

*А.Л. Рогозинская, И.Ю. Ермоленко*

*Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация*

## **ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕСА ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ РЕЛЬСОВОГО СТЫКА**

**Аннотация.** В статье рассмотрены вопросы ударного воздействия на цельнокатаное колесо вагона при прохождении рельсового стыка (короткой неровности пути). Определены величины ударных импульсов в зависимости от поступательной скорости движения грузового вагона, величины зазора рельсового стыка и наличия дефектов в системе «колесо-рельс». Проведено компьютерное моделирование в среде Femap with NX Nastran с целью оценить напряженно-деформированное состояние колеса грузового вагона и факторы, снижающие ресурс цельнокатаного колеса.

**Ключевые слова:** рельсовый стык, цельнокатаное колесо, взаимодействие подвижного состава и пути, напряженно-деформированное состояние, безопасность движения.

*A.L. Rogozinskaya, I.Yu. Ermolenko*

*Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation*

## **EVALUATION OF THE STRESS-STRAIN STATE OF A WHEEL WHEN PASSING A RAIL JOINT**

**Abstract.** The article deals with the issues of impact on the solid-rolled wheel of the car when passing through the rail joint (short track roughness). The values of shock impulses are determined depending on the forward speed of the freight car, the gap of the rail joint and the presence of defects in the "wheel-rail" system. Computer modeling was carried out in the Femap with NX Nastran environment in order to evaluate the stress-strain state of a freight car wheel and factors that reduce the life of a solid-rolled wheel.

**Key words:** rail joint, solid-rolled wheel, interaction of rolling stock and track, stress-strain state, traffic safety.

### **Введение**

В соответствии со Стратегией [1] планируемые целевые параметры грузовых вагонов предполагают осевые нагрузки 27-30 тс и скорость до 140 км/ч, а также увеличение наработки грузовых вагонов на отказ на 30-40 %. В настоящее время снижение количества отказов грузовых вагонов, в частности, ходовых частей, достигается путем увеличения протяженности бесстыкового пути и перевода подвижного состава на колеса повышенной твердости.

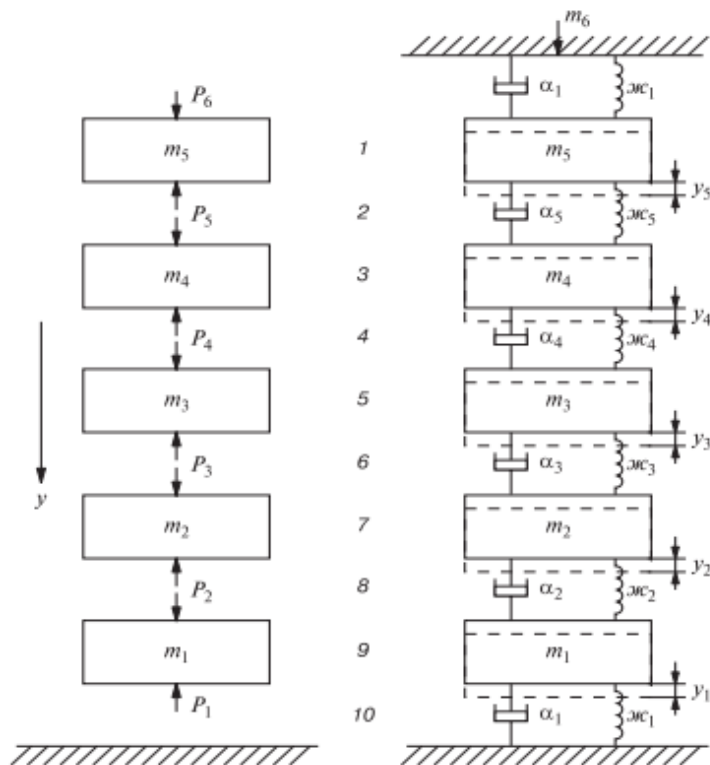
В России доля стыкового пути составляет около 57% от всей протяженности железных дорог России. Однако бесстыковой путь требует разрядки температурных напряжений, поэтому между бесстыковыми плетями укладывают три-четыре уравнильных пролета из рельсов длиной 25 м. В связи с этим при укладке бесстыкового пути по-прежнему широко применяются стыковые соединения рельсов, поэтому требования к их эксплуатационным характеристикам возрастают.

### **Динамические силы в контакте колеса и рельса**

Нормальные кромчатые напряжения в рельсах все в меньшей степени лимитируют нагрузку на оси подвижного состава и скорости движения поезда. Изменение эксплуатационных условий и внедрение новых конструкций пути вызывают необходимость создания теории расчета местных напряжений в рельсах и колесах подвижного состава.

Расчетная схема сил взаимодействия в контакте колеса и рельса может быть представлена в виде одиночной вертикальной системы с многими степенями свободы (рис. 1). Рассматриваемая система включает переменные массы (основные пути, обод колеса и

рельс), нелинейные и однозначные пружины в контакте и в основании пути.



1 – узел буксы; 2 – шейка оси; 3 – ступица с осью; 4 – диск колеса; 5 – обод колеса; 6 – зона контакта; 7 – головка рельса; 8 – шейка рельса; 9 – приведенная масса рельса; 10 – подрельсовое основание;  $P_i$  – весовая составляющая кузова и тележки, приходящая на обод колеса

**Рис. 1. Расчетная схема с пятью степенями свободы**

В расчетной схеме предусмотрен отдельный учет элементов колеса и пути (букса, ось, диск колеса, обод колеса, эквивалентная контактная пружина, головка рельса, шейка рельса, основание пути).

