

Описание взаимодействия колес с дефектами на поверхности катания и рельсов



О. Г. Краснов,
к. т. н., зав. отделом пути
и специального подвижного состава
АО «Научно-исследовательский
и конструкторско-технологический
институт подвижного состава»

В статье обосновывается возможность использовать интегральное уравнение, предложенное С. П. Тимошенко, для случая поперечного удара по балке бесконечной длины на упруго-вязком основании, представлена методика и результаты расчета сил ударного взаимодействия колес с ползуном глубиной 1, 2, 3 и 4 мм.

Процесс ударного взаимодействия колеса с дефектами и рельса наиболее сложен для исследования, так как приходится одновременно учитывать контактные и изгибные деформации рельса. Величины контактных деформаций и величины сил в зоне контакта связаны нелинейной зависимостью. В первой стадии ударного взаимодействия дефекта на колесе и рельса возникают значительные упругие деформации в зоне контакта, мало изгибающие рельс в целом и мало деформирующие подрельсовое основание. Во второй стадии деформации изгиба рельса развиваются и упругие осадки подрельсового основания увеличиваются.

В работах [1–3] задача взаимодействия, сопровождающегося ударом, колеса с дефектом на поверхности катания и рельса рассматривается в виде модели. Она включает ряд масс, которые соединены между собой условными «пружинами» и «демпферами», позволяющими воспроизводить характеристики жесткостей и внутреннее рассеяние энергии отдельных элементов верхнего строения пути.

Второй метод расчета ударного взаимодействия колес с рельсами базируется на интегральном уравнении, которое описывает поперечный удар по балке бесконечной длины, лежащей на упруго-вязком основании. Г. Герцем [4] решена нелинейная задача по установлению соотношения между местным сжатием и контактной силой, С. П. Тимошенко [5] получил интегральное уравнение для определения контактной силы и других силовых и кинематических характеристик удара.

Методика составления интегрального уравнения для определения основных характеристик удара легла в основу многих последующих работ по удару для балок, стержней, пластин, оболочек и других упругих тел [6–8]. Наиболее полно процесс ударного взаимодействия колес с рельсом может быть описан интегральным уравнением при поперечном ударе балки бесконечной длины, лежащей на винклеровском (упруго-вязком) основании:

$$P(t) = K_0 \left[V_0 t - m^{-1} \int_0^1 P(\tau)(t - \tau) d\tau - y(P, t) \right]^{3/2},$$

где K_0 — контактная жесткость зоны взаимодействия колеса с рельсом;

V_0 — начальная скорость соударения;

m — приведенная масса необрессоренных масс к колесу;

$$m = \frac{m_{\text{кп}}}{2} + \frac{m_{\text{БР}}}{2} + m_{\text{букс}};$$

$m_{\text{кп}}$ — масса вагонной колесной пары;

$m_{\text{БР}}$ — масса боковой рамы;

$m_{\text{букс}}$ — масса буксы грузового вагона;

$y(P, t)$ — реакция рельса на действие контактной силы;

t — время ударного взаимодействия колеса и рельса.

Подынтегральное выражение представляет разницу между прогибом рельса и деформацией рельса от действия контактной силы. Значения констант приведены в табл. 1.

Для выяснения реакции рельса на действия контактной силы применен подход, представленный в работах [5–8] применительно к железнодорожному пути при импульсном воздействии в виде дельта-функции. Выходную функцию определяют как свертку входной функции и импульсной переходной функции. Прогиб рельса $y_p^0(p, t)$ в момент времени можем получить следующим образом:

$$y_p^0(p, t) = \int_{-\infty}^t h_z^p(y, t - \tau) P(\tau) d\tau,$$

где $h(x, t) = \int_0^t h_z(y, t - \tau) P(\tau) d\tau$ — импульсная переходная функция, которую можно выразить через частотную характеристику системы «сила — прогиб рельса»:

$$h(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} w(i\omega) \exp(i\omega t) d\omega.$$

Используя выражение для частотной характеристики $W_z^p(u, i\omega)$, окончательно можно записать:

$$h_z^p(u, t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \sum_j C_j \exp(r_j u + i\omega t) d\omega,$$

где $j = 1, 3$ при $u > 0$; $j = 2, 4$ при $u \leq 0$,

u — положение переменной силы $P(t)$ на рельсе, движущейся с постоянной скоростью V по произвольному закону.

