

УДК 629.4.015:625.1.03

Особенности влияния кинематики вагона на сход подвижного состава при движении по стрелочным переводам

И. Ю. Ермоленко, Д. А. Ковенькин

Иркутский государственный университет путей сообщения, Россия, 664074, Иркутск, ул. Чернышевского, 15

Для цитирования: Ермоленко И. Ю., Ковенькин Д. А. Особенности влияния кинематики вагона на сход подвижного состава при движении по стрелочным переводам // Бюллетень результатов научных исследований. 2026. Вып. 1. С. 81–98. DOI: 10.20295/2223-9987-2026-1-81-98

Аннотация

Исследование посвящено вопросам повышения безопасности движения поездов на сложных участках железнодорожного пути, включая горно-перевальные и станционные пути, с акцентом на систему «вагон — путь». **Цель:** выявление неочевидных причин и взаимосвязей, приводящих к сходам подвижного состава при прохождении стрелочных переводов. **Методы:** в исследовании применялся общий подход расследования схода подвижного состава, утвержденный нормативными документами ОАО «РЖД». Дополнительно для оценки динамических характеристик вагона был использован программный комплекс «Универсальный механизм». **Результаты:** было установлено, что локальные износы узлов вагона (например, автосцепки) способны создавать критические боковые усилия, приводящие к обезгруживанию колесной пары и риску схода. Рассмотрена проблема взаимодействия колесной пары и рельсового пути при нормированных значениях и получены графические зависимости боковых и вертикальных сил, возникающих в контакте «колесо — рельс». **Практическая значимость:** результаты работы позволяют по-новому взглянуть на проблему взаимодействия подвижного состава и пути с использованием новых понятий о внутренней и внешней кинематике вагона. Сделан вывод о существенном влиянии отклонений технического состояния отдельных узлов на безопасность движения, что послужит основой для разработки уточненной методики ее оценки.

Ключевые слова: безопасность движения, стрелочный перевод, грузовой вагон, автосцепка, сход подвижного состава, кинематика вагона

Введение

Безопасность движения поездов на железнодорожном транспорте является одной из важнейших функций перевозочного процесса ОАО «РЖД». В общем случае это свойство железнодорожной транспортной системы не создавать опасность жизни и здоровью людей, окружающей среде, техническим средствам и комплексам в процессе реализации перевозочного процесса. Нарушение данной функции называется железнодорожно-транспортным происшествием (ЖДТП) и имеет свою классификацию [1].

Распределение ЖДТП можно рассмотреть на примере работы Дирекции аварийно-восстановительных работ Восточно-Сибирской железной дороги (ВСЖД), где это явление довольно часто проявляется [2–4]. Как видно из рис. 1, вероятность возникновения ЖДТП имеет периодический характер. В 2015–

2018 годах наблюдалось постепенное увеличение ЖДТП — это происходило из-за увеличения веса поездов и грузооборота на дороге. Далее, с вводом в эксплуатацию инновационных вагонов с повышенной осевой нагрузкой (2019–2021 годы), началось снижение количества ЖДТП. Однако в 2022–2023 годах происходит резкое увеличение ЖДТП, что обусловлено увеличением экспорта через порты Дальнего Востока (в том числе и сдвоенными поездами). При этом конструкция железнодорожного пути не претерпела существенных изменений, то есть надежность пути в 2015–2023 годах оставалась на одном уровне.

