

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА УКРАИНЫ

Днепропетровский государственный технический  
университет железнодорожного транспорта

ВОПРОСЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ  
ПУТИ И ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Межвузовский сборник научных трудов

Днепропетровск 1994

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА УКРАИНЫ**

**Днепропетровский государственный технический университет  
железнодорожного транспорта**

**Кафедра "Путь и путевое хозяйство"**

**ВОПРОСЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ  
ПУТИ И ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

**Межвузовский сборник научных трудов**

**Днепропетровск 1994**

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОХОЖДЕНИЯ ОДИНОЧНОЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ КРУГОВОЙ КРИВОЙ ДЛЯ РЕАЛЬНЫХ ПРОФИЛЕЙ КОЛЕСА И РЕЛЬСА

*Проводится моделирование прохождения одиночной колесной пары круговой кривой. Проведен анализ контактного взаимодействия ряда известных профилей и их влияния на интенсивность бокового износа рельсов.*

Известно, что наибольшие боковые нагрузки, действующие на гребень колеса, возникают в кривых участках пути. Большие контактные напряжения в зоне соприкосновения выкружки гребня колеса с рельсом приводят к появлению пластических деформаций и повышенному износу как колес вагонов и локомотивов, так и головок рельсов. Этому немало способствовало повышение номинальных осевых нагрузок, снижение технической скорости поездов на ряде участков сети железных дорог, а также ряд других факторов.

Как одно из возможных решений, направленных на снижение износа гребней колес и головок рельсов, предлагается конструктивное усовершенствование профилей поверхности катания колес и рабочих поверхностей рельсов (для последних - особенно в кривых участках пути). Поэтому рассмотрение вписывания экипажей в круговые кривые, определение поперечных усилий, прогнозирование износа должно опираться на реальные профили колеса и рельса. Однако в большинстве работ, например [1], в качестве одного из общепринятых допущений типа постоянной скорости экипажа, идеальности круговой кривой и др. принимается условие конечности поверхности катания, а затем по найденному методом пробных установок положению экипажа находят направляющие усилия и другие параметры. При нахождении относительных продольных проскальзываний колеса по наружному рельсу

$$\eta_n = \frac{z_\beta}{z_n} \left(1 + \frac{s_1}{R}\right) - 1 \quad (1)$$

(знак мнуса опущен) или по внутреннему рельсу

$$\eta_\beta = \frac{z_n}{z_\beta} \left(1 - \frac{s_1}{R}\right) - 1 \quad (2)$$

необходимо знать  $z_n$ ,  $z_\beta$  - локальные радиусы колеса в начальных точках контакта для наружного и внутреннего рельсов соответственно. В

приведенных выражениях  $R$  - радиус круговой кривой,  $2S_r$  - ширина колес. Величины  $z_n, z_\beta$  определяются обычно по чертежам, что для проведения математического моделирования взаимодействия реальных профилей колеса и рельса неприемлемо.

Рассмотрим вписывание одиночной колесной пары в кривую, имеющую возвышение наружного рельса:

$$h_z = \frac{2S_r v_z^2}{gR}, \quad (3)$$

которое рассчитано на прохождение кривой с расчетной скоростью  $v_z$ , но не может превышать 150 мм. В этом случае в системе координат  $xOy$  связанной с серединой рельсовой колес и повернутой на угол  $\alpha = \arcsin(h_z/2S_r)$ , как показано на рис. 1, профили рабочих поверхностей будут описываться функциями:

$$y = f_\beta(x), \quad y = f_n(x) \quad (4)$$

для внутреннего и наружного рельсов соответственно. При этом функциональные зависимости должны учитывать подуклонку рельсов, уширение или сужение колес, величину упругого отжатия рельса. Данные зависимости могут быть выражены численно, например, для изношенных рельсов. В этом случае они имеют вид:

$$y_i = f_n(x_i), \quad y_i = f_\beta(x_i), \quad i = 1, \dots, n. \quad (5)$$

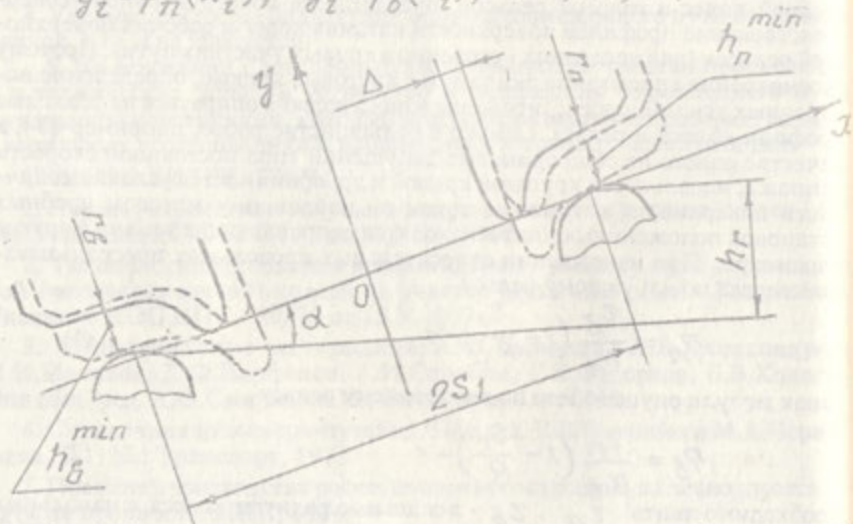


Рис. 1. Расчетная схема задачи о моделировании взаимодействия колесной пары и рельса с реальной геометрией профилей

На рис. 1 показано сплошной линией исходное расположение колесной пары в выбранной системе координат (по центру рельсовой колеи). При этом функциональные зависимости для поверхностей катания внутренне-го и наружного колес:

$$y = F_{1\beta}(x), \quad y = F_{1\pi}(x) - \quad (6)$$

должны учитывать их реальные профили (новый или изношенный), возможное смещение профилей за счет упругого изгиба оси. То да при смещении колесной пары относительно рельсовой колеи  $\Delta$  могут быть определены выражения для смещенных профилей колес:

$$y = F_{2\beta}(x) = F_{1\beta}(x - \Delta), \quad (7)$$

$$y = F_{2\pi}(x) = F_{1\pi}(x + \Delta), \quad (8)$$

которые изображены на рис. 1 пунктиром. Для нахождения начальной точки контакта колеса и рельса определяются расстояния между профилями по координате  $y$

$$h_{\beta}(x) = F_{2\beta}(x) - f_{\beta}(x). \quad (9)$$

Для наружной пары колесо-рельс аналогично. Тогда можно найти координаты  $x_{\beta}^{min}$  и  $x_{\pi}^{min}$  для внутреннего и наружного колес соответственно, в которых функции  $h_{\beta}(x)$  и  $h_{\pi}(x)$  имеют минимальные значения, равные

$$h_{\beta}^{min} = h_{\beta}(x_{\beta}^{min}), \quad (10)$$

$$h_{\pi}^{min} = h_{\pi}(x_{\pi}^{min}). \quad (11)$$

В том случае, если функции  $f_{\beta}$ ,  $f_{\pi}$ ,  $F_{2\beta}$  и  $F_{2\pi}$  заданы численно, то вместо выражения (9) может быть записан его численный аналог

$$h_{\beta}(x_i) = \frac{x_i - x_j}{x_{j+1} - x_j} [F_{2\beta}(x_{j+1}) - F_{2\beta}(x_j)] + F_{2\beta}(x_j) - f_{\beta}(x_i), \quad (12)$$

где  $x_j \leq x_i \leq x_{j+1}$ , причем индекс  $j$  может изменяться от 1 до  $m$  - количества узлов интерполяции профиля колеса. Соотношение (12) получено при помощи линейного интерполирования. В результате может быть найдено искомое расположение колесной пары относительно рельсовой колеи. Профили рабочих поверхностей колес (на рис. 1 - штрихпунктирная линия) выражаются математическими зависимостями:

$$y = F_{\beta}(x) = F_{2\beta}(x) - h_{\beta}^{min}, \quad (13)$$

$$y = F_{\pi}(x) = F_{2\pi}(x) - h_{\pi}^{min}. \quad (14)$$

Тогда координаты точек касания  $X_b^{\min}$  и  $X_{\pi}^{\min}$  определяют локальные радиусы  $z_b$  и  $z_{\pi}$ . Исследуем, возможно ли при каком-либо смещении колесной пары отсутствие проскальзывания на обоих колесах. Предположим, что суммарная нагрузка, действующая на внутреннем колесе, больше, чем на наружном. Тогда в соответствии с подходом Н.Е. Жуковского проскальзывает наружное колесо, для которого  $\gamma_{\pi}$  определяется по формуле (1). Можно считать, что величина  $\gamma_{\pi}$  является сложной функцией от  $\Delta$ . Анализ существующих профилей новых и изношенных колес и рельсов показал, что если  $\Delta_{\max}$  - максимально возможное смещение колесной пары для данных профилей колеса и рельса, то

