

УДК 625.03

## Ударное воздействие от колес подвижного состава, имеющих изолированные неровности

А. В. Романов, Ю. П. Бороненко, А. А. Киселев, М. В. Зимакова

Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, Российская Федерация, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9

**Для цитирования:** Романов А. В., Бороненко Ю. П., Киселев А. А., Зимакова М. В. Ударное воздействие от колес подвижного состава, имеющих изолированные неровности // Известия Петербургского университета путей сообщения. — СПб.: ПГУПС, 2025. — Т. 22. — Вып. 4. — С. 856–868. DOI: 10.20295/1815-588X-2025-4-856-868

### Аннотация

**Цель:** Разработка и верификация математической модели для расчета дополнительной динамической силы ударного воздействия от колес подвижного состава с изолированными неровностями (ползунами) на железнодорожный путь, а также создание упрощенной инженерной методики для практического применения. **Методы:** В основе исследования лежит аналитическое решение А.Я. Когана, описывающее динамику взаимодействия дефектного колеса с рельсом. Для численного моделирования используется среда Wolfram Mathematica. Модель верифицирована путем сопоставления с экспериментальными данными, полученными в результате измерения по тензометрическим схемам, собранным на шейке рельса. Для создания инженерной методики применен трехпараметрический регрессионный анализ. **Результаты:** Разработана и верифицирована математическая модель, адекватно отражающая физическую сущность процесса (расхождение с экспериментом в большинстве случаев не превышает 10 %). Установлено, что сила существенно возрастает (в 2–5 раз) с увеличением глубины неровности. Зависимость от скорости носит немонотонный характер с максимумом при 40–50 км/ч. Рост модуля упругости пути приводит к увеличению амплитуды силы и ускорению ее затухания. Предложена упрощенная регрессионная зависимость для инженерного расчета, обеспечивающая высокую точность ( $R^2 = 0,995$ ) при глубинах неровности свыше 0,6 мм. **Практическая значимость:** Результаты работы создают научно-методическую основу для оценки ударных нагрузок от подвижного состава с дефектами колес. Разработанная модель и инженерная методика применимы для диагностики состояния пути, прогнозирования вибрационного воздействия, а также для целей проектирования и обеспечения долговечности железнодорожной инфраструктуры и безопасности движения.

**Ключевые слова:** Железнодорожный путь, подвижной состав, изолированная неровность, ударное воздействие, динамическая сила.

### Введение

Движение подвижного состава, на колесах которого есть изолированные неровности (ползуны), создает ударные нагрузки, передающиеся на железнодорожный путь. Эти удары вызывают не только повышенные силовые, но и значительные вибрационные воздействия.

Экспериментальные данные показывают, что при наличии ползунов суммарные вертикальные

динамические силы инерции могут достигать 400 кН [1].

Повышенная вибрация, передаваемая в грунт земляного полотна, существенно снижает его прочностные характеристики: угол внутреннего трения, удельное сцепление и модуль деформации. Поэтому прогнозирование уровня силового воздействия на путь от ударов колес с неровностями является важной практической задачей.

**Вертикальная динамическая сила инерции, возникающая из-за качения колеса, имеющего изолированную неровность в виде ползуна**

Решение задачи по определению вертикальной динамической силы инерции, действующей на железнодорожный путь и возникающей при качении колеса, имеющего изолированную неровность в виде ползуна, предложено А. Я. Коганом. В начале статьи с целью формирования логики изложения авторы посчитали необходимым привести основные зависимости, опубликованные в [2–4].

Траектория движения центра колеса при наличии на его поверхности ползуна описывается уравнением:

$$\xi(Vt) = \begin{cases} 0 & \text{при } t \leq 0; \\ r\omega_0^2 \frac{t^2}{2} & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\alpha}{2\omega_0}; \\ \frac{r(\alpha - \omega_0 t)^2}{2} & \text{при } \frac{\alpha}{2\omega_0} \leq t \leq \frac{\alpha}{\omega_0}; \\ 0 & \text{при } t \geq \frac{\alpha}{\omega_0}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\alpha$  — центральный угол на колесе, соответствующий длине ползуна  $e_n$ ;

$$\alpha = \arccos\left(\frac{2r^2 - e_n^2}{2r^2}\right).$$

Здесь  $e_n$  — длина ползуна, которая связана с его глубиной  $\delta_0$  и радиусом колеса  $r$  известным выражением:

$$e_n = 2\sqrt{2r\delta_0}; \quad (2)$$

$\omega_0$  — угловая скорость вращения колеса:

$$\omega_0 = \frac{V}{r}. \quad (3)$$

Здесь  $V$  — скорость движения, м/с;

$t$  — время, с.

Опуская промежуточные рассуждения, приведенные в [2–4], итоговая формула для вычисления

дополнительной вертикальной динамической силы, возникающей в контакте колеса и рельса при движении колеса, имеющего изолированную неровность в виде ползуна, определяется по формуле:

$$Q_{\text{дп}}(t) = \frac{1}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left( e_n - 2r \frac{\sin n \frac{e_n}{2r}}{n} \right) \frac{1}{n^2} \left| W_p \left( in \frac{V}{r} \right) \right| \times \cos \left[ n \frac{V}{r} (t - T_n) + \arg W_p \left( in \frac{V}{r} \right) \right]. \quad (4)$$

где  $n$  — индекс суммирования;

$i$  — мнимая единица;

$W_p(i\omega)$  — частотная характеристика со входом по неровности и выходом по динамической силе в контакте колеса и рельса:

$$W_p(i\omega) = \frac{1}{W(i\omega) - W_z^0(0, i\omega) - \frac{1}{C_k^0}}. \quad (5)$$

Здесь  $W_z^0(0, i\omega)$  — частотная характеристика системы  $W_z^0(u, i\omega)$  со входом по динамической силе в контакте колеса и рельса  $Q(t)$  и выходом по прогибу рельса в сечении под этой силой  $z_p^0(t)$ , при  $u = 0$ ;

