

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

В.П.ЕСАУЛОВ, А.В.СЛАДКОВСКИЙ, В.В.ТОКАРЕВ (ДМетИ)

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ ПРИ  
ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ПУТИ И ПОДВИЖНОГО СОСТАВА В  
ОБЛАСТИ РЕЛЬСОВОГО СТЫКА**

*Разработана методика и составлена вычислительная программа для исследования вертикальных сил взаимодействия пути и подвижного состава в области рельсового стыка с учетом реальной геометрии пути. Рассмотрен вопрос затухания свободных колебаний колеса и рельса за пределами неровности пути.*

Повышение скоростей движения и увеличение веса поездов приводит к значительному возрастанию динамики взаимодействия пути и подвижного состава, особенно в области рельсового стыка. Это вызывает усталостный излом шейки рельса в зоне стыковых накладок (деф. 52.1 и 53.1) [1].

Для исследования динамики в паре колесо-рельс необходимо создание математической модели, адекватно описывающей физическую картину процесса. При этом обычно используют многомассовые расчетные схемы, например [2], где неровность пути моделируется косинусоидой. Аналогичная модель неровности используется при расчетах на аналоговых вычислительных машинах. Как отмечалось в работе [3], такой подход хорошо описывает только длинные неровности пути, но неприемлем для задания короткой стыковой неровности. Использование его для исследования неровности, соответствующей реальной геометрии пути, вообще невозможно. Подобное моделирование осуществляется с применением цифровых ЭВМ. Однако учет реальной геометрии стыка требует значительного уменьшения шага дискретизации, что приводит к большим затратам машинного времени и оперативной памяти.

Наиболее приемлемым представляется создание упрощенных схем взаимодействия с минимальным числом приведенных масс. Такой подход был использован в работе [4], где выбиралась двухмассовая расчетная схема, а неровность аппроксимировалась косинусоидой. Это позволило получить

точное решение системы дифференциальных уравнений динамики. Отыскать точное решение, даже для двухмассовой системы, с учетом реальной геометрии стыка довольно затруднительно, поэтому возникает необходимость использования приближенных численных методов.

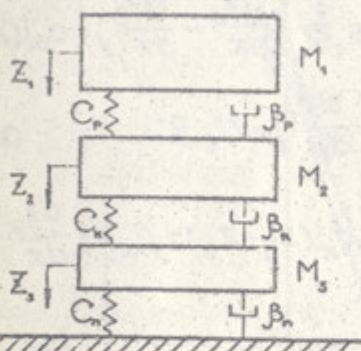


Рис. 1. Расчетная схема задачи о взаимодействии колеса с рельсом в области рельсового стыка

Рассмотрим расчетную схему (рис. 1), где  $z_1$  - перемещение центра тяжести приведенной массы кузова  $M_1$ , то есть массы, приходящейся в статике на одно колесо;  $z_2$  - перемещение центра тяжести необрессоренных масс  $M_2$ ;  $z_3$  - перемещение центра тяжести приведенной массы рельса  $M_3$ ;  $C_p, \beta_p, C_k, \beta_k, C_n, \beta_n$  - коэффициенты жесткости и вязкого трения рессорного комплекта, контактного взаимодействия колеса с рельсом и подрельсового основания, соответственно. При этом коэффициенты  $C_n$  и  $\beta_n$  считаются переменными по длине пути.

Пусть  $z_2 = z_2^0 + \eta$ , где  $\eta$  - заданная функция неровности пути. В дальнейшем вместо  $z_2^0$  будем

писать  $z_2$ . Тогда уравнения движения, соответствующие расчетной схеме, запишутся в виде:

$$M_1 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + C_p [z_1 - (z_2 + \eta)] + \beta_p \left[ \frac{dz_1}{dt} - \left( \frac{dz_2}{dt} + \frac{d\eta}{dt} \right) \right] = M_1 g;$$

$$M_2 \frac{d^2}{dt^2} (z_2 + \eta) + C_k (z_2 - z_3) + \beta_k \left( \frac{dz_2}{dt} - \frac{dz_3}{dt} \right) + C_p [(z_2 + \eta) - z_1] + \beta_p \left[ \frac{d}{dt} (z_2 + \eta) - \frac{dz_1}{dt} \right] = M_2 g; \quad (1)$$