Известно, что для современного подвижного состава основными возмущающими факторами являются неровности на колесах и на рельсовых нитях.

#### **Рельсовые стыки звеньев пути**

Статистическая обработка сравнительно большого опытного материала позволила предложить классификацию этих неровностей и определить их основные расчетные параметры, а также выявить влияние некоторых конструктивных особенностей на форму и размеры геометрических неровностей. С целью оценки влияния на уровень динамических сил взаимодействия колес и рельсовых нитей в работах [2, 3] для каждой группы приняты наиболее характерные по форме и размерам неровности на рельсовых нитях и колесах подвижного состава.

В расчетах приняты траектории перекачивания центра тяжести колеса по этим неровностям. Для неровностей в крестовине и стыках приняты следующие расчетные скорости движения  $V_1 = 90$ ,  $V_2 = 120$ ,  $V_3 = 150$  и  $V_4 = 220$  км/ч; для неровностей на поверхности катания рельсов и в стрелке расчетные скорости соответственно равны 90, 180, 205 и 240 км/ч. Здесь приняты к рассмотрению геометрические неровности в стыках обычных и сварных, волнообразный износ рельсов, неровности в крестовине и стрелке, а также основные виды неровностей на колесах.

Ниже представлены результаты расчета (рис. 2) для двух стыковых неровностей: типа Р50, представляющей несимметричную впадину глубиной 2,4 мм (условный № 67) и типа Р65, впадина глубиной 2,6 (№ 64). При переходе колеса через стык во всех элементах системы возникают значительные динамические силы, которые при больших скоростях движения в зоне контакта колеса и рельса имеют ударный характер, приводящий к серии отрывов колеса от поверхности катания рельса.

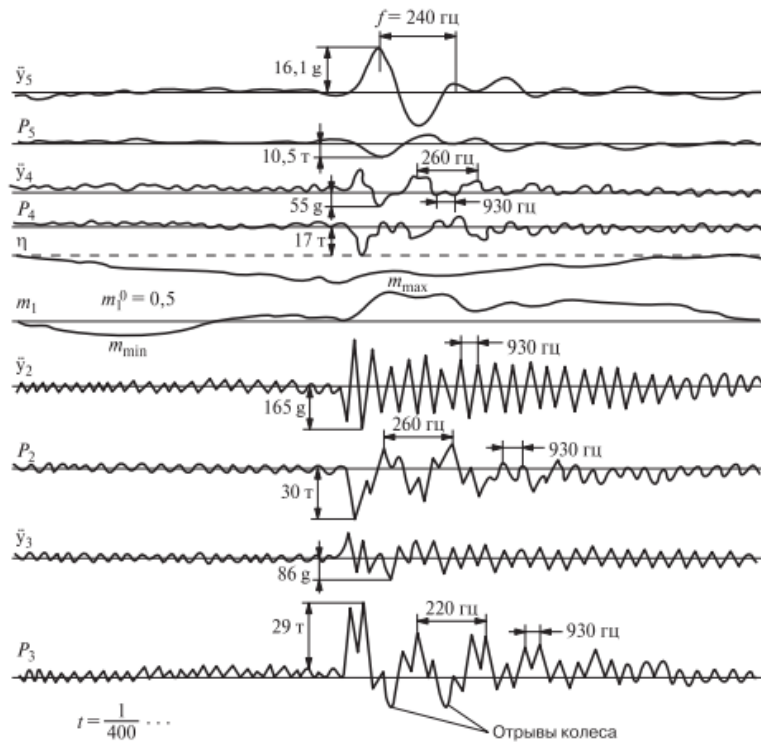


Рис. 2. Осциллограмма динамических сил и ускорений, возникающих при перекатывании колеса по стыковой неровности

### Моделирование прохождения колесом вагона рельсового стыка

Основные предпосылки и допущения. Для построения расчета и анализа происходящих процессов приняты следующие предпосылки и допущения:

- 1) поступательная скорость движения колеса грузового вагона постоянна и неровности не делают эту скорость переменной;
- 2) колесо движется по рельсу без проскальзывания;
- 3) во время движения колеса угловая скорость его принимается постоянной;
- 4) во время движения колеса, исключая только моменты соударения колеса и рельса, колесо и рельс в месте их контакта можно рассматривать как абсолютно твердые тела;
- 5) рельс рассматривается как балка, лежащая на сплошном упругом основании;
- 6) в процессе удара в контакте колеса и рельса пластические деформации не возникают;
- 7) неровности на пути расположены в одном створе, перпендикулярном оси пути, имеют одну и ту же форму и размеры.

Пусть  $z_1$  вертикальное упругое перемещение центра тяжести колеса и присоединенной к нему неподдрессоренной массы (массы  $M$ ),  $z_1 = z_k^0 + z_n$ ;  $z_n$  - перемещение приведенной массы пути  $m^0$ . Тогда уравнение движения массы  $M$  можно записать так:

$$M \frac{d^2[z_1 + \eta(t)]}{dt^2} + k_k^0 \frac{dz_k^0}{dt} + f(z_k^0) z_k^0 = 0 \quad (1)$$

где  $z_k^0$  - вертикальное перемещение колеса по отношению к центру тяжести приведенной массы пути;  $k_k^0$  - коэффициент вязкого трения в зоне контакта колеса и рельса;  $f(z_k^0)$  - жесткость металла в зоне контакта;  $\eta(t)$  - вертикальное перемещение центра колеса на неровности.