$W(i\omega)$  — частотная характеристика системы с входом по динамической силе в контакте колеса и рельса  $Q(t)$  и выходом по вертикальному перемещению колесного центра  $z(t)$  от действия этой силы, определяемая выражением:

$$W(i\omega) = \frac{M_1 \omega^2 - if_1 \omega - c_1}{M_1 M_0 \omega^4 - ((M_1 + M_0) \omega^2 (if_1 \omega + c_1))}; \quad (6)$$

$C_k^0$  — жесткость в контакте колеса и рельса, которая связана с модулем упругости пути и коэффициентом относительной жесткости известным выражением:

$$C_k^0 = \frac{2U_z^0}{k_z}, \quad k_z = \sqrt[4]{\frac{U_z^0}{4EI}}; \quad (7)$$

$M_1$  — обрессоренная масса, приходящаяся на колесо;

$M_0$  — необрессоренная масса, приходящаяся на колесо;

$f_1$  — демпфирование в связи обрессоренной и необрессоренной масс;

$c_1$  — жесткость связи обрессоренной и необрессоренной масс;

$T_n$  — время сближения переднего края ползуна с рельсом:

$$T_n = \frac{e_n}{2V}. \quad (8)$$

Таким образом, из выражения (4) определяются значения дополнительной динамической силы инерции, возникающей при ударном воздействии колеса, имеющего изолированную неровность в форме ползуна на рельс железнодорожного пути в зависимости от различных параметров.

### Моделирование вертикальной динамической силы воздействия на путь от колеса, имеющего изолированную неровность на поверхности катания в виде ползуна

Для численного моделирования и расчета дополнительной динамической силы  $Q_{\text{дн}}(t)$ , возникающей при ударном воздействии колеса с ползуном, был реализован алгоритм на основе аналитического решения А. Я. Когана, представленного в предыдущем подразделе. В качестве среды для вычислений использовалась система Wolfram Mathematica, обеспечивающая необходимый инструментарий для символьных и численных операций, в частности для работы с частотными характеристиками и дискретными преобразованиями.

В основе алгоритма лежит расчет по формуле (4), которая представляет динамическую силу как суперпозицию гармонических составляющих через частотную характеристику системы  $W_p(i\omega)$ .

Данный подход был выбран как наиболее удобный для численной реализации, поскольку он позволяет избежать прямого вычисления импульсных переходных характеристик и сводит задачу к определению отклика системы на гармоническое воздействие.

Для перехода от непрерывных функций к дискретным представлениям, пригодным для численных расчетов, заданы следующие параметры временной и частотной сетки:

– шаг дискретизации по времени выбран  $dt = 0,0005$  с;

– количество отсчетов по времени (размерность массива данных) принято  $N_t = 150$ .

Остальные параметры дискретизации и частотной сетки являются производными от принятых выше:

– полное время моделирования  $T = (N_t - 1)dt = 0,0745$  с;

– максимальная частота дискретизации  $f_s = 1/dt = 2000$  Гц ;

– частотное разрешение  $df = \frac{1}{T} = 13,4228$  Гц.

На основе этих параметров сформированы векторы:

– времени:  $t = [0, dt, 2dt, \dots, (N_t - 1)dt]$ ;

– круговых частот:

$\omega = 2\pi f$ , где  $f = [0, df, 2df, \dots, (N_t - 1)df]$ .

Алгоритм расчета дополнительной динамической силы воздействия на путь от колеса, имеющего изолированную неровность на поверхности катания в виде ползуна, реализован в несколько этапов:

1. При заданной глубине ползуна и скорости движения вычисляются его длина  $e_n$  и время контакта  $T_n$ .

2. Вычисляются частотные характеристики  $W_z^0(0, i\omega)$ ,  $W(i\omega)$  и  $W_p(i\omega)$ .

3. Динамическая сила  $Q_{\text{дн}}(t)$  рассчитывается путем дискретного суммирования по 1000 гармоникам в соответствии с формулой (4).

Реализованная функция возвращает массив значений  $Q_{\text{дп}}(t_i)$  для всех моментов времени  $t_i$  в соответствии с принятым вектором времени.

Данная реализация позволяет эффективно исследовать влияние ключевых параметров (скорости, глубины дефекта, состояния пути) на уровень ударного воздействия, что является основой для последующего прогнозирования вибрационного воздействия, передаваемого на железнодорожный путь.

### Анализ и верификация результатов моделирования

В соответствии с представленной методикой выполнено моделирование дополнительной динамической силы воздействия от колеса, имеющего изолированную неровность на рельс.

На рис. 1 представлены результаты моделирования для скорости движения  $V = 20, 40, 60$  км/ч, глубины неровности  $\delta = 1, 2, 3$  мм и модуля упругости подрельсового основания  $U_z^0 = 40, 60, 80$  МПа.

Проведенное моделирование динамической силы, возникающей при взаимодействии колеса, имеющего изолированную неровность в виде ползуна, с рельсом, позволило выявить универсальные закономерности динамического отклика системы, сохраняющиеся при различных сочетаниях исследуемых параметров.

Динамический отклик системы характеризуется четко выраженной четырехфазной структурой. Первоначальная фаза ударного воздействия, наблюдающаяся в период (0–0,005 с) характеризуется предварительной «обезгрузкой» системы, резким снижением динамической силы перед непосредственным ударом. Образование такого динамического «провала» наблюдается на глубину до 30–100 % от амплитуды последующего удара.

Вторая фаза ударного воздействия наблюдается в период (0,005–0,015 с) и характеризуется резким, практически мгновенным ростом дина-

мической силы до ее максимальных значений. Данная фаза демонстрирует формирование высокоамплитудного импульса с ярко выраженным пиком и ожидаемое проявление существенной нелинейности системы в момент контакта.

Фаза постударной обезгрузки, которая фиксируется в период (0,015–0,025 с) характеризуется резким снижением дополнительной динамической силы в отрицательную область с амплитудой до 70–80 % от величины пиковой нагрузки. Следует учитывать, что суммарная сила — суперпозиция отрицательных значений дополнительной динамической силы и статической силы (как в фазе первоначальной разгрузки, так и в фазе постударной разгрузки) — не должна переходить в отрицательную область, то есть приводить к отрыву колеса от рельса. Данный аспект необходимо принять во внимание при дальнейшем моделировании.

