динамическую нагруженность в зоне стыков рельсов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мямлин С. В. Способ оценки границ динамической нагруженности груженого полувагона при случайном характере неровностей пути // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. ИГТМ. – Вып. 23. – Д.: Поліграфіст, 2000. – С. 159-164.
2. Мямлин С. В. Зависимость между дисперсиями неровностей рельсовых нитей и динамическими показателями экипажа // Залізничний транспорт України, 2001. – № 5. – С. 27-29.
3. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
4. Blokhin E. Influence of railway vehicles models degree of detail on the results of wheel wear prediction / E. Blokhin, V. Danovich, S. Myamlin, V. Litwin // Proc. 2nd Mini Conf. on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Budapest: Techn. Univ. of Budapest, 1996. – P. 297-303.
5. Myamlin S. V. Modeling of rail line irregularities in determination of wagon dynamic loading // Problemy eksploatacji: Kwartalnik. – № 3. – Radom: Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji (Poland), 1999. – P. 293-301.
6. Pshin'ko O. M. The influence of the length of horizontal and vertical irregularities of railway track on dynamic loading of an open wagon / O. M. Pshin'ko, Y. P. Blokhin, S. V. Myamlin // Proc. of the 7th Mini Conf. on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies. – Budapest (Hungary), 2000. – P. 247-254.
7. Pshin'ko O. Effect of lengths of rail line horizontal and vertical irregularities on dynamic loading conditions of open wagon / O. Pshin'ko, E. Blokhin, S. Myamlin // Abstracts of the 7th Mini Conf. on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies. – Budapest (Hungary), 2000. – P. 14.
8. Myamlin S. Modeling of rail line irregularities using estimation of their correlation functions / S. Myamlin, O. Pshin'ko // 14 Konf. Naukowa

- «Pojazdy Szynowe na przelomie wiekow». – Krakow (Poland), 2000. – P. 101–108.
9. РД 32.68–96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. – М.: ВНИИЖТ, 1996. – 14 с.
 10. Грановский Р. Б. Моделирование неровностей пути при исследованиях на АВМ колебаний движущегося четырёхосного экипажа / Р. Б. Грановский, В. Д. Данович, Л. А. Манашкин, В. А. Музыкин, Л. С. Сокол // Тр. ДИИТа. – Вып. 103. – М.: Транспорт, 1971. – С. 89-96.
 11. Манашкин Л. А. О моделировании периодически повторяющихся возмущений движения рельсового экипажа / Л. А. Манашкин, Р. Б. Грановский // Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта. – К.: Наук. думка, 1973. – С. 246-251.
 12. Ушкалов В. Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
 13. Тимошенко С. П., Гудьер Д. Теория упругости. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
 14. Пановко Я. Г. Основы теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение. – 320 с.
 15. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. – М.: Транспорт, 1997. – 327 с.
 16. Приходько В. И. Моделирование неустойчивой связи между колесом и рельсом // Збірник наукових праць КУЕТТ. Серія «Транспортні системи і технології», 2006. – № 10. – С. 93-100.
 17. Приходько В. И. Моделирование ударного взаимодействия колеса и рельса // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Вип. 15. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2007. – С. 167-169.
 18. Приходько В. И. Математическое моделирование соударения колеса о рельс // Подъемно-транспортная техника, 2006. – № 3. – С. 46-50.
 19. Приходько В. И. Математическая модель колебаний рельса с учетом свойств основания / В. И. Приходько, С. В. Мямлин // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. Серія «Транспорт», 2007. – № 8. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – С. 107-111.

Поступила в редколлегию 23.05.2008.