Уравнение вертикальных колебаний приведенной массы пути:

$$m^0 \frac{d^2 z_n}{dt^2} + k_n^0 \frac{dz_n}{dt} + c_n^0 z_n - f(z_k^0) z_k^0 = 0 \quad (2)$$

где  $k_n^0$  - коэффициент вязкого трения в основании пути;  $c_n^0$  - жесткость пути;  $z_n$  - вертикальное перемещение центра тяжести приведенной массы пути.

Если пренебречь силами трения в контакте колеса и рельса и основании пути, то эти уравнения можно представить в виде:

$$\begin{cases} M \frac{d^2 z_1}{dt^2} + f(z_k^0)(z_1 - z_{\Pi}) = -M \frac{d^2 \eta}{dt^2} \\ m^0 \frac{d^2 z_{\Pi}}{dt^2} + c_{\Pi}^0 z_{\Pi} - f(z_k^0)(z_1 - z_{\Pi}) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

В приближенных расчетах функцию  $f(z_k^0)z_k^0$  обычно считают линейной, т.е. принимают ее в виде:

$$f(z_k^0)(z_1 - z_{\Pi}) = c_k^0(z_1 - z_{\Pi}) \quad (4)$$

где  $c_k^0$  – контактная жесткость колеса и рельса.

Контактная жесткость колеса и рельса определяется как отношение значений усилия, передаваемого колесом на головку рельса, к возникающему при этом сближению центра колеса и продольной оси рельса. Значение  $c_k^0$  для нормальных размеров колес и рельсов по данным исследований равно  $5 \cdot 10^6$  Н/м, однако следует учесть, что данное значение контактной жесткости было вычислено для рельсов и колес, применявшихся во времена проведения указанных выше исследований. Как параметр контактная жесткость определяется механическими свойствами взаимодействующих материалов; в связи с переводом подвижного состава на колеса повышенной твердости (320 НВ min) и укладки в пути твердых объемнозакаленных рельсов (340 НВ min) значение контактной жесткости можно принять 6-8 МН/м.

Пусть колесо движется по ровному рельсу ( $\eta = 0$ ) со скоростью  $V$ . До подхода колеса к месту, где за счет резкой неровности на рельсе возникает удар,  $z_1 = z_{\Pi}$  при  $\frac{dz_1}{dt} = 0$ . В момент удара колесо приобретает вертикальную скорость  $\frac{dz_1}{dt} = v_k$ , т.е. на систему воздействует импульсная нагрузка. Тогда в уравнениях (3) следует положить  $\frac{d^2 \eta}{dt^2} = 0$  и принять указанные выше условия.

Решение уравнений (3) может быть записано так:

$$z_1 = \sum_1^4 C_i \exp(k_i t); \quad z_{\Pi} = \sum_1^4 A_i C_i \exp(k_i t) \quad (5)$$

где  $C_i$  – постоянные интегрирования;  $k_i$  – корни характеристического уравнения.

$$k_i = \pm \sqrt{-\frac{c_k^0 \left( M + m^0 + M \left( \frac{c_{\Pi}^0}{c_k^0} \right) \right)}{2Mm^0}} \pm B \quad (6)$$

$$B = \sqrt{\left[ \frac{(c_k^0) \left( M + m^0 + M \left( \frac{c_{\Pi}^0}{c_k^0} \right) \right)}{4M^2(m^0)^2} \right]^2 - \frac{c_k^0 c_{\Pi}^0}{Mm^0}} \quad (7)$$

$$A_i = \frac{-Mk_i^2 + Mc_k^0}{c_k^0} \quad (8)$$

Определяя по граничным условиям постоянные интегрирования  $C_1, C_2, C_3$  и  $C_4$  и вычисляя  $z_1 = z_1(t)$  и  $z_{\Pi}^0 = z_{\Pi}^0(t)$ , можно найти усилие, передаваемое колесом рельсу:

$$Q_{уд.} = c_k^0(z_1 - z_{\Pi}) \quad (9)$$

Если учесть, что  $M \gg m^0$  и  $c_k^0 \gg c_{\Pi}^0$ , то решение значительно упрощается и конечный результат выражается в виде:

$$Q_{уд.} = v_B \sqrt{m^0 c_k^0} \sin(k_3 t) \quad (10)$$

где  $k_3 = \sqrt{c_k/m^0}$

Максимальная сила ударного взаимодействия колеса и рельса:

$$(Q_{уд.})_{max} = v_B \sqrt{m^0 c_k^0} \quad (11)$$

$$Q_{уд.} \approx 225 \cdot v_B \quad (12)$$

При движении колеса по стыковой неровности (рис. 3), с поступательной скоростью  $v_i$  в результате разрыва поверхности катания происходит мгновенное скачкообразное перемещение точки контакта с отдающего на принимающий рельс с образованием вертикальной составляющей скорости  $v_B$ .

Суммарный угол перелома линии пути  $\phi$  складывается из:

- угла упругого перелома  $\Theta_{ст3}$ , связанного с уменьшением момента сопротивления изгибу;
- угла  $\Theta_{ст1}$ , связанного с разрывом поверхности катания рельса из-за стыковой неровности;
- угла  $\Theta_{ст2}$ , образованного стыковыми дефектами.

Используя схему прохождения колесом рельсового стыка с дефектами № 17.1 и № 40.1 (рис. 3), составим выражение для определения величины ударного импульса с учетом перечисленных факторов.

При прохождении стыка мгновенный центр вращения скачкообразно переходит с отдающего конца рельсового стыка (точка  $a_{p1}$ ) на принимающий конец рельсового стыка (точка  $a_{p2}$ ). Это перемещение вызывает изменение направления скорости движения колесной пары, что сопровождается образованием вертикальной составляющей скорости [4-6].