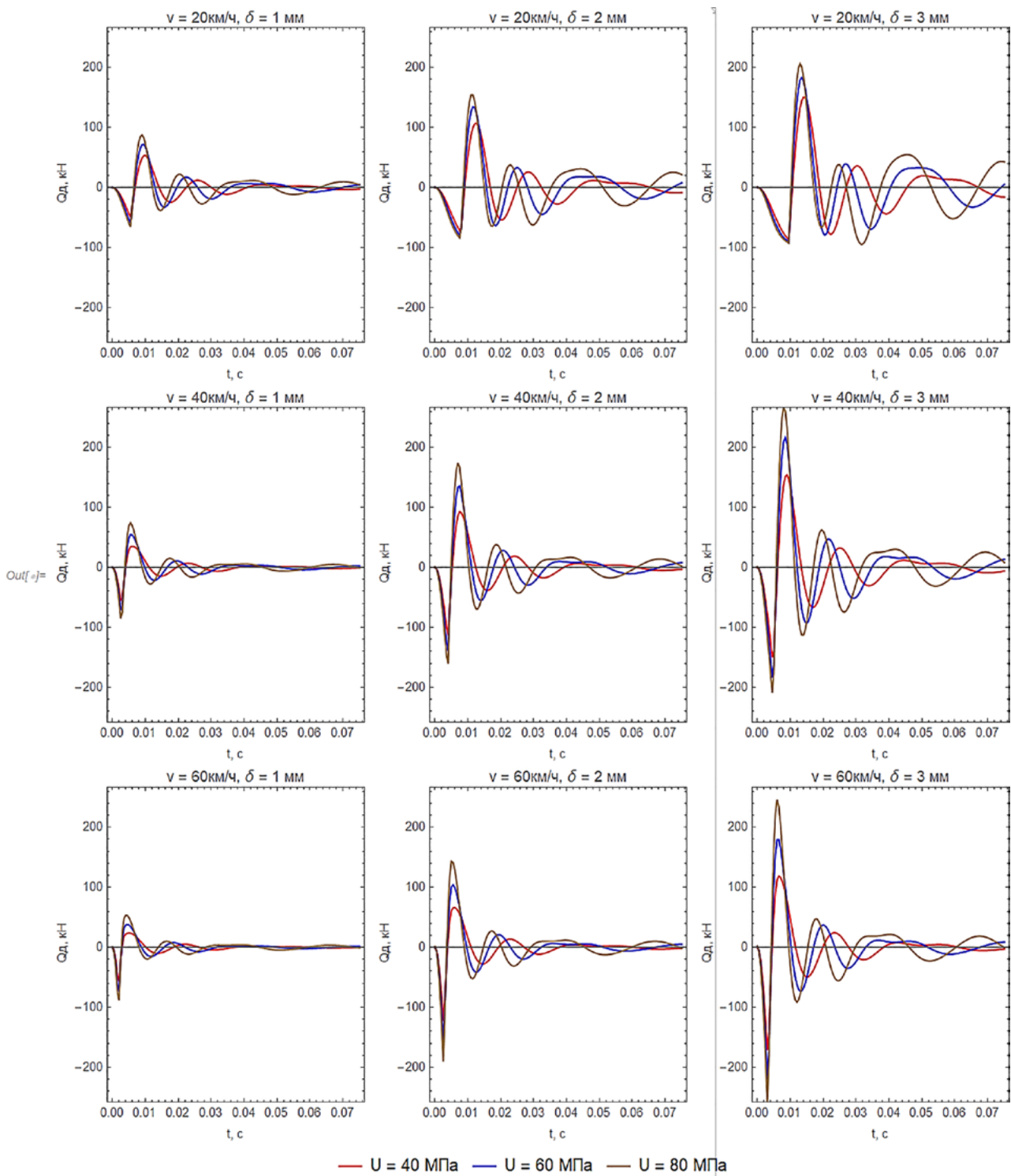
В последующий период (0,025–0,075 с) наблюдается колебательный процесс с постепенным затуханием амплитуды. Данная фаза характеризуется наличием нескольких циклов колебаний с асимптотическим стремлением к установившемуся значению вертикальной силы.

Влияние модуля упругости пути на динамику воздействия силы при взаимодействии колеса с изолированной неровностью (в виде ползуна) и рельса проявляется следующим образом: с ростом модуля упругости увеличивается амплитуда силы — как в фазах разгрузки, так и в фазе удара.

При увеличении модуля упругости с 40 до 80 МПа амплитуда силы может возрасти в 1,5–2 раза — в зависимости от скорости движения и глубины неровности.

Кроме того, при максимальных значениях модуля упругости наблюдаются два эффекта:

- более быстрое затухание колебаний (по сравнению с конструкцией пути меньшей жесткости);
- более длительный характер колебательного процесса для путей с меньшей жесткостью.



**Рис. 1.** Результаты моделирования дополнительной динамической силы воздействия от колеса, имеющего изолированную неровность, на рельс

Влияние скорости движения на величину динамической силы удара выражается в росте динамической силы при увеличении скорости движения

с 20 до 40 км/ч с последующим уменьшением величины силы при дальнейшем росте скорости до 60 км/ч. Такая картина наблюдается для всех

вариантов расчета как по варьированию глубины неровности, так и по модулю упругости подрельсового основания. Этот факт требует более детального анализа с подробной дискретизацией варьируемых параметров. Тем не менее на этой стадии исследования можно сделать вывод, что при относительно высокой скорости движения наблюдается укороченная длительность импульсного воздействия, по сравнению с растянутым откликом во времени при низких скоростях движения.