Для расчета значений ударных сил от взаимодействия колес с дефектами и рельсами разработаны алгоритм и программное обеспечение. Структурная схема алгоритма расчета сил взаимодействия колес с дефектами на поверхности катания и рельсов представлена на рис. 1.

По разработанным алгоритмам выполнены расчеты контактных сил и соответствующих им прогибов рельса. Рассматривался случай дефекта в виде ползуна с разными геометрическими параметрами для скорости движения $V = 32$ км/ч. Результаты расчетов представлены на рис. 2 в виде зависимостей ударных сил и прогибов рельсов от времени. Предельные расчетные параметры ударного взаимодействия

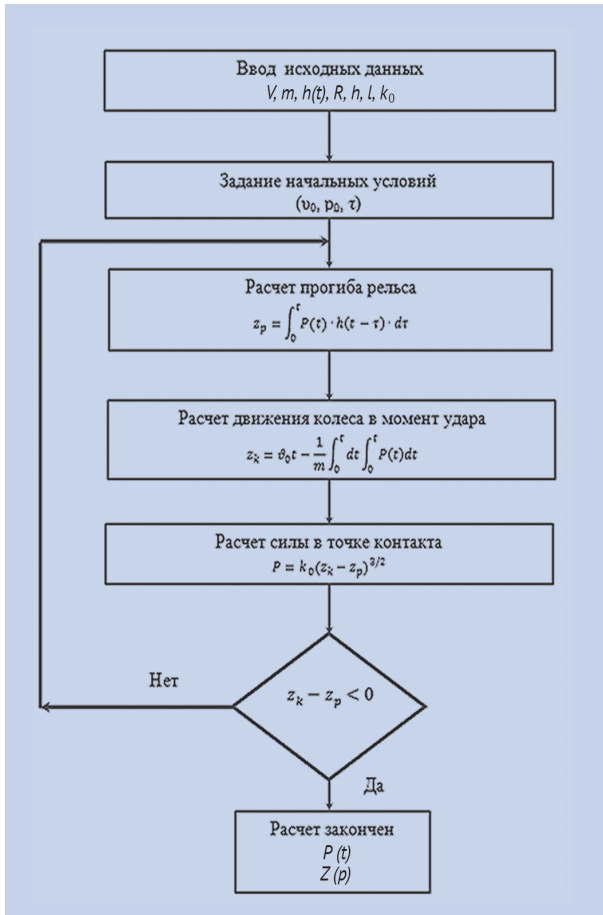


Рис. 1. Алгоритм расчета ударных сил и прогибов рельса при взаимодействии колес с дефектами на поверхности катания и рельсов