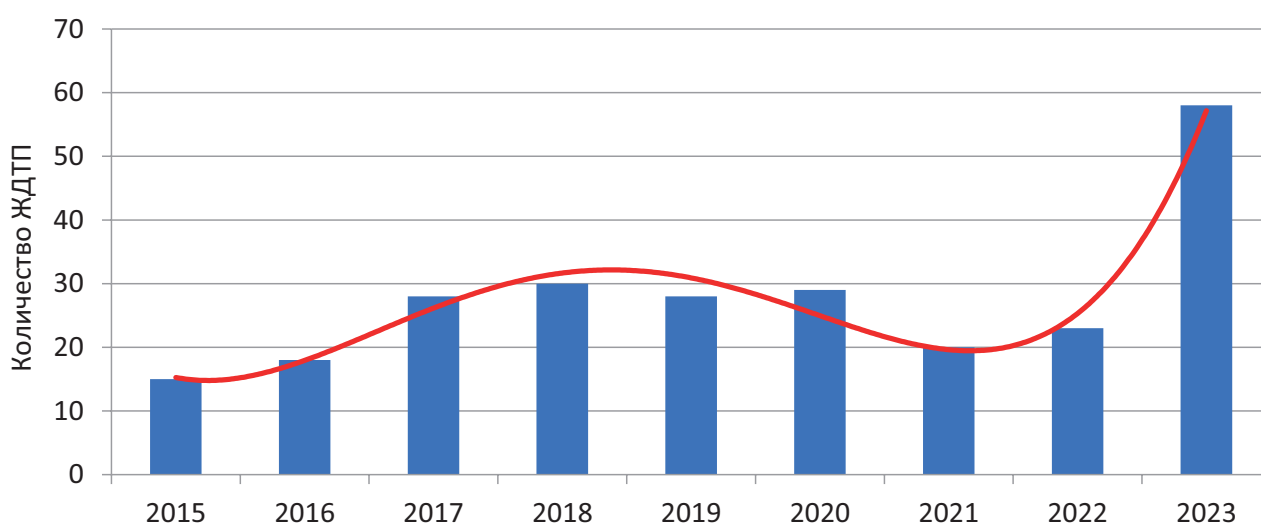


Рис. 1. Распределение ЖДТП на Восточно-Сибирской железной дороге

В основном ЖДТП — это классический сход вагона с рельсов, который проявляется как вкатывание гребня колеса на головку рельса или распираание рельсовой колеи [5]. В работе будет рассматриваться первый вид.

Вкатывание гребня колеса на головку рельса — это явление, при котором гребень колеса, перемещаясь по боковой рабочей грани рельса, достигает поверхности катания головки рельса и перекатывается через эту головку.

Совокупность событий, действий, причин или процессов, приведших к ЖДТП, представляет собой механизм ЖДТП (рис. 2).

В механизме рассматриваются основное событие (сход подвижного состава), причина (несоблюдение требований нормативных документов) и промежуточные события (причины-посредники), которые могут делиться на основные и дополнительные силовые факторы.

В зависимости от постановки задачи некоторые из них могут исключаться или наоборот включаться. Например, если в момент схода поезд находился в растянутом состоянии на прямом участке пути, то из механизма следует исключить соответствующие цепи (сверхнормативные продольные сжимающие усилия в поезде и конструктивные особенности рельсовой колеи).