Увеличение глубины неровности весьма существенно влияет на рост амплитуды силового воздействия. При увеличении глубины от 1 до 3 мм силовое воздействие, в зависимости от иных параметров варьирования, увеличивается от двух до пяти раз и сопровождается как усилением нелинейных эффектов, так и усложнением формы отклика системы на импульсное ударное воздействие. В то же время при незначительных глубинах неровности форма колебаний приобретает более стандартный вид и предсказуемый характер затухания.

Полученные в результате моделирования зависимости весьма хорошо коррелируют с результатами экспериментальных исследований ударного воздействия.

Моделирование ударного воздействия колеса, имеющего изолированную неровность в виде ползуна, верифицировано по результатам экспериментальных исследований, выполненных АО «НВЦ “Вагоны”» в 2020 г. В рамках эксперимента были проведены испытания по определению силового воздействия от колеса (с дефектами на поверхности катания и без дефектов) грузового подвижного состава на железнодорожный путь, которое было зарегистрировано посредством «Цифровой программно-аппаратной платформы для автоматизированного мониторинга технического состояния подвижного состава».

Эксперимент проводился на железнодорожном пути, содержащем два измерительных рельса длиной 12,5 м, оборудованных тензорезисторами

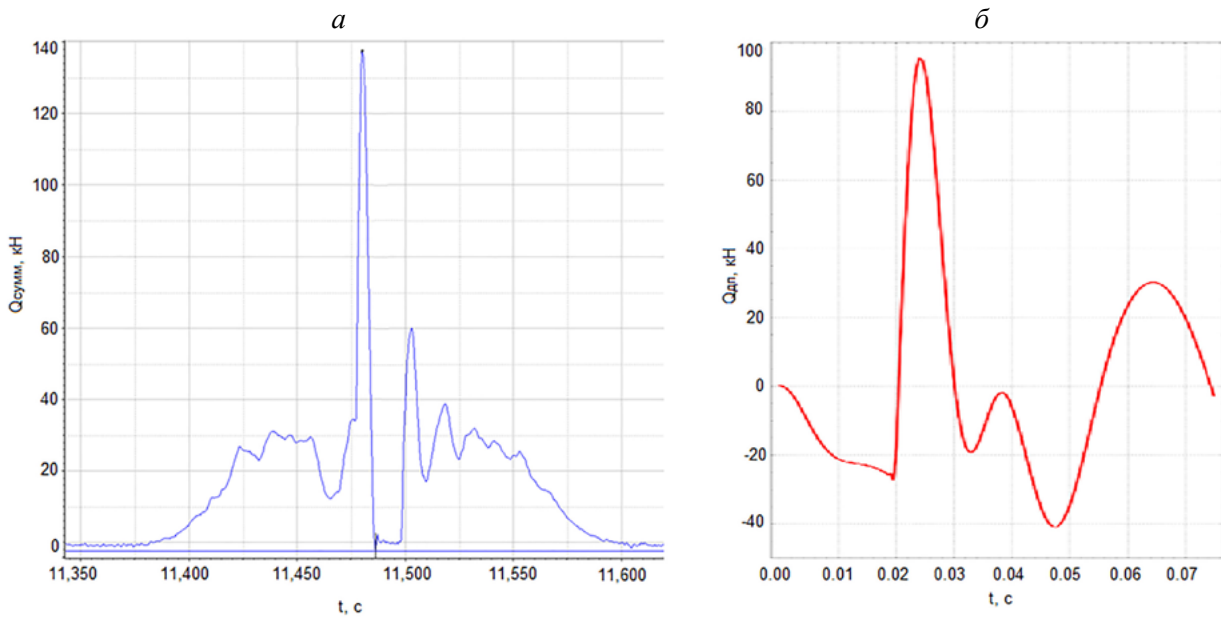
и модулями тензоизмерений. Оборудование регистрировало вертикальную динамическую силу воздействия от колес подвижного состава на рельсы по методу двух сечений (разработанному на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» ФГБОУ ВО ПГУПС [5–10]).

Эксперимент проводился с вагоном-цистерной в порожнем и груженом состоянии, на колесах которой были сформированы изолированные неровности (ползуны) глубиной 1 мм, 2 мм, 3 мм и 4 мм, а также несколько колес были без неровностей. Скорость движения цистерны по участку железнодорожного пути, оборудованного измерительной схемой, варьировалась от 5 до 15 км/ч.

На рис. 2, *а* представлена запись силового воздействия, зарегистрированная посредством «Цифровой программно-аппаратной платформы для автоматизированного мониторинга технического состояния подвижного состава» в рамках экспериментальных исследований, выполненных АО «НВЦ “Вагоны”» в 2020 г. В качестве примера представлен отклик системы при наезде на рельс колесной пары с ползуном глубиной 3 мм. График явно демонстрирует процесс разгрузки рельса как перед ударом ползуна, так и после него. Абсолютное значение ударного воздействия с учетом статической нагрузки, как видно из графика, составляет 136 кН. Статическая нагрузка — 30 кН. Таким образом, величину дополнительной силы можно принять за 106 кН.

На графике справа (рис. 2, *б*) представлены результаты моделирования ударного воздействия ползуна глубиной 3 мм при скорости движения 9,7 км/ч и модуле упругости пути  $U_z^0 = 45$  МПа. Очевидно, что результаты моделирования весьма хорошо коррелируют с представленной экспериментальной записью как по абсолютным значениям пиков нагрузки и обезгрузки, так и по характеру, периодам и частоте колебательного процесса.

С целью дальнейшей верификации результатов моделирования с экспериментальными



**Рис. 2.** Сопоставление экспериментальных данных (а) и результатов моделирования (б) ударного воздействия ползуна глубиной 3 мм при скорости движения 9,7 км/ч

значениями были выполнены многовариантные расчеты в условиях, сопоставимых с экспериментом. Глубина изолированной неровности на колесе варьировалась со значениями 1, 2, 3 и 4 мм. Скорость движения задавалась та же, что и была зафиксирована в ходе эксперимента с порожней и грузовой платформой. Модуль упругости пути в ходе эксперимента не измерялся, однако результаты моделирования весьма хорошо коррелируют с экспериментальными данными при модуле упругости  $U_z^0 = 45$  МПа.