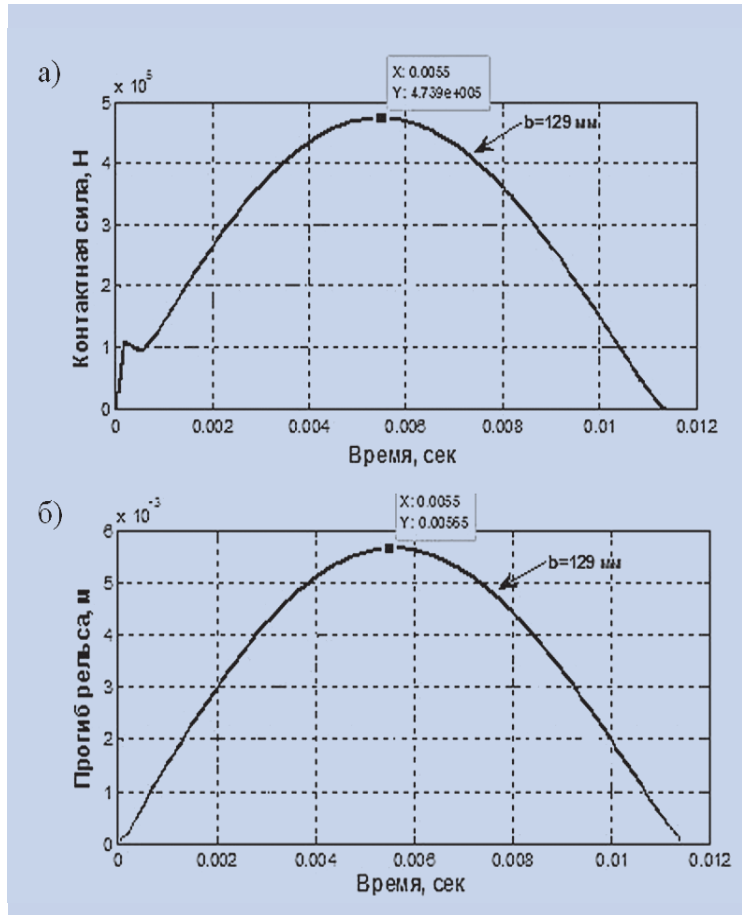


Рис. 2. Зависимость от размера ползуна: а) ударной силы; б) прогиба рельса

колеса с ползунами сведены в табл. 2. Кроме того, в ней представлены экспериментальные параметры ударного взаимодействия колеса с дефектами в виде ползунов с аналогичными геометрическими параметрами [5], принятыми при расчете. Следует отметить, что уровни ударных сил, полученные при проведении экспериментальных исследова-

ний, имеют существенный разброс при одинаковых условиях испытаний, что связано с извилистым движением колесных пар, определяющим разные условия взаимодействия колеса и рельса. В практических расчетах интересуются главным образом максимальными величинами предельных значений ударных сил и прогибов рельсов, поэтому в табл. 2

представлены максимумы P_p , выбранные с использованием метода огибающих.

Из анализа расчетных данных следует, что в начальный момент удара наблюдается импульсное повышение силы от 50 до 110 кН в зависимости от глубины ползуна в отсутствие прогиба рельса, после начального сдвига прогиб увеличивается пропорционально повышению

Таблица 1. Значения констант

№ п/п	Параметр	Обозначение	Численные значения
1	Жесткость зоны контакта колеса с рельсом	K_0	500
2	Начальная скорость соударения колеса с рельсом, м/с	$V_a = \frac{\ell V}{2R}$	0,6; 0,81; 0,87; 1,2
3	Скорость движения экипажа, км/ч	V	32
4	Радиус колеса, м	R	0,475
5	Приведенная к колесу масса необрессоренных масс, кг	$m = \frac{m_{кп}}{2} + \frac{m_{бр}}{2} + m_{букс}$	$m_{кп} = 1250;$ $m_{бр} = 430;$ $m_{букс} = 60;$ $m = 900$
6	Половина массы колесной пары, половина массы боковой рамы, масса буксы колесной пары, кг	$\frac{m_{кп}}{2}, \frac{m_{бр}}{2}, m_{букс}$	625; 215; 60
7	Глубина ползунов, мм	h	1; 2; 3; 4
8	Хорда ползунов, мм	ℓ	64; 87; 101; 129
9	Плотность материала рельса, кг/м ³	ρ	7800
10	Коэффициент жесткости подрельсового основания, МПа	U_z	48

Таблица 2. Расчетные и экспериментальные параметры удара колеса с дефектами в виде ползунов на поверхности катания по рельсу

Глубина ползуна, мм	Хорда ползуна, мм	Максимальные величины		Время, с
		ударных сил, кН	прогибов рельсов, мм	
1	64	233,1 / 235	2,77 / 2,39	0,0072 / 0,0082
2	87	321 / 294	3,82 / 3,27	0,0083 / 0,0088
3	101	373 / 392	4,41 / 4,15	0,010 / 0,0096
4	129	474 / 506	5,65 / 4,54	0,0117 / 0,01214

Примечание. В числителе указаны расчетные величины, в знаменателе — экспериментальные.