$$M_3 \frac{d^2 z_3}{dt^2} + C_n z_3 + \beta_n \frac{dz_3}{dt} + C_k (z_3 - z_2) + \beta_k \left( \frac{dz_3}{dt} - \frac{dz_2}{dt} \right) = M_3 g,$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Скорость экипажа  $v$  считаем постоянной. Введем переменную длины пути  $x = vt$ . Тогда в (1) можно перейти к переменной  $x$ :

$$\left\{ \begin{aligned}
 M_1 v^2 \frac{d^2 z_1}{dx^2} + c_p [z_1 - (z_2 + \eta)] + \beta_p v \left[ \frac{dz_1}{dx} - \left( \frac{dz_2}{dx} + \frac{d\eta}{dx} \right) \right] &= M_1 g; \\
 M_2 v^2 \frac{d^2}{dx^2} (z_2 + \eta) + c_k (z_2 - z_3) + \beta_k v \left( \frac{dz_2}{dx} - \frac{dz_3}{dx} \right) + c_p [(z_2 + \eta) - z_1] + \beta_p v \left[ \frac{d}{dx} (z_2 + \eta) - \frac{dz_1}{dx} \right] &= M_2 g; \\
 M_3 v^2 \frac{d^2 z_3}{dx^2} + c_n z_3 + \beta_n v \frac{dz_3}{dx} + c_k (z_3 - z_2) + \beta_k v \left( \frac{dz_3}{dx} - \frac{dz_2}{dx} \right) &= M_3 g.
 \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Пусть в начальный момент времени  $t = t_0$  в точке  $x_0 = v t_0$  экипаж движется по идеально ровному пути, то есть  $\eta(x_0) = 0$  и

$$\left. \frac{d^2 z_i}{dx^2} \right|_{x=x_0} = 0, \quad \left. \frac{dz_i}{dx} \right|_{x=x_0} = 0, \quad \text{где } i = \overline{1, 3}. \quad (3)$$

Из (2) и (3) получим начальные перемещения:

$$\begin{aligned}
 z_3(x_0) &= \frac{g}{c_k} (M_1 + M_2 + M_3), \\
 z_2(x_0) &= \frac{g}{c_k} (M_1 + M_2) + z_3(x_0), \\
 z_1(x_0) &= \frac{g}{c_p} M_1 + z_2(x_0).
 \end{aligned} \quad (4)$$

По данным работы [3] характерная усредненная неровность пути имеет вид (рис. 2, на графике сплошная линия). Величина ступеньки колеблется от 0,3 до 0,7 мм в зависимости от времени года. В той же работе приводится способ определения траектории движения центра тяжести колеса при статическом перекачивании через стык (рис. 2, вверху). Считаем, что центр колеса перемещается от точки  $O_1$  к точке  $O_2$ , причем  $l = \sqrt{h(2z - h)}$  где  $z$  - радиус колеса. Неровность будем аппроксимировать сплайном, состоящим из набора квадратных и кубических парабол. Как видно из рисунка (на графике пунктир), это дает довольно близкую к реальной геометрию рельсовой нити.