В табл. 1 представлены результаты сравнения экспериментальных данных с результатами моделирования. Сравнение осуществляется по максимальным значениям дополнительной динамической силы (единственному значению в пределах рассматриваемой временной сетки).

Анализ результатов сравнения, представленных в табл. 1, позволяет сделать вывод об адекватности разработанной математической модели, исходя из следующих факторов:

1. В большинстве случаев расхождение между результатами моделирования и экспериментальными данными не превышает 10 %, что

свидетельствует о том, что модель корректно отражает физическую сущность процесса ударного динамического воздействия колес подвижного состава, имеющих изолированные неровности на поверхности катания, на рельсы.

2. Результаты моделирования отражают монотонный характер возрастания динамической силы с увеличением скорости движения и глубины неровности в исследуемых диапазонах, что также свидетельствует об адекватности разработанной модели.

3. Полученные существенные расхождения между экспериментальными данными и результатами расчета в отдельных точках свидетельствуют не об ошибках модели, а о случайных погрешностях эксперимента, содержащих физически необъяснимые аномалии. Так, например, при скорости движения 6,12 км/ч ожидаемое значение экспериментальной силы должно быть посередине между 24,7 и 61,4 кН, однако замеренное значение составляет 24,1 кН при ожидаемом значении 52,2 кН в соответствии с расчетом по модели. Таким образом, модель можно рассматривать в данном случае как инструмент верификации эксперимента.

Таблица 1. Сравнение результатов моделирования дополнительной динамической силы, возникающей из-за ударного воздействия от колес подвижного состава, имеющих изолированные неровности, с результатами эксперимента

Скорость движения, км/ч	Дополнительная динамическая сила, max $Q_{дп}$ , кН (числитель — результаты эксперимента, знаменатель — результаты моделирования) и относительная ошибка, $\Delta$							
	$\delta = 1$ мм		$\delta = 2$ мм		$\delta = 3$ мм		$\delta = 4$ мм	
	max $Q_{дп}$ , кН	$\Delta$ , %	max $Q_{дп}$ , кН	$\Delta$ , %	max $Q_{дп}$ , кН	$\Delta$ , %	max $Q_{дп}$ , кН	$\Delta$ , %
Четырехосная цистерна в порожнем состоянии								
6,12	24,70	-36,8	24,10	-116,6	61,40	-6,0	71,90	0,6
	33,78		52,20		65,11		71,47	
9,7	30,50	-57,9	76,45	2,5	102,30	6,8	102,55	-11,8
	48,15		74,52		95,36		114,63	
14,79	55,40	-4,4	81,35	-24,3	135,20	2,2	153,35	-2,8
	57,82		101,14		132,25		157,67	
Четырехосная цистерна в груженом состоянии								
4,55	16,90	-63,1	33,58	-19,6	54,90	12,4	55,58	1,6
	27,56		40,16		48,08		54,68	
9,91	48,65	-0,8	71,03	-6,6	98,15	1,4	130,69	10,8
	49,03		75,72		96,81		116,55	
13,37	57,32	2,0	88,15	-7,4	128,98	5,5	147,15	1,4
	56,18		94,71		121,89		145,13	

В результате математическую модель следует признать адекватной для применения в инженерных целях. Ее результаты в области отдельных сочетаний глубин неровностей и скоростей движения являются более надежными, по сравнению с экспериментальными данными.

#### Методика инженерного расчета дополнительной динамической силы воздействия от колеса, имеющего изолированную неровность на рельс

Представленная выше методика адекватно отражает экспериментальные данные, однако является довольно сложной для реализации на инженерном уровне ввиду необходимости производить сложные вычисления частотных характеристик и решения характеристических уравнений в комплексной плоскости.

Для практической реализации представленной модели требуется разработать практическую методику расчета, не требующую сложных итерационных вычислений в комплексной плоскости.

В соответствии с методикой, представленной выше, выполнены расчеты дополнительной динамической силы воздействия от колеса, имеющего изолированную неровность на рельс, для следующих диапазонов варьируемых параметров:

- скорость движения  $V$  в диапазоне от 10 до 80 км/ч с шагом 10 км/ч;
- глубина неровности  $\delta$  в диапазоне от 0,2 до 4 мм с шагом 0,2 мм;
- модуль упругости пути  $U_z^0$  в диапазоне от 40 до 100 МПа с шагом 20 МПа.

На основании трехпараметрического регрессионного анализа выведена зависимость дополнительной динамической силы воздействия от колеса, имеющего изолированную неровность, на рельс от вышеуказанных параметров:

$$\begin{aligned}
 Q(U, V, \delta) = & (6,83 + 1,08V - 0,0866V^2 + \\
 & + 0,00105V^3) + (8,73 + 1,11V - 0,0279V^2) \delta + \\
 & + (6,25 + 0,214V) \delta^2 - 3,45\delta^3 + 0,300\delta^4 + \\
 & + (-0,446 + 0,0404V - 0,000578V^2) U + \\
 & + (0,278 + 0,0133V) \delta U - 0,0331\delta^2 U. \quad (9)
 \end{aligned}$$



Сопоставление результатов расчета дополнительной динамической силы воздействия от колеса, имеющего изолированную неровность, на рельс, выполненное по формуле (9), представлено на рис. 3.

Статистические метрики модели [11], рассчитанной по формуле (9), по сравнению с формулой (4) представлены в табл. 2.

Анализ данных, представленных в табл. 2, позволяет сделать следующие выводы:

1. Коэффициент детерминации  $R^2 = 0,994$  свидетельствует, что инженерная модель по формуле (9) объясняет 99,46 % данных, предсказанных научной моделью (4). Таким образом, инженерная модель практически идеально повторяет общую форму, тренды и вариативность исходных данных в заданных диапазонах.

2. Средняя абсолютная ошибка  $MAE = 5,62$  свидетельствует о том, что в среднем предсказания инженерной модели отличаются от значений научной модели на 5,62 кН. Для большинства инженерных расчетов такой результат следует признать приемлемым, однако для расчетов с малыми значениями глубины неровности данные инженерной модели следует применять с осторожностью.

3. Средняя относительная ошибка 22,43 %, максимальная абсолютная ошибка 33,81 кН и максимальная относительная ошибка величиной 2066 % также свидетельствуют, что предложенная модель имеет зоны, где ее применение недопустимо. На основании анализа результатов, представленных на рис. 3, можно сделать вывод, что к таким зонам следует отнести все значения, которые рассчитаны для глубин неровностей менее 0,6 мм.

Таким образом, можно сделать вывод, что предложенная зависимость (9) очень хорошо отражает результаты моделирования по модели (4) для вариантов расчетов с глубиной неровности на колесе, превышающей 0,6 мм.

## Выводы

На основе проведенного исследования, посвященного моделированию ударного воздействия колес подвижного состава с изолированными неровностями (ползунами), сформулированы следующие выводы:

1. Разработана и верифицирована математическая модель расчета дополнительной динамической силы, возникающей при взаимодействии колеса с ползуном и рельсом. Модель, основанная на аналитическом решении А. Я. Когана, адекватно отражает физическую сущность процесса и подтверждена экспериментальными данными: в большинстве случаев расхождение не превышает 10 %.

2. На основе моделирования выявлены закономерности динамического отклика системы «колесо — рельс» при ударном воздействии:

- отклик характеризуется четырехфазной структурой: предварительная разгрузка, ударный импульс, постударная разгрузка и затухающие колебания;

- существенное влияние на амплитуду динамической силы и характер взаимодействия оказывают модуль упругости пути, скорость движения и глубина неровности. Остальные факторы являются несущественными.

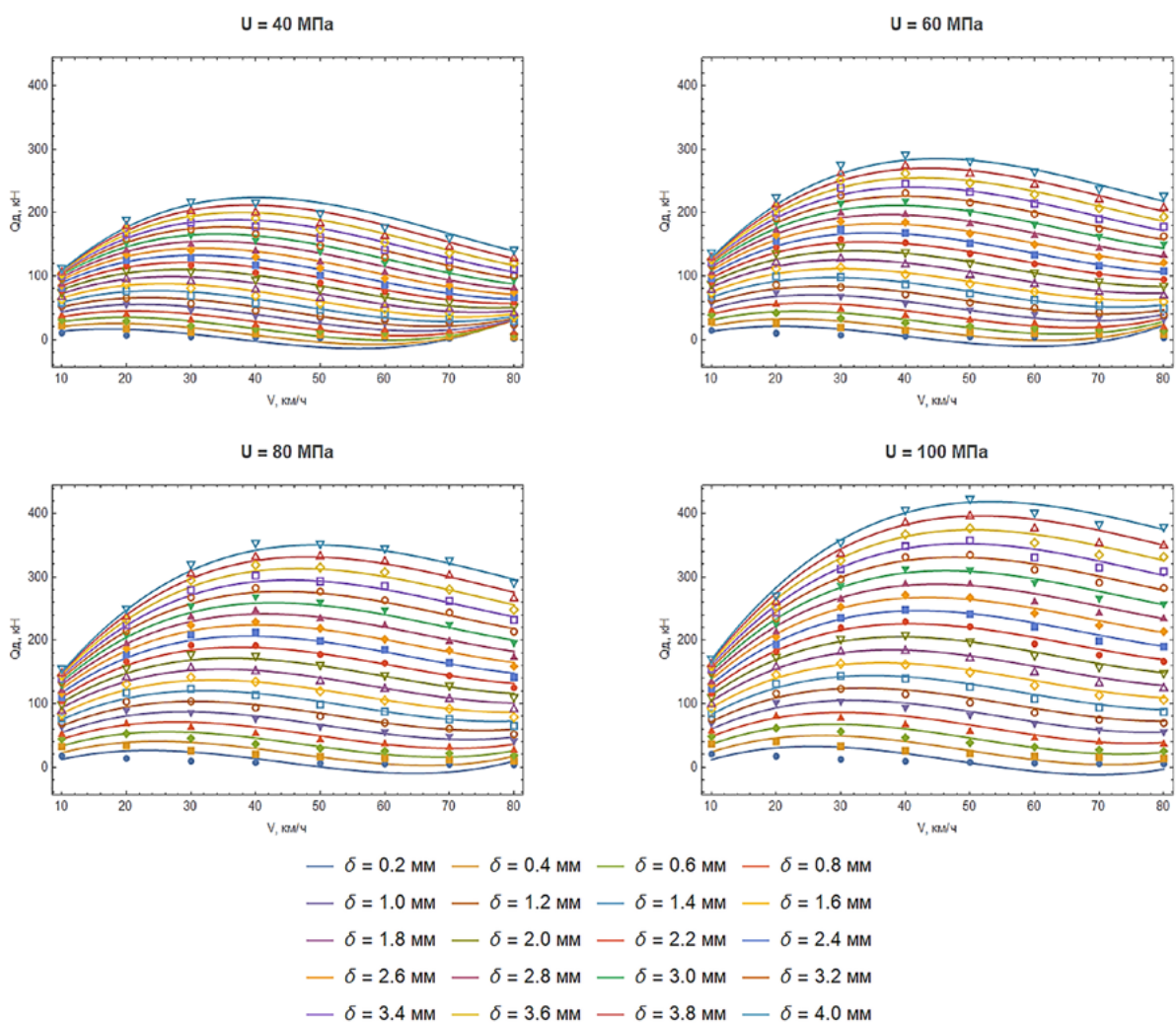
3. Установлено влияние ключевых параметров на величину динамической силы:

- увеличение глубины неровности приводит к значительному росту амплитуды силы (в 2–5 раз при увеличении глубины неровности от 1 до 3 мм);

- зависимость от скорости движения носит немонотонный характер, максимальные значения динамической силы наблюдаются при скорости движения 40–50 км/ч с последующим ее уменьшением;

- увеличение модуля упругости пути усиливает амплитуду динамической силы и ускоряет процесс затухания колебаний.

4. Предложена упрощенная инженерная методика расчета дополнительной динамической



**Рис. 3.** Результаты сопоставления расчета дополнительной динамической силы воздействия колеса с изолированной неровностью на рельс, полученные по формуле (9)

Таблица 2. Статистические метрики модели

Наименование метрики	Значение
Количество точек	640
Средняя абсолютная ошибка (MAE)	5,62224
Средняя относительная ошибка	22,4352 %
Максимальная абсолютная ошибка	33,8101
Максимальная относительная ошибка	2065,91 %
Стандартное отклонение ошибок	6,97608
Коэффициент детерминации $R^2$	0,994599

ской силы в виде регрессионной зависимости (9). Методика обеспечивает высокую точность ( $R^2 = 0,995$ ) для глубин неровности свыше 0,6 мм и применима в инженерной практике для прогнозирования ударных нагрузок.

5. Проведена верификация модели с использованием экспериментальных данных, что подтвердило ее надежность и пригодность для использования в целях диагностики и проектирования железнодорожной инфраструктуры.

Таким образом, результаты расчета создают научно-методическую основу для оценки и прогнозирования ударных воздействий от подвижного состава с дефектами колес, что важно для обеспечения долговечности пути и безопасности движения.

### Список источников

1. Романов А. В. Об интенсивности накопления остаточных деформаций пути на особогрузонапряженных участках / А. В. Романов, А. А. Киселев // Путь и путевое хозяйство. — 2024. — № 11. — С. 18–22.
2. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: ООО «ИПП «КУНА»», 2023. — 280 с.
3. Коган А. Я. Воздействие на путь поездов, имеющих в своем составе вагоны с ползунами на колесных парах / А. Я. Коган // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. — 2014. — № 3. — С. 3–8.
4. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. — М.: Транспорт, 1997. — 326 с.
5. Рахимов Р. В. Нагруженность ходовых частей вагонов и пути и обоснование возможности увеличения осевых нагрузок на железных дорогах Республики Узбекистан: дис. ... д-ра техн. наук / Р. В. Рахимов. — СПб., 2020. — 366 с.
6. Бороненко Ю. П. Кусочно-непрерывное измерение сил между колесом и рельсом по касательным напряжениям в двух сечениях рельса / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов, А. А. Петров // Транспорт Российской Федерации. — 2018. — № 3(76). — С. 58–64.
7. Бороненко Ю. П. Непрерывное измерение вертикальных нагрузок в контакте между колесом и рельсом по напряжениям в двух сечениях рельса / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов // Профессиональное образование, наука и инновации в XXI веке: сб. тр. XII Санкт-Петербургского конгресса (Санкт-Петербург, 12–30 ноября 2018 г.). — СПб.: Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, 2018. — С. 37–38.
8. Бороненко Ю. П. Аprobация нового метода измерения вертикальной нагрузки от колеса на рельс / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов, Д. А. Сергеев и др. // Транспорт Российской Федерации. — 2019. — № 1(80). — С. 56–59.
9. Бороненко Ю. П. Измерение боковых нагрузок от колес на рельсы / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов // Транспорт Российской Федерации. — 2019. — № 4(83). — С. 45–50.
10. Бороненко Ю. П. Экспериментальное определение боковых нагрузок от взаимодействия колеса с рельсом / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов // Транспорт Российской Федерации. — 2019. — № 6(85). — С. 50–53.
11. Оценка качества в задачах классификации и регрессии / Вики-портал ALGOWIKI ИТМО. — URL: [https://neerc.ifmo.ru/wiki/index.php?title=Оценка\\_качества\\_в\\_задачах\\_классификации\\_и\\_регрессии&mobileaction=toggle\\_view\\_desktop](https://neerc.ifmo.ru/wiki/index.php?title=Оценка_качества_в_задачах_классификации_и_регрессии&mobileaction=toggle_view_desktop) (дата обращения: 16.09.2025).

Дата поступления: 20.09.2025

Решение о публикации: 29.11.2025

### Контактная информация:

РОМАНОВ Андрей Валерьевич — канд. техн. наук, доц., зав. кафедрой «Железнодорожный путь»; andrey.romanov@mail.ru

БОРОНЕНКО Юрий Павлович — д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство»; boron49@yandex.ru

КИСЕЛЕВ Артем Александрович — канд. техн. наук, доц.; zhdp10@gmail.com

ЗИМАКОВА Мария Викторовна — канд. техн. наук, доц.; mazimm1987@hotmail.com

## Wheel-Generated Impact Forces from Railway Rolling Stock with Isolated Irregularities

A. V. Romanov, Yu. P. Boronenko, A. A. Kiselev, M. V. Zimakova

Emperor Alexander I Petersburg State Transport University, 9, Moskovsky pr., Saint Petersburg, 190031, Russian Federation

**For citation:** Romanov A. V., Boronenko Yu. P., Kiselev A. A., Zimakova M. V. Wheel-Generated Impact Forces from Railway Rolling Stock with Isolated Irregularities // *Proceedings of Petersburg State Transport University*, 2025, vol. 22, iss. 4, pp. 856–868. (In Russian) DOI: 10.20295/1815-588X-2025-4-856-868

### Summary

**Purpose:** Development and verification of a mathematical model for calculating the additional dynamic impact force exerted by railway vehicle wheels with isolated irregularities, such as wheel flats or sliders, on the railway track, is presented. Additionally, a simplified engineering method for practical application has been created. **Methods:** The research utilizes the analytical solution by A. Ya. Kogan, which describes the dynamics of the defective wheel – rail interaction. Numerical modelling was conducted using the Wolfram Mathematica environment. The model underwent verification through a comparison with the experimental data gathered from strain gauge circuits positioned on the rail web. A three-parameter regression analysis was employed to establish the engineering methodology. **Results:** A mathematical model has been developed and verified, accurately capturing the physical essence of the process, with discrepancies from experimental data typically not exceeding 10%. The analysis has revealed the nature of the influence of key parameters, namely the force significantly increases (by a factor of 2–5) with deeper irregularities; the relationship with speed is non-monotonic peaking at 40–50 km/h; and an increase in the track elastic modulus enhances the force amplitude while accelerating its decay. A simplified regression dependence for engineering calculations has been proposed, demonstrating a high accuracy ( $R^2 = 0.995$ ) for irregularity depths exceeding 0.6 mm. **Practical significance:** The practical implications of this research establish a scientific and methodological framework for evaluating impact forces resulting from rolling stock wheel defects. The proposed model and engineering methodology can be employed for diagnosing track conditions, predicting vibration impacts, and designing to ensure the durability of railway infrastructure and the safety of operations.