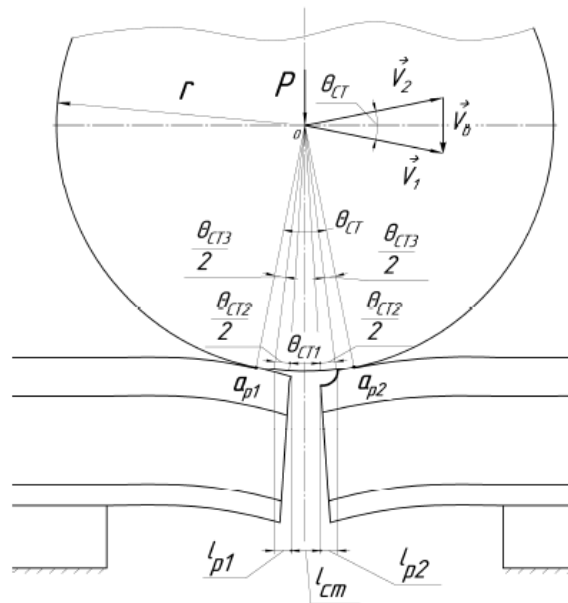


Рис. 3. Схема образования дополнительных углов прогиба в результате образования стыковых дефектов

Согласно рисунку 3, величина  $v_B$  составляет:

$$v_B = v \cdot \Theta_{ст}, \quad (13)$$

где  $v$  – поступательная скорость движения колесной пары по рельсовому пути, м/с;  $\Theta_{ст}$  – угол, имеющий дугу, равную расстоянию между точками касания колеса двух рельсов, рад.

Величина этого угла определяется выражением:

$$\Theta_{ст} = \frac{a_{p1} a_{p2}}{r}, \quad (14)$$

где  $r$  – радиус круга катания колеса, мм;  $a_{p1} a_{p2}$  – дуга между точками касания колеса с отдающим и принимающим концами рельсового стыка, мм.

При этом угол  $\Theta_{ст}$  является суммой углов:

$$\Theta_{ст} = \Theta_{ст1} + \Theta_{ст2} + \Theta_{ст3}. \quad (15)$$

Углы  $\Theta_{ст1}$  и  $\Theta_{ст2}$  вычисляются по формулам:

$$\Theta_{ст1} = \frac{l_{ст}}{r}, \quad (16)$$

$$\Theta_{ст2} = \frac{l_{p1}}{r} + \frac{l_{p2}}{r}, \quad (17)$$

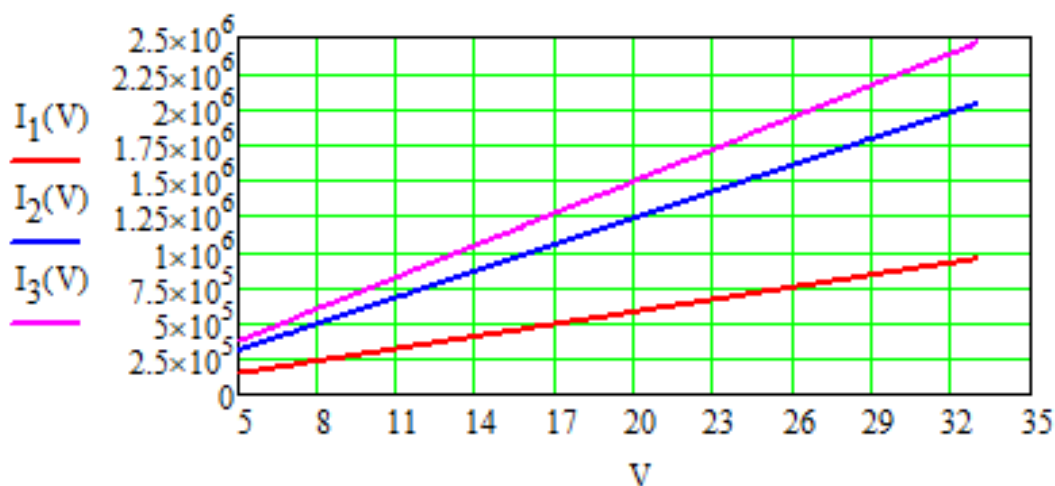
где  $l_{ст}$  – величина стыкового зазора, мм;  $l_{p1}$  и  $l_{p2}$  – горизонтальные проекции изношенных частей рельсов, обусловленные возникновением стыковых дефектов № 17.1 и № 40.1 соответственно, мм;  $\Theta_{ст3}$  – угол, обусловленный упругим проседанием стыкового соединения от силы  $P$ , равной нагрузке от колеса на рельс, рад.

Угол перелома упругой линии рельсов в стыке выражается формулой:

$$\Theta_{ст3} = \frac{P}{4k_z^0} \cdot \frac{2}{\left(1 + \gamma_{ст} k_z^0\right) \cdot \left(1 + \left(\frac{\delta}{2(k_z^0)^3}\right)\right) + 1} \cdot \frac{\gamma_{ст}}{EI_{py}^0} \quad (18)$$

где  $k_z^0$  – коэффициент относительной жесткости рельса и подрельсового основания;  $\gamma_{ст}$  – коэффициент угловой жесткости условного стыкового «шарнира»,  $\delta = \frac{l^0 - l_0^0}{2} \cdot \frac{U_z^0}{EI_{py}^0}$ ;  $U_z^0$  – модуль упругости пути.