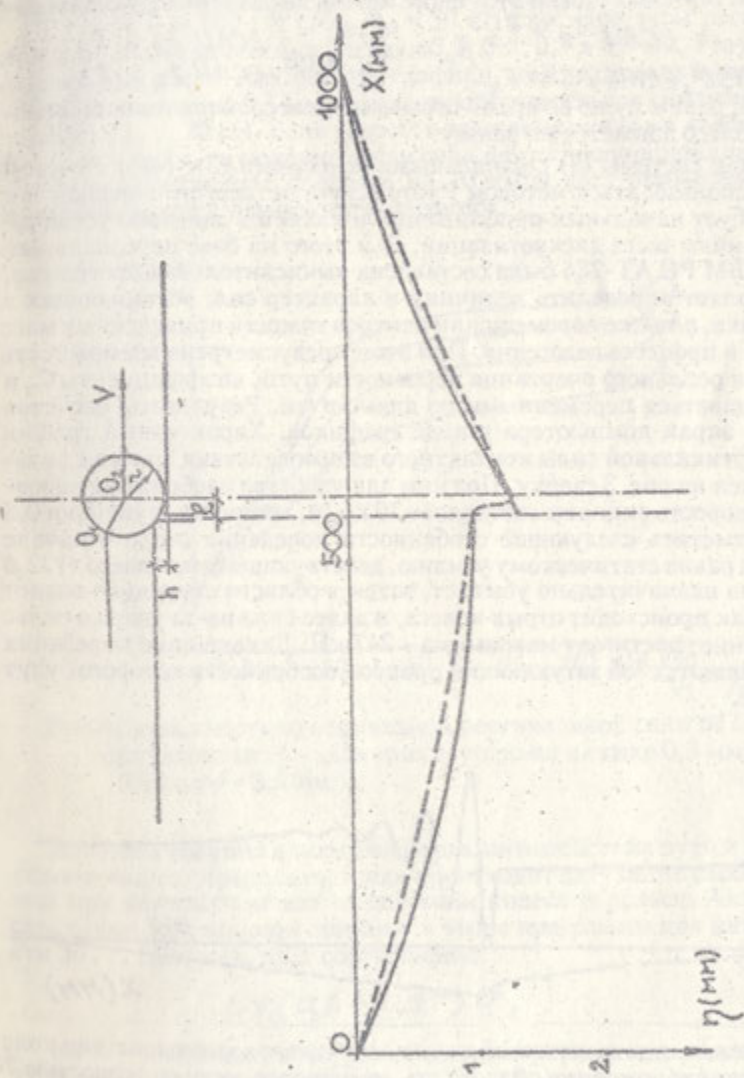


Рис. 2. Схема задания стыковой неровности пути ( ———— - средняя неровность по статье [3],  
 - - - - заданная аппроксимация неровности).

При некоторых скоростях движения может произойти отрыв колеса от рельса. При этом силы контактного взаимодействия исчезнут. Учет этого обстоятельства, по мнению авторов, является необходимым при решении данной задачи. Математически этот факт можно выразить следующим образом:

$$C_{\kappa} = \begin{cases} 0, & \text{если } z_2 \leq z_3 \\ \text{const}, & \text{если } z_2 > z_3 \end{cases} \quad \beta_{\kappa} = \begin{cases} 0, & \text{если } z_2 \leq z_3 \\ \text{const}, & \text{если } z_2 > z_3, \end{cases} \quad (5)$$

то есть  $C_{\kappa}$  и  $\beta_{\kappa}$  равны нулю во время отрыва и некоторой постоянной величине, когда колесо движется по рельсу.

Для решения системы (2) с начальными условиями (3), (4) и с учетом (5) удобно воспользоваться методом Рунге-Кутты четвертого порядка, так как он не требует начальных приближений и является довольно устойчивым к изменениям шага дискретизации. Для этого на базе персонального компьютера IBM PC AT-286 была составлена вычислительная программа, которая позволяет определить величину и характер сил, возникающих в рельсовом стыке, а также перемещений центров тяжести приведенных масс пути и колеса в процессе движения. При этом предусмотрена возможность использования реального очертания неровности пути, коэффициенты  $C_{\kappa}$  и  $\beta_{\kappa}$  могут задаваться переменными по длине пути. Результаты расчетов выводятся на экран компьютера в виде графиков. Характерный график изменения вертикальной силы контактного взаимодействия колеса с рельсом представлен на рис. 3 сверху. Под ним для удобства изображена неровность пути. Скорость экипажа составляет 70 км/ч, величина ступеньки 0,5 мм. Можно отметить следующие особенности поведения силы: в начале координат она равна статическому усилию, действующему на колесо (122,6 кН), потом она незначительно убывает, затем в области ступеньки падает до нуля, так как происходит отрыв колеса, и далее сила из-за удара о рельс почти мгновенно достигает максимума - 247 кН. Дальнейшие колебания силы представляют собой затухающий процесс, особенности которого будут описаны ниже.

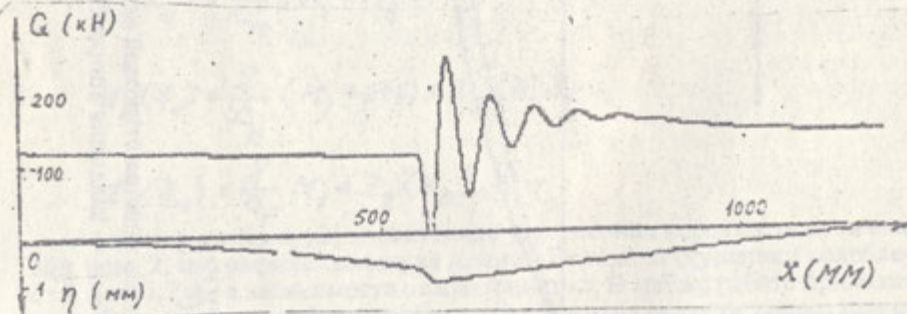


Рис. 3 Изменение динамической силы контактного взаимодействия колеса с рельсом при прохождении области стыковой неровности со скоростью 70 км/ч, величина ступеньки в стыке 0,5 мм (машинная графика)