силы и достигает максимальной величины с интервалом времени 0,0055–0,0057 с в зависимости от глубины ползуна. При сравнительном анализе предельных экспериментальных величин параметров удара и их расчетных значений установлено, что сходимость ударных сил составила 4,8–8,4 %; прогибов рельсов — 5,8–19,7 %.

Таким образом, подтверждена возможность использования интегрального уравнения, разработанного С. П. Тимошенко [5], для поперечного удара по балке бесконечной длины на упруго-вязком основании с целью расчета предельных сил ударного взаимодействия колес

с дефектами на поверхности катания и рельсов. ■

Литература

1. Кудрявцев Н. Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов // Тр. Всесоюз. науч.-исслед. ин-та железнодорож. транспорта. Вып. 287. М.: Транспорт, 1965. — 168 с.
2. Кудрявцев Н. Н. Динамика движения колеса с ползуном // Вестн. Всесоюз. науч.-исслед. ин-та железнодорож. транспорта. 1960. № 2. С. 30–34.
3. Вериго М. Ф., Коган А. Я. К вопросу о процессах взаимодействия необрессоренных масс и пути // Там же. 1969.

№ 6. С. 22–25.

4. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. — 560 с.
5. Мещеряков В. Б., Исаев В. И., Емельянова Г. Л. О возможности уточнения уровня изгибных напряжений в рельсах при ударах колесных пар с ползунами // Вестн. Всесоюз. науч.-исслед. ин-та железнодорож. транспорта. 1996. № 4. С. 16–19.
6. Мещеряков В. Б., Емельянова Г. А., Кравцева Е. И. Теоретическое исследование проблемы дополнительного динамического воздействия в виде ударов на рельсовый путь колесных пар с дефектами // Тр. Моск. ин-та инженеров транспорта. Вып. 888. Фундаментальные и поисковые научно-исследовательские работы в области железнодорожного транспорта. В двух ч. Ч. I. 1995. С. 75–78.
7. Mittal R. K. A closed form solution for the response of a long elastic beam to dynamic loading // Ingen-Archiv. 1989. Vol. 60. № 1. P. 41–50.
8. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. М.: Мир, 1989. — 510 с.

МЕФТ

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:

VI МЕЖДУНАРОДНЫЙ ЕВРАЗИЙСКИЙ ФОРУМ «ТАКСИ»

9-10
АВГУСТА 2018

МОСКВА

КУТУЗОВСКИЙ ПР. 2/1, СТР. 1
КОНГРЕСС-ПАРК
«РЕДИССОН РОЯЛ,
МОСКВА»

НОРМАТИВНО-ПРАВОВОЕ
РЕГУЛИРОВАНИЕ
ТАКСОМОТОРНОЙ ОТРАСЛИ

РАЗВИТИЕ ТАКСОМОТОРНОГО БИЗНЕСА:
ИНВЕСТИЦИИ, ИННОВАЦИИ, ТЕХНОЛОГИИ

МИРОВОЙ ОПЫТ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ТАКСИ |

ПРОТИВОДЕЙСТВИЕ НЕЛЕГАЛЬНОМУ ИЗВОЗУ |

ОПЕРАТОР ФОРУМА:

Телефон/факс:
+7 (812) 327-93-70

ConferencePoint
www.confspb.ru

meft.info

[Taxi.Russian](#) [meft_info](#)