Зависимость максимального ударного импульса, воздействующего на колесо грузового вагона в зависимости от поступательной скорости грузового вагона, геометрических размеров зазора стыка, а также стыковых дефектов, представлена на рисунке 4. Поверхность справедлива для скорости движения вагона 20 м/с.



1 – новый рельсовый стык ( $l_{ст} = 20$  мм); 2 – среднеизношенный рельсовый стык ( $l_{ст} = 20$  мм,  $l_{p1} = 8$  мм,  $l_{p2} = 15$  мм); 3 – максимально изношенный рельсовый стык ( $l_{ст} = 20$  мм,  $l_{p1} = 12$  мм,  $l_{p2} = 21$  мм)

**Рис. 4.** Зависимость ударного импульса, воздействующего на колесо грузового вагона в зависимости от поступательной скорости грузового вагона

По представленной математической модели можно рассчитывать силу ударного воздействия на колесо грузового вагона в условиях увеличения нагрузки на ось грузового вагона. Вполне очевидна тенденция дальнейшего повышения нагрузки на ось до 300 кН (30 тс). При этом сформированная математическая модель позволяет вычислять силу ударного воздействия на колесо грузового вагона при прохождении рельсового стыка в перспективе увеличения скоростей движения и нагрузки на ось.

Повышение скорости движения при существующей конструкции рельсового пути и ходовой части грузовых вагонов приводят к тому, что существенно возрастают силы ударного воздействия на необрессоренные узлы. Результаты расчета позволяют сделать вывод о том, что без принципиальной модернизации тележки грузового вагона, а именно снижения массы необрессоренных узлов увеличение нагрузки на ось грузового вагона опасно.

## Моделирование напряженно-деформированного состояния колеса при прохождении рельсового стыка

Метод конечных элементов (МКЭ) в настоящее время является одним из основных методов при решении задач механики твердого тела посредством численных алгоритмов. В основе метода лежит дискретизация объекта с целью решения уравнений, механики сплошных сред в предположении, что эти соотношения выполняются в пределах каждой из элементарных областей.

Моделирование НДС колеса грузового вагона состоит из следующих этапов:

1. Создание трехмерной геометрической модели колеса грузового вагона.
2. Применение механических свойств марок сталей к соответствующим трехмерным геометрическим моделям. К модели колеса — свойства стали марки «Т»; к модели рельса Р65-Т1-Э76Ф-25-3/2 - свойства стали Э76Ф.
3. Наложение кинематических ограничений на модели.
4. Аппроксимация трехмерных моделей сеткой конечных элементов.
5. Вычисление эквивалентных напряжений в материале и сравнение их с допускаемыми напряжениями (пределом прочности и текучести) выполняется только для колеса.

Начальные условия моделирования. Процесс моделирования НДС затруднен тем, что многие важные параметры системы «колесо грузового вагона - рельсовый стык» являются переменными величинами: толщина обода изменяется с течением времени в зависимости от количества переточек; механические свойства стали «Т» изменяются в зависимости от толщины обода; в процессе взаимодействия колеса, рельса и тормозной колодки профиль катания колеса изменяется и приобретает специфическое очертание, отличное от первоначального; сила ударного воздействия на колесо изменяется в зависимости от степени изношенности стыка и скорости движения поезда.

Особенности контакта колеса и рельса в процессе эксплуатации. На основании исследований, проведенных в работе, где указано, что примерно 75 % пробега процесс взаимодействия колеса с рельсом носит одноконтный характер, можно рассматривать процесс ударного воздействия на колесо грузового вагона как одноточечный удар.

Важным этапом подготовки геометрической модели для проведения моделирования НДС является максимально точное описание среднеизношенного профиля поверхности катания колеса, так как от этого в большой степени зависят величины сил взаимодействия колес с рельсами. В случае, если профиль поверхности катания колес вследствие их значительного износа криволинейный, для его описания можно воспользоваться следующим выражением:

$$\Delta r_j = \mu_1 \left[ (-1)^j \Delta y_j - \delta \right] \cdot \text{abs} \left\{ \mu_2 \left[ (-1)^j \Delta y_j - \delta \right]^2 + 1 \right\}^{-\frac{1}{2}} + u, \quad (19)$$