**Keywords:** Railway track, rolling stock, isolated irregularity, impact load, dynamic force.

### References

1. Romanov A. V., Kiselev A. A. Ob intensivnosti nakopleniya ostatochnykh deformatsiy puti na osobogruzonaprjazhennykh uchastkakh [On the intensity of accumulation of residual track deformations on heavily loaded sections]. *Put' i putevoe khozyaystvo* [Track and Track Facilities]. 2024, Iss. 11, pp. 18–22. (In Russian)
2. Kogan A. Ya. *Dinamika puti i ego vzaimodeystvie s podvizhnym sostavom* [Track dynamics and its interaction with rolling stock]. Moscow: OOO "IPP "KUNA" Publ., 2023, 280 p. (In Russian)
3. Kogan A. Ya. Vozdeystvie na put' poezdov, imeyushchikh v svoem sostave vagonov s polzunami na kolesnykh parakh [Impact on the track of trains carrying cars with skids on wheelsets]. *Vestnik Nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta* [Bulletin of the Research Institute of Railway Transport]. 2014, Iss. 3, pp. 3–8. (In Russian)
4. Kogan A. Ya. *Dinamika puti i ego vzaimodeystvie s podvizhnym sostavom* [Track dynamics and its interaction with rolling stock]. Moscow: Transport Publ., 1997, 326 p. (In Russian)

5. Rakhimov R. V. *Nagruzhennost' khodovykh chastei vagonov i puti i obosnovanie vozmozhnosti uvelicheniya osevykh nagruzok na zheleznykh dorogakh Respubliki Uzbekistan: dis. ... d ra tekhn. nauk* [Load on wagon running parts and track, and justification of the possibility to increase axle loads on the railways of the Republic of Uzbekistan: Dr. Tech. Sci. diss.]. Saint Petersburg, 2020, 366 pp. (In Russian)
6. Boronenko Yu. P., Rakhimov R. V., Petrov A. A. *Kusochno-nepreryvnoe izmerenie sil mezhdu kolesom i rel'som po kasatel'nyim napryazheniyam v dvukh secheniyakh rel'sa* [Piecewise continuous measurement of forces between wheel and rail by tangential stresses in two rail sections]. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Transport of the Russian Federation]. 2018, Iss. 3(76), pp. 58–64. (In Russian)
7. Boronenko Yu. P., Rakhimov R. V. *Npreryvnoe izmerenie vertikal'nykh nagruzok v kontakte mezhdu kolesom i rel'som po napryazheniyam v dvukh secheniyakh rel'sa* [Continuous measurement of vertical loads in wheel-rail contact by stresses in two rail sections]. *Professional'noe obrazovanie, nauka i innovatsii v XXI veke: sb. tr. XII Sankt Peterburgskogo kongressa (Sankt-Peterburg, 12–30 noyabrya 2018 g.)* [Professional Education, Science and Innovation in the 21st Century. Proc. XII Saint Petersburg Congress (Saint Petersburg, 12–30 November 2018)]. Saint Petersburg: Peterburgskiy gosudarstvennyy universitet putey soobshcheniya Imperatora Aleksandra I Publ., 2018, pp. 37–38. (In Russian)
8. Boronenko Yu. P., Rakhimov R. V., Sergeev D. A. et al. *Aprobatsiya novogo metoda izmereniya vertikal'noy nagruzki ot kolesa na rel's* [Testing a new method for measuring vertical load from wheel to rail]. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Transport of the Russian Federation]. 2019, Iss. 1(80), pp. 56–59. (In Russian)
9. Boronenko Yu. P., Rakhimov R. V. *Izmerenie bokovykh nagruzok ot koles na rel'sy* [Measurement of lateral loads from wheels to rails]. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Transport of the Russian Federation]. 2019, Iss. 4(83), pp. 45–50. (In Russian)
10. Boronenko Yu. P., Rakhimov R. V. *Eksperimental'noe opredelenie bokovykh nagruzok ot vzaimodeystviya kolesa s rel'som* [Experimental determination of lateral loads from wheel-rail interaction]. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Transport of the Russian Federation]. 2019, Iss. 6(85), pp. 50–53. (In Russian)
11. *Otsenka kachestva v zadachakh klassifikatsii i regres-sii* [Quality assessment in classification and regression tasks]. ALGOWIKI Wiki Portal, ITMO. Available at: [https://neerc.ifmo.ru/wiki/index.php?title=Оценка\\_качества\\_в\\_задачах\\_классификации\\_и\\_регрессии&mobileaction=toggle\\_view\\_desktop](https://neerc.ifmo.ru/wiki/index.php?title=Оценка_качества_в_задачах_классификации_и_регрессии&mobileaction=toggle_view_desktop) (accessed: September 16, 2025). (In Russian)

Received: September 20, 2025

Accepted: November 29, 2025

**Author's information:**

Andrey V. ROMANOV — PhD in Engineering, Associate Professor, Head of the “Railway Track” Department; andrey.romanov@mail.ru

Yuri P. BORONENKO — Dr. Sci. in Engineering, Professor, Head of the “Wagons and Wagon Economy” Department; boron49@yandex.ru

Artem A. KISELEV — PhD in Engineering, Associate Professor; zhdp10@gmail.com

Maria V. ZIMAKOVA — PhD in Engineering, Associate Professor; mazimm1987@hotmail.com