$$\gamma_{\pi}(-\Delta_{\max})\gamma_{\pi}(\Delta_{\max}) < 0, \quad (15)$$

то есть для  $\Delta$  на участке  $[-\Delta_{\max}, \Delta_{\max}]$  функция  $\gamma_{\pi}(\Delta)$  хотя бы один раз переходит ось абсцисс. При этом, если профили колеса и рельса таковы, что имеет место однозонный или "одноточечный" контакт, функция  $\gamma_{\pi}(\Delta)$  монотонна. Если профили колеса и рельса могут иметь двухзонный контакт, то при смещении  $\Delta^*$ , соответствующем моменту возникновения двухзонного контакта, функция  $\gamma_{\pi}(\Delta^*)$  имеет разрыв первого рода (скачок). Это обусловлено тем, что при смещении  $\Delta^*$  каждая из начальных точек контакта имеет свой локальный радиус, например,  $z_{\pi 1}$  и  $z_{\pi 2}$ . Тогда для первой точки  $\gamma_{\pi}(\Delta^*) = \gamma_1$ , а для второй  $\gamma_{\pi}(\Delta^*) = \gamma_2$  ( $\gamma_1 \neq \gamma_2$ ). Для отдельных профилей колеса и рельса возможен случай, когда  $\gamma_1 < 0 < \gamma_2$ . Очевидно, что для наружного колеса проскальзывание будет иметь место при любом взаимном расположении колеса и рельса.

Описанная методика была реализована в вычислительной программе для персонального компьютера IBM PC AT. В качестве примера рассмотрим взаимодействие между новыми колесной парой, имеющей профиль по ГОСТ 9036-88 (рис. 2), и рельсом Р65 (ГОСТ 8161-75) для кривой радиусом  $R = 400$  м.

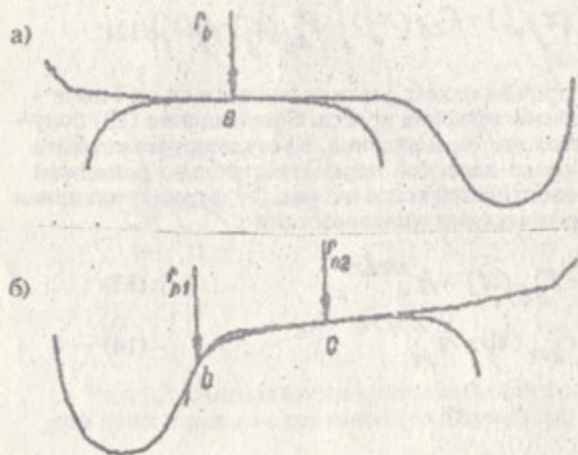


Рис. 2 Взаимное расположение колесной пары и рельса в круговой кривой (машинная графика):

а - внутренний рельс;

б - наружный рельс

Определенное по формуле (3) возвышение наружного рельса  $\Delta z = 75$  мм рассчитано для скорости  $v_z = 50$  км/ч. Ширина рельсовой колеи  $2S_r = 1520$  мм. Найденное при помощи ЭВМ расположение колесной пары (смещение  $\Delta = 8$  мм) показано на рис. 2, а (внутренний рельс) и 2, б (наружный). Начальные точки контакта обозначены буквами а, б, с. Им соответствуют локальные радиусы  $r_a, r_b, r_c$ . Тогда, если справедливы ранее изложенные выкладки, на наружном колесе имеет место проскальзывание, обусловленное различием окружных скоростей в точках б и с, что приводит к повышенному износу колес и рельсов, особенно в зоне выкружки гребня (точка б).

Анализ вписывания колесных пар с данным профилем показал, что для кривых малых радиусов ( $R < 500$  м) действующие в настоящее время нормативы на ширину колеи не позволяют колесной паре проходить кривую без проскальзывания и в связи с этим предпочтительнее переход к старому стандарту ширины колеи в круговых кривых. Этот вывод подтверждается графиками на рис. 3, на которых показана зависимость относительного продольного проскальзывания  $\eta$  от величины смещения колесной пары  $\Delta$ . Графики получены для кривых радиусом  $R = 400$  м, причем сплошная линия соответствует новому стандарту ширины колеи ( $2S_r = 1520$  мм), пунктир - старому стандарту ( $2S_r = 1535$  мм). Как видно из графиков, они являются подобными, что определяется профилями взаимодействующих колеса и рельса. Смещение скачка на графике  $\eta(\Delta)$  на  $7,5$  мм влево для старого стандарта объясняется большей на  $15$  мм шириной колеи. При этом график  $\eta(\Delta)$  пересекает ось абсцисс при смещении  $\approx 10$  мм.