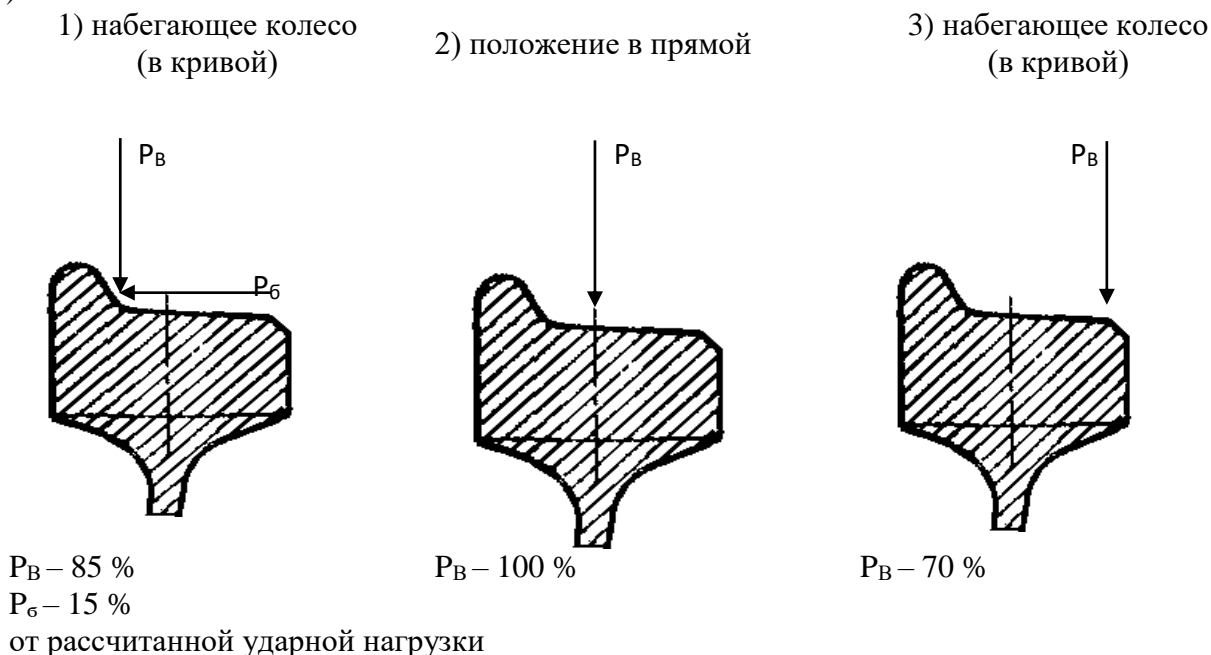
где параметр  $u$  вычисляется как  $u = \mu_1 \delta \cdot \text{abs}(\mu_2 \delta^2 + 1)^{-\frac{1}{2}}$ .

Изменяя значения констант  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $\mu$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\delta$ ,  $\delta_0$ ,  $C_0$ , можно с помощью этого выражения аппроксимировать различные очертания профилей колес.

Задача моделирования НДС сводится к определению некоторого оптимального количества опытов для объективного описания распределения механических напряжений в колесе при одновременном сокращения машинного времени на проведение моделирования. Учитывая вышесказанное, для моделирования НДС принимаются следующие значения параметров:

- 1) профиль катания колеса: среднеизношенный;
- 2) поступательная скорость движения вагона 20 м/с;
- 3) расчет силы ударного воздействия на колесо ведется для трех вариантов износа рельсового стыка: новый стык (значение ударной силы –  $5,74 \cdot 10^5$  Н), среднеизношенный стык (значение ударной силы –  $1,234 \cdot 10^6$  Н), максимально изношенный стык (значение ударной силы –  $1,493 \cdot 10^6$  Н).

Так как во время движения колесная пара совершает извилистое движение, ударное воздействие на колесо грузового вагона может действовать по трем основным схемам (рис. 6)



**Рис. 6. Схема действий сил на колесо грузового вагона**

### Заключение

Прогнозирование ресурса объектов; машиностроения, работающих в режиме нестационарного нагружения; т. е. под воздействием переменных нагрузок, является одной из наиболее сложных задач. Точное определение ресурса имеет важное научное, инженерное» прикладное значение для народного хозяйства и экономики страны. Это-позволяет формировать техническую политику в области диагностирования, объектов, оптимизировать финансовые издержки, а также изготавливать агрегаты и машины с равным ресурсом деталей, входящих в их состав.

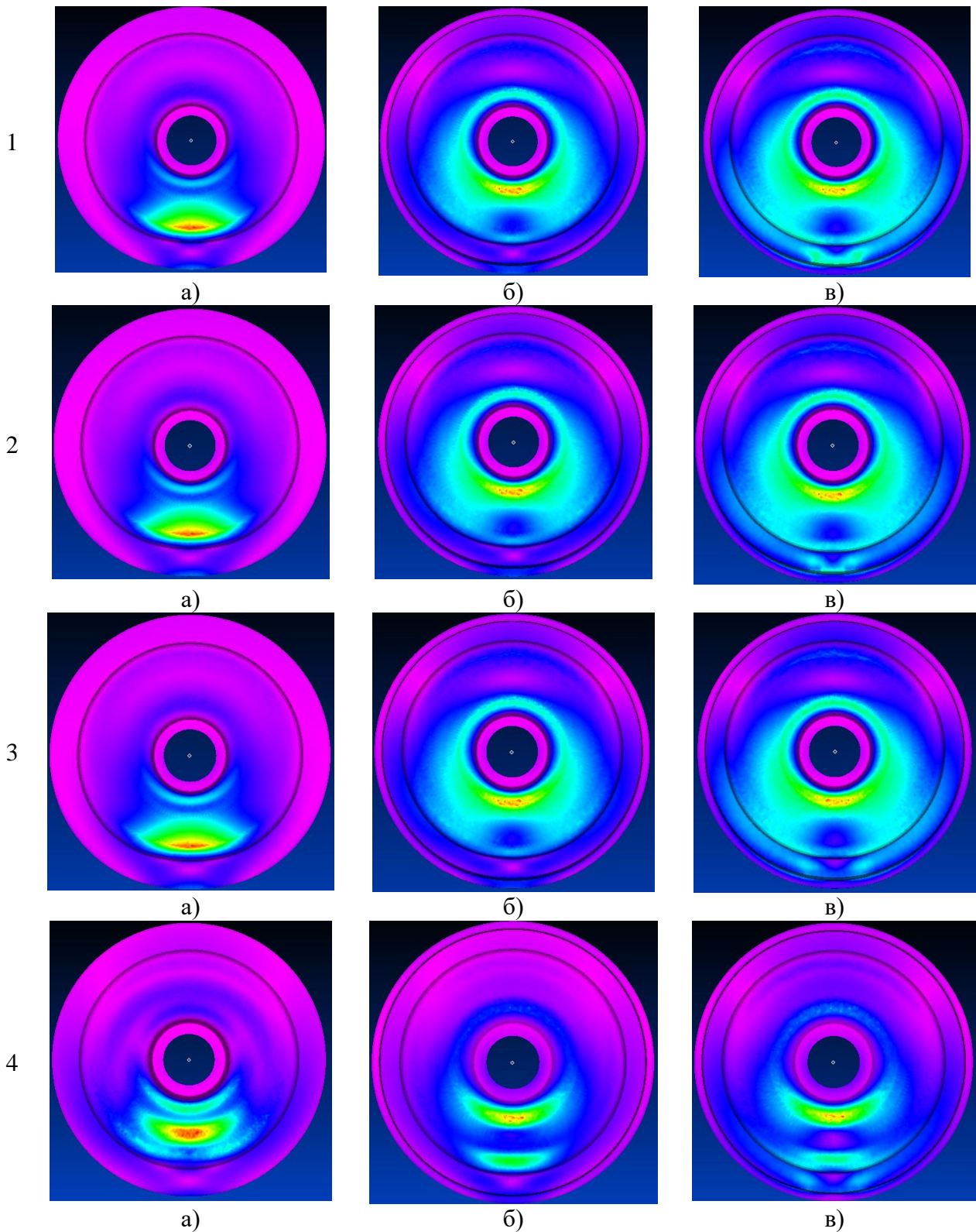
Существуют два принципиальных направления определения ресурса механических деталей: математическое моделирование и экспериментальные методы. Каждый из методов имеет свои преимущества и недостатки.