С помощью программы исследовалось влияние, которое оказывает величина ступеньки в стыке и скорость экипажа на значение максимальной

силы  $Q$ , возникающей в зоне контакта колеса и рельса. Расчеты проводились в диапазоне скоростей 10-150 км/ч при следующих значениях:  $M_1 = 11500$  кг,  $M_2 = 1000$  кг,  $M_3 = 65$  кг,  $c_x = 500$  мН/м,  $c_{\pi} = 50$  мН/м,  $c_p = 2$  мН/м,  $\beta_x = 0$ ,  $\beta_{\pi} = 100$  г Н с/м,  $\beta_p = 50$  кН с/м. При этом рассматривались неровности с величиной ступеньки 0,3; 0,5; 0,7 и 0,9 мм. Результаты представлены на рис. 4. Анализируя графики, можно сделать вывод, что увеличение ступеньки на 0,1 мм вызывает дополнительное динамическое усилие порядка 15...20 кН. Если скорость движения экипажа лежит в интервале 50...110 км/ч, то максимальная сила почти пропорционально зависит от скорости. Увеличение скорости на 10 км/ч даст примерно 8...15 кН дополнительной динамической нагрузки.

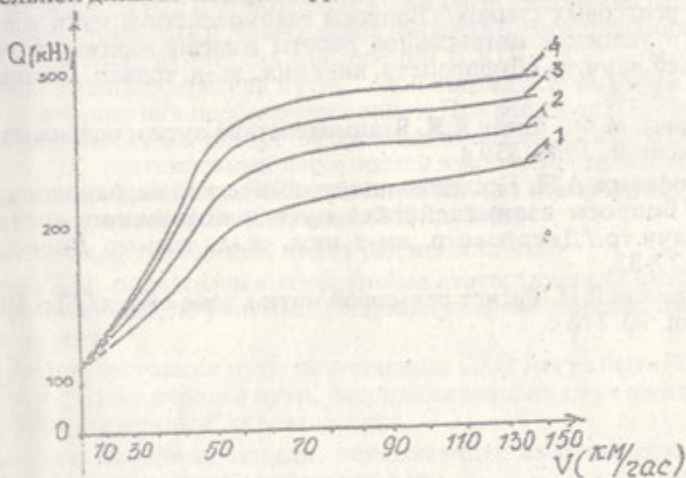


Рис. 4. Зависимость максимальной вертикальной силы от скорости движения экипажа (1 - величина ступеньки в стыке 0,3 мм; 2 - 0,5 мм; 3 - 0,7 мм; 4 - 0,9 мм)

Для исследования динамического взаимодействия пути и экипажа необходимо также определить, когда происходит затухание свободных колебаний при контактном взаимодействии колеса и рельса. Анализ расчетов, сделанных при помощи описанной выше программы для интервала скорости 30...110 км/ч, дает соотношение:

$$L = (0,2 \div 0,27) v, \quad (6)$$

где  $L$  - расстояние в метрах от конца неровности до участка, где амплитуда колебаний не превышает  $10^{-4}$  м;  $v$  - скорость экипажа в м/с. Этот результат хорошо совпадает с экспериментальными данными, приведенными в работе [2], где отмечается, что колебания затухают на расстоянии  $(6,2 \div 0,3)v$  метров от конца неровности.



В заключение отметим, что представленная методика исследования вертикальной динамической силы и разработанная на ее основе вычислительная программа позволили достаточно эффективно определить характер и величину динамического усилия, действующего в контактной области пары колес-рельс. Знание данных зависимостей позволяет оценить динамическую составляющую напряженно-деформированного состояния как колеса, так и рельса, что необходимо для проектирования их перспективных конструкций.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Лысюк В.С., Суворов Е.В. Повышение прочности и надежности пути в зонах рельсовых стыков//Вопросы взаимодействия пути и подвижного состава в условиях интенсивной работы железнодорожного транспорта: Межвуз.сб.науч.тр./Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1990. С. 24-33.
2. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 559 с.
3. Трофимов А.Н. Исследование динамической неровности в рельсовом стыке//Вопросы взаимодействия пути и подвижного состава: Межвуз.сб.науч.тр./Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1989. С. 27-33.
4. Данилов В.Н. Расчет рельсовой нити в зоне стыка//Тр./ВНИИЖТ. 1952. Вып. 70. 116 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