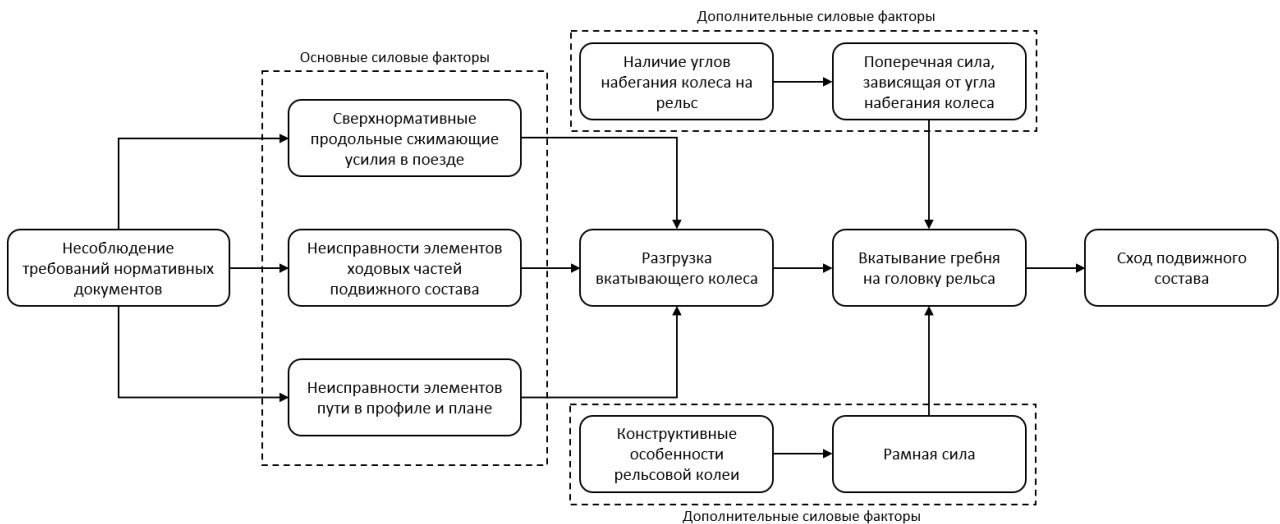


Рис. 2. Обобщенный механизм ЖДТП

Постановка задачи исследования

Рассмотрим механизм ЖДТП на примере схода подвижного состава, произошедшего на станции К ВСЖД.



Рис. 3. Схема схода вагонов на станции К

Во время захода поезда на станцию после прохождения стрелочного перевода №39 произошло вкатывание гребня колеса на головку рельса у 37-го с головы состава вагона, в сошедшем состоянии проследовал 134 м. Далее происходит столкновение с хвостовым вагоном соседнего состава.

Информация о составе: вес 3333 т, всего осей 212, локомотив серии 2ЭС5К, 53 вагона (формирование — 2 гр. + 7 пор. + 7 гр. + 2 пор. + 5 гр. + 4 пор. + 3 гр. + + 9 пор. + 14 гр.). В соответствии со справкой по расшифровке файла КЛУБ-У локомотива скорость движения в голове и хвосте состава имеет разность ($V_{голова} = 11$ км/ч и $V_{хвост} = 25$ км/ч).

Здесь в нарушение правил управления тормозами [6]:

– при отпуске тормозов на 404-м км машинист выдерживал вспомогательный тормоз локомотива в течение 101 с (при требовании 30–40 с); наполнение

тормозных цилиндров до 1,0–2,0 кгс произведено не одновременно с началом отпуска автоматических тормозов состава, а за 17 с до начала отпуска;

– при отпуске тормозов на 403-м км машинист выдерживал вспомогательный тормоз локомотива в течение 55 с (до последующего торможения с остановкой) при требовании 30–40 с; наполнение тормозных цилиндров до 1,0–2,0 кгс произведено не одновременно с началом отпуска автоматических тормозов состава, а за 6 с до начала отпуска.

Указанные действия с применением вспомогательного тормоза (переходе со спуска меньшей крутизны на спуск большей крутизны) в сочетании со следованием по стрелочному переводу на боковой путь (создающие дополнительное препятствие) способствовали сжатию состава с набеганием хвостовых груженных вагонов и последующим выталкиванием порожних вагонов, приходящихся на границу с груженной хвостовой группой.

Основная причина схода: обезгруживание правых колес первой по ходу движения тележки 38-го вагона из-за неправильной работы узла гашения колебаний и увеличенных износов узла «пятник — подпятник» с последующим их перекачиванием через правый контррельс стрелочного перевода №39.

С точки зрения эксплуатационной практики причина схода определена правильно (и обобщенно). Авторами статьи рассматривается систематизация факторов, приведших к данной причине схода: неправильная работа узла гашения колебаний и увеличенные износы узла «пятник — подпятник».

В исследовании будем опираться на работу авторов [7], где грузовой вагон рассматривается как сложная колебательная система и применяется новое понятие — «внутренняя кинематика вагона», но в самой работе оно не раскрыто.

В статье будут рассматриваться кинематика вагона как элемент сложной колебательной системы «локомотив — вагон — путь» и ее влияние на сход подвижного состава. Для этого разделим кинематику на внутреннюю — взаимодействие внутренних элементов механической системы «вагон» (узлов и деталей), и внешнюю — влияние внешней среды (рельсовый путь, локомотив, вагон) на механическую систему «вагон», оценив каждое взаимодействие по отдельности.

Влияние внутренней кинематики вагона

При проведении комиссионного осмотра сошедших вагонов были выявлены следующие неисправности:

1. 37-й вагон (фитинговая платформа мод. 13-9781):

– автосцепка, высота над уровнем головки рельса 1021 мм; на торце хвостовика в верхней части имеется местный износ размером 65 × 45 мм, глубиной 3 мм, наклеп на верхнюю горизонтальную поверхность хвостовика высотой до 3 мм;

– автосцепка, высота над уровнем головки рельса 1018 мм; на торце хвостовика в верхней части имеется местный износ размером 60×40 мм, глубиной 3 мм, наклеп на верхнюю горизонтальную поверхность хвостовика высотой до 3 мм.