Математическое моделирование позволяет в зависимости от степени детализации формировать модели с различной точностью, которые позволяют определять ресурс конструкций. Существуют математические модели, которые достаточно точно позволяют вычислять ресурс элементов механических систем, работающих в постоянном режиме нагружения. При оценке ресурса конструкций, работающих при переменном режиме нагружения, существенно усложняется математический аппарат по мере асимптотического приближения к точности математического описания физических свойств исследуемого объекта и воздействий на него.

Кроме того, существует имитационное моделирование – это вид моделирования, при котором логико-математическая модель исследуемого объекта представляет собой алгоритм его функционирования, реализованный в виде программного комплекса для компьютера, т. е. программная модель, реализующая алгоритм. К такому типу моделирования принадлежит трехмерное конечно-элементное моделирование.

Экспериментальные методы позволяют воспроизводить условия работы конструкций, максимально приближенные к реальным, но вместе: с тем такие испытания требуют временных затрат, финансовых затрат на изготовление опытного образца и экспериментального оборудования [7-11].





1 – новый стык; 2 – среднеизношенный стык; 3 – максимально изношенный стык; 4 – S-образное колесо (новый стык)

а) набегающее колесо (в кривой); б) положение в прямой; в) ненабегающее колесо (в кривой)

**Рис. 7. Трехмерная геометрическая модель колеса грузового вагона с наложенной нагрузкой**

На этапе разработки нового изделия или» при отсутствии возможности проведения эксперимента используют/математические методы оценки ресурса.

На ресурс колеса грузового вагона влияют следующие группы факторов:

- 1) производственные факторы – влияют на ресурс колеса на этапе изготовления;
- 2) эксплуатационные факторы – влияют на ресурс колеса в процессе эксплуатации;

3) ремонтно-восстановительные факторы – влияют на ресурс колеса при проведении ремонтно-восстановительных мероприятий в условиях депо или завода.

Повысить ресурс колеса грузового вагона возможно благодаря внедрению системной, научно-обоснованной технической политики управления жизненным циклом системы «колесо-рельс», а не только разрозненными (и к сожалению, часто противоречивыми) усилиями в системах «колесо» и «рельс». Исходя из сказанного выше, определение ресурса колеса грузового вагона является хотя и выполнимой, но крайне объемной задачей.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Распоряжение Правительства РФ от 17 июня 2008 г. № 877-р «Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года» [Электронный ресурс] // Официальный сайт Министерства транспорта Российской Федерации. URL: <https://mintrans.gov.ru/documents/7/1010>.

2. Мазов Ю.Н., Локтев А.А., Сычев В.П. Оценка влияния дефектов колес подвижного состава на состояние железнодорожного пути // Вестник МГСУ. 2015. № 5. С. 61-72.

3. Коган А.Я., Верхотин А.А. Расчет воздействия на путь колесной пары с ползуном // Исследования возможностей повышения скоростей движения поездов: сб. науч. тр. М. : Транспорт, 1984. 224 с.

4. Данилов В.Н. Расчет рельсовой нити в зоне стыка. М.: Трансжелдориздат, 1952. 144 с.

5. Патент № 2678521 Российская Федерация. МПК В61К 9/08. Способ определения геометрических параметров стыков рельсового пути : № 2017108698 : заявл. 16.03.2017 : опуб. 29.01.2019 / Федоров Д.В., Потапенко В.С.

6. Крысанов Л.Г., Шерсиянникова И.В. Экспериментальное исследование влияния жёсткости подрельсового основания на работу и взаимодействие элементов пути в зоне стыка // Сборник научных трудов ИрГУПС / Иркутск: ИрГУПС, 2002. С. 30-39.

7. Ermolenko I.Yu., Zheleznyak V.N. Methodology for evaluating of the interaction of wagons and path on the mountain-gorge areas // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 760 (2020) 012020 IOP Publishing.