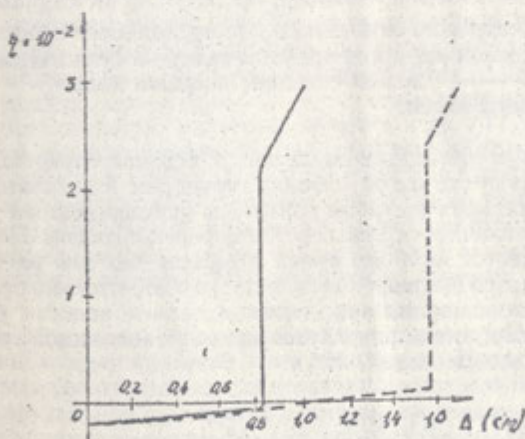


Рис. 3. Зависимость относительного продольного проскальзывания от смещения колесной пары для стандартного профиля поверхности катаного колеса: ———— - новый стандарт ширины колеи; - - - - - старый стандарт ширины колеи.

Применение криволинейных профилей поверхности катания колес, например профиля ДМетИ, позволяет колесной паре находить в процессе поперечного рыскания положение, при котором возможно максимально уменьшить взаимное проскальзывание поверхностей колеса и рельса даже при действующем стандарте ширины рельсовой колеи. Графики  $\eta$  ( $\Delta$ ) для данной поверхности катания колеса показаны на рис. 4.

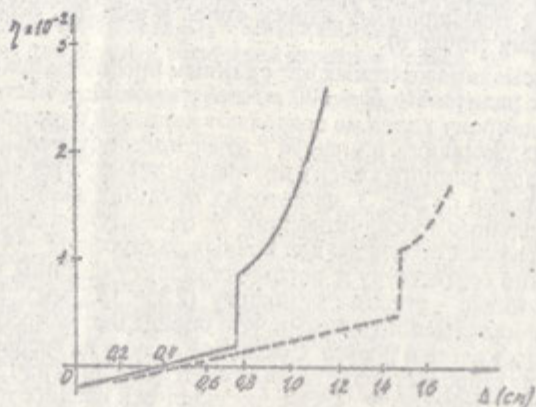


Рис. 4. Зависимость относительного продольного проскальзывания от смещения колесной пары для профиля поверхности катания колеса ДМетИ: ———— - новый стандарт ширины колеи; - - - - - старый стандарт ширины колеи.

Они аналогичны приведенным на рис. 3. Сравнительно больший наклон графиков слева от скачка обусловлен повышенной активной конусностью поверхности катания профиля ДМетИ, а криволинейный характер кривых справа от скачка - криволинейной формой гребня. Положительным фактором является наличие нулей графиков как для нового, так и для старого стандартов ширины колеи, а также сравнительно с рис. 3 меньший уровень проскальзывания при контактировании колеса с рельсом в зоне выкружки гребня, что определяется меньшей величиной скачка для функциональных зависимостей.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 559 с.



## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение .....	3
1. Воробейчик Л.Я. Особенности воздействия на путь в пределах переводной кривой .....	4
2. Шехватов А.А. Волнообразный износ рельсов в кривых и вызываемые им потери .....	7
3. Босов А.А., Ильман В.М. Математическое моделирование взаимодействия колес поезда и рельса .....	11
4. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Токарев В.В. Исследование вертикальных динамических сил при взаимодействии пути и подвижного состава в области рельсового стыка .....	22
5. Певзнер В.О., Малинский С.В. О возможности применения метода скользящего СКО для оценки уровня сил взаимодействия пути и подвижного состава и состояния пути .....	28
6. Волошко Ю.Д., Уманов М.И., Маковский В.А. Особенности взаимодействия нестационарной конструкции пути с подвижным составом .....	37
7. Мелентьев Л.П., Шахов В.И. К оценке контактно-усталостной стойкости рельсов .....	42
8. Татуревич А.П. Особенности работы под нагрузкой совмещенного четырехниточного пути колес 1520 и 1435 мм с рельсами Р65 на деревянных шпалах длиной 2,75 м .....	48
9. Есаулов В.П., Сладковский А.В. Моделирование прохождения одиночной колесной парой круговой кривой для реальных профилей колеса и рельса .....	55
10. Рыбкин В.В. Адаптивная модель прогноза показателей надежности элементов верхнего строения пути .....	61
11. Босов А.А. Оценка влияния плана пути на износ пары колесо-рельс .....	65
12. Рыбкин В.В., Уманов М.И., Ковтун П.В., Передерий В.Н., Лосода Д.И. О влиянии некоторых факторов на изменение ширины колеи в пределах стрелочных переводов .....	71