2. 38-й вагон (фитинговая платформа мод. 13-9570):

– автосцепка, высота над уровнем головки рельса 1000 мм; просадка поглощающего аппарата АПЭ-90 38 мм;

– автосцепка, высота над уровнем головки рельса 1012 мм; невозвращение (подклинивание) в среднее положение после отклонения автосцепки в крайнее положение;

– высота и разница высот пружин рессорного комплекта 1 по ходу движения тележки, отклонение 9 мм.

В обычной ситуации, при движении с более высокой скоростью или в кривой, неисправность 5 может вызывать обезгруживание колесной пары, что приведет к вкатыванию гребня колеса на рельс. Однако в данном случае нужно обратить внимание на работу другого узла (автосцепного оборудования) и определить боковую силу (процент от продольной), действующую на вагон.

Вопросы моделирования продольных сил, возникающих между автосцепками соседних вагонов, рассматривались в работах [8, 9]. Боковую силу, действующую на вагон через автосцепные устройства, определим по формуле (1) в соответствии с ГОСТом [10]:

$$P_N = N \left[\frac{\delta L}{l_B^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{L_c}{R} \right] \cdot \frac{l_B}{L}, \quad (1)$$

где N — величина продольной силы (Н);

δ — возможное одностороннее боковое перемещение узла «пятник — подпятник» за счет зазоров ходовых частей (м);

$2L$ — расстояние между задними опорными поверхностями упоров автосцепных устройств (м);

$2l_B$ — база вагона (м);

a — длина корпуса автосцепки (м);

$2L_c$ — длина вагона по осям сцепления (м);

R — радиус кривой (м).

Для исследуемого поезда весом до 4000 тс (3333 тс) распределение сил произошло следующим образом:

1. 37-й вагон — продольная сила $N_{37} = 3,49$ МН, боковая сила составила $P_{N37} = 759$ кН;

2. 38-й вагон — продольная сила $N_{38} = 3,58$ МН, боковая сила составила $P_{N38} = 771$ кН.

Критическая сила для четырехосного вагона составляет 3,5 МН. Это говорит о том, что при таком сочетании параметров возникает высокая вероятность либо повреждения автосцепки, либо выжимания впереди идущего вагона. Однако для более полной картины необходимо рассмотреть особенности конструкции железнодорожного пути на данном участке.

Влияние внешней кинематики вагона

Влияние внешней кинематики вагона будем рассматривать с двух позиций: локомотив и путь. Как было описано ранее, при движении по станционным путям машинист локомотива нарушил правила управления тормозами. Это вместе с разнородным составом привело к росту продольных усилий в составе, что могло повлечь либо обезгруживание колесной пары, либо выжимание тележки вагона с последующим набеганием колеса на рельс.

Если говорить о параметрах железнодорожного пути и их влиянии на возможность схода подвижного состава, то их достаточно большое множество [11].

Конструктивные особенности стрелочных переводов являются источником значительных динамических нагрузок, повышающих риск схода подвижного состава. В отличие от обычного пути, на коротком протяжении перевода (например, 31–35 м для марок 1/9 и 1/11 с рельсами Р65) наблюдается концентрация геометрических и упругих неровностей, которые вызывают ударные воздействия и ускоренный износ элементов конструкции [11, 12]. В данной работе анализируются специфические неровности, присущие стрелочным переводам, и их влияние на безопасность движения.

Уникальные неровности формируются в зонах стрелки и крестовины. При переходе колеса с рамного рельса на остряк происходит его опускание из-за более низкого расположения острия (вертикальная строжка) и уменьшения круга катания. Последующий подъем колеса при выравнивании высоты создаст вертикальную неровность глубиной до 2 мм. Аналогичные неровности при обратном переходе с острия на рамный рельс, усугубленные резким изменением ширины колеи и износом, могут достигать длины 550–850 мм и глубины 1,5–3,5 мм.

Наибольшую проблему представляют неровности в крестовине. При перекатывании с усовика на сердечник колесо, катящееся по уменьшающемуся кругу катания, опускается. Для предотвращения удара о торец сердечник выполнен с понижением (на 4 мм), а усовик — с подъемом (на 5,7 мм), что создает общий перепад уровней 9,7 мм. Траектория центра тяжести колеса образует значительную вертикальную неровность, характеристики которой зависят от износа как колесной пары, так и самой крестовины.

Геометрические неровности в горизонтальной плоскости

На стрелочных переводах неровности возникают не только в вертикальной, но и в горизонтальной плоскости. Естественно, что наличие неровностей в горизонтальной плоскости порождает внезапные дополнительные горизонтальные силы, имеющие нередко ударный характер.

В горизонтальной плоскости ключевым фактором является резкое изменение ширины колеи в пределах стрелки. Уширение колеи у острия остряка необходимо для обеспечения прохождения подвижного состава по стрелочному углу, но оно нарушает плавность хода.

Особую опасность представляет удар колеса об остряк при движении на боковой путь (противошерстное направление). Сила удара (F) пропорциональна квадрату скорости (v^2) и тангенсу угла удара ($\operatorname{tg}\alpha$): $F \sim v^2 \cdot \operatorname{tg}\alpha$ [13]. Угол удара, в свою очередь, зависит от зазора между гребнем колеса и рамным рельсом. Например, для перевода марки 1/11 уменьшение зазора с 30 мм до 0 сокращает угол удара в 1,5 раза. Большие ударные силы способны вызвать всползание гребня колеса на остряк, что непосредственно ведет к сходу. Для снижения рисков отводы контррельсов и усовиков выполняют с уположенными углами.

Помимо геометрических, существуют невидимые упругие неровности, проявляющиеся под нагрузкой. Их источниками служат:

- неравномерная подбивка переводных брусьев и переменная длина балластного основания;
- изменяющаяся жесткость пути из-за схождения и расхождения рельсовых нитей (жесткость под наружной нитью на 12–15 % ниже, чем под внутренней);
- наличие локальных жестких узлов (корень остряка, крестовина).

Резкие изменения модуля упругости (колеблющегося в пределах 85–150% от значения на основном пути) создают дополнительные динамические силы. Величина упругих просадок на переводах типа Р65 может достигать до 2 мм.

Подводя промежуточный итог можно сделать следующие выводы:

1. По внутренней кинематике вагона:
 - в сошедших вагонах присутствуют стандартные отклонения технического состояния, что во время движения может привести к обезгруживанию колесной пары.
2. По внешней кинематике вагона:
 - сход подвижного состава произошел после прохождения стрелочного перевода, где наличие неровностей может привести к точечному росту динамических нагрузок, которые, в свою очередь, приводят к обезгруживанию колесной пары;
 - разнородность состава вместе с отклонениями технического состояния вагона может привести к его выжиманию во время движения при несоблюдении режима торможения;
 - неправильные действия машиниста локомотива привели к возникновению сверхнормативных продольных усилий между 37-м и 38-м вагонами. Добавив

к этому обнаруженные в ходе осмотра вагонов следы смятия на корпусе смежных автосцепок в окне ударной розетки, можем получить обезгруживание колесной пары.

С практической точки зрения к сходу подвижного состава привело сочетание отклонений технического состояния вагонов и железнодорожного пути, а также влияние неправильного режима торможения локомотива. Однако по отдельности данные причины с низкой долей вероятности могут привести к сходу подвижного состава.

В настоящее время практически невозможно следить за каждым элементом системы «локомотив — вагон — путь» в реальном времени, поэтому расчеты и исследование причин схода подвижного состава производятся после наступления ЖДТП. Тем не менее современные программные комплексы моделирования динамики подвижного состава дают возможность при наличии исходных данных произвести математическое моделирование данного схода [14, 15].

Моделирование движения подвижного состава по стрелочному переводу марки 1/9 с учетом и без учета неисправностей геометрии рельсовой колеи

Сход произошел в крестовине стрелочного перевода № 39 при прохождении подвижного состава по боковому пути. Стрелочный перевод с рельсами типа Р65 (марка крестовины 1/9, правосторонний, номер проекта 2769.00.000), брусья железобетонные, балласт щебеночный. Продольный профиль представлен участком спуска с уклоном 3,3 %. Грузонапряженность 15,8 млн т·км брутто в год, пропущенный тоннаж на 01.01.2024 составлял 106,4 млн т брутто, на момент схода тоннаж составлял 107,72 млн т брутто. Установленная пассажирским и грузовым поездам скорость по прямому направлению — 80 км/ч, по боковому направлению — 40 км/ч. Масса сошедших платформ — 25,4 т.

Состояние геометрии рельсовой колеи на стрелочном переводе на момент схода следующее (данные взяты из акта промера технического состояния стрелочного перевода):

- ширина рельсовой колеи в стыке рамного рельса — 1528 мм, боковой износ рельсов — 1 мм, отклонение рельсовых нитей по уровню — 2 мм;
- ширина рельсовой колеи у острия остряков — 1531 мм, боковой износ рельсов — 1 мм, отклонение рельсовых нитей по уровню — 2 мм;
- ширина рельсовой колеи в корне остряков — 1526 мм, боковой износ рельсов — 1 мм, отклонение рельсовых нитей по уровню — 2 мм;
- ширина рельсовой колеи в середине переводной кривой — 1532 мм, боковой износ рельсов — 1 мм, отклонение рельсовых нитей по уровню — 2 мм;
- ширина рельсовой колеи в переднем стыке крестовины — 1518 мм, боковой износ рельсов — 1 мм, отклонение рельсовых нитей по уровню — 7 мм;
- ширина рельсовой колеи в месте схода (крестовина) — 1523 мм, боковой износ рельсов — 1 мм, отклонение рельсовых нитей по уровню — 6 мм.

В целом можно сказать, что все параметры стрелочного перевода находятся в пределах нормы.

Для определения сил, возникающих в контакте «колесо — рельс» при прохождении стрелочного перевода, производилось компьютерное моделирование с применением программного комплекса «Универсальный механизм». Аналогичные расчеты проводились в работе [4]. Определялись вертикальные и боковые силы, а также коэффициент запаса устойчивости от вкатывания колеса на рельс.

Основная формула для определения максимальной динамической нагрузки ($P_{\text{max дин}}$) от колеса на рельс имеет вид:

$$P_{\text{max дин}} = P_{\text{cp}} + \lambda S, \quad (2)$$

где $P_{\text{max дин}}$ — максимальная динамическая вертикальная нагрузка от колеса на рельс;

P_{cp} — среднее значение вертикальной нагрузки колеса на рельс;

λ — нормирующий множитель, определяющий вероятность появления максимальной нагрузки. Согласно многолетнему опыту расчетов, значение λ принимается равным 2,5, что соответствует вероятности превышения расчетной нагрузки 0,006 (6 случаев на 1000 проходов колеса);

S — среднее квадратическое отклонение динамической вертикальной нагрузки колеса на рельс.

Мгновенное значение коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса $K_{\text{уст}}$ определяют по формуле (3) [10]:

$$K_{\text{уст}} = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \cdot \frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{б}}}, \quad (3)$$

где β — угол наклона образующей гребня колеса к горизонтали, для колес без износа по ГОСТу [16] принимают $\beta = 60^\circ$;

μ — коэффициент трения между гребнем колеса и рельсом;

$P_{\text{в}}$ — вертикальная сила (H), действующая от колеса на рельс в диапазоне частот от 0 до 20 Гц (положительное направление вниз);

$P_{\text{б}}$ — боковая сила (H), действующая от колеса на рельс в диапазоне частот от 0 до 20 Гц.

Коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса оценивают для случая действия боковой силы в направлении вползания гребня колеса на головку рельса. Минимальное значение коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса определяют с вероятностью 0,0015 в соответствии с [10].

В расчете приняты следующие исходные данные:

– максимальная осевая нагрузка — 6,35 тс/ось;

- фактическая скорость движения — 25 км/ч;
- рельсы Р65, шпалы железобетонные, правосторонний стрелочный перевод противощерстного направления марки 1/9 на спуске с уклоном 3,3 %, балласт — щебень из естественного камня;
- план и профиль пути моделировался на основании предоставленных данных для участков по фактическим параметрам (данные взяты из паспорта дистанции пути).

На рис. 4 представлена модель плана и продольного профиля пути.