8. Ресельс А.П., Филатов Е.В., Ковенькин Д.А., Баранов Т.М. Экспериментальное определение боковых сил в системе «колесо-рельс» при движении поездов по горно-перевальному участку // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2020. № 1 (65). С. 75-84. DOI: 10.26731/1813-9108.2020.1(65).75-84.

9. Алтынников Д.С., Ковенькин Д.А. Определение поперечных напряжений в шейке рельсов в зависимости от динамических нагрузок на подходах к мостам // Системный анализ. Моделирование / 2018. Т. 60 № 4. С. 108-117. DOI: 10.26731/1813-9108.2018.4(60).108-117.

10. Ovchinnikov D., Kovenkin D. Stress-strain state of the «wheel-rail» system under different movement conditions // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. Т. 1151. С. 012020 IOP Publishing.

11. Ермоленко И.Ю. Влияние профиля пути горного участка ВСЖД на силовое взаимодействие «колесо-рельс» с учетом экспериментальных параметров вагона-лаборатории // Вестник Иркутского государственного технического университета / Иркутск, 2017. Т. 21. № 2. С. 170-180.

### REFERENCES

1. Order of the Government of the Russian Federation of June 17, 2008 No. 877-r "Strategy for the development of railway transport in the Russian Federation until 2030" [Electronic resource] // Official website of the Ministry of Transport of the Russian Federation. URL: <https://mintrans.gov.ru/documents/7/1010>.

2. Mazov Yu.N., Loktev A.A., Sychev V.P. Otsenka vliyaniya defektov koles podvizhnogo sostava na sostoyanie zheleznodorozhnogo puti [Assessing the Influence of Wheel Defects of a

Rolling Stock on Railway Tracks]. *Vestnik MGSU [Proceedings of Moscow State University of Civil Engineering]*, 2015, No. 5, pp. 61-72.

3. Kogan A.Ya., Verkhotin A.A. Raschet vozdejstviya na put' kolesnoj pary s polzunom [Calculation of the impact on the path of a wheelset with a slider]. *Issledovaniyavozmozhnostejpovysheniya skorostejdvizheniyapoezdov: sb. nauch. tr. [Research into the possibilities of increasing train speeds]*. Moscow: Transport, 1984, 224 p.

4. Danilov V.N. Raschet zheleznodorozhnoy niti v zone styka [Calculation of a rail thread in the joint zone]. Moscow: Transzheldorizdat, 1952, 144 p.

5. Fedorov D.V., e.a., Sposob geometricheskikh opredeleniy parametrov stykovogo rel'sovogo puti [Method for determining the geometric parameters of the joints of a rail track]. Patent RF 2678521, 2019.

6. Krysanov L.G., Shersiyannikova I.V. Eksperimental'noye issledovaniye zhestkosti podrel'sovogo osnovaniya na rabotu i vzaimodeystviye elementov puti v zone styka [Experimental study of the influence of the rigidity of the under-rail foundation on the work and interaction of track elements in the joint zone] // Collection of scientific works of IrGUPS. Irkutsk: IrGUPS, 2002, P. 30-39.

7. Ermolenko I.Yu., Zheleznyak V.N. Methodology for evaluating of the interaction of wagons and path on the mountain-gorge areas // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 760 (2020) 012020 IOP Publishing.

8. Resels A.P., Filatov E.V., Kovenkin D.A., Baranov T.M. Eksperimental'noye opredeleniye bokovykh sil v sisteme «koleso-rel's» pri dvizhenii poyezdov po gorno-pereval'nomu uchastku [Experimental determination of lateral forces in the "wheel-rail" system during the movement of trains along the mountain pass section] // Modern Technologies. System Analysis. Modeling / 2020, Vol. 65, No. 1, pp. 75-84. DOI: 10.26731/1813-9108.2020.1(65).75-84

9. Altynnikov D.S., Kovenkin D.A. Opredeleniye poperechnykh napryazheniy v sheyke rel'sov v zavisimosti ot dinamicheskikh nagruzok na podkhodakh k mostam [Determination of transverse stresses in the neck of the rails depending on the dynamic loads on the approaches to the bridges] // Modern Technologies. System Analysis. Modeling / 2018, Vol. 60, No. 4, pp. 108-107. DOI: 10.26731/1813-9108.2018.4(60).108-117.

10. Ovchinnikov D., Kovenkin D. Stress-strain state of the «wheel-rail» system under different movement conditions // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. T. 1151. C. 012020 IOP Publishing.

11. Ermolenko I.Yu. Ispol'zovaniye profilya puti gornogo uchastka VSZHD na silovoye vzaimodeystviye «koleso-rel's» s uchetom eksperimental'nykh parametrov vagona-laboratorii [Impact profile path mining area ESRR to power the wheel-rail interaction, taking into account the experimental laboratory car settings] // Proceeding of Irkutsk State Technical University. 2017, vol. 21, № 2, P. 170-180.

#### **Информация об авторах**

*Рогозинская Анна Леонидовна* – магистрант кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: [meowcollins@inbox.ru](mailto:meowcollins@inbox.ru)

*Ермоленко Игорь Юрьевич* – к.т.н., доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: [ermolenko\\_iy@list.ru](mailto:ermolenko_iy@list.ru)

#### **Information about the authors**

*Anna Leonidovna Rogozinskaya* – Master's student of the department "Cars and carriage facilities", Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: [meowcollins@inbox.ru](mailto:meowcollins@inbox.ru)

*Igor Yurievich Ermolenko* – Ph.D. of Engineering Sciences, Associate Professor of the department «Cars and carriage facilities», Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: [ermolenko\\_iy@list.ru](mailto:ermolenko_iy@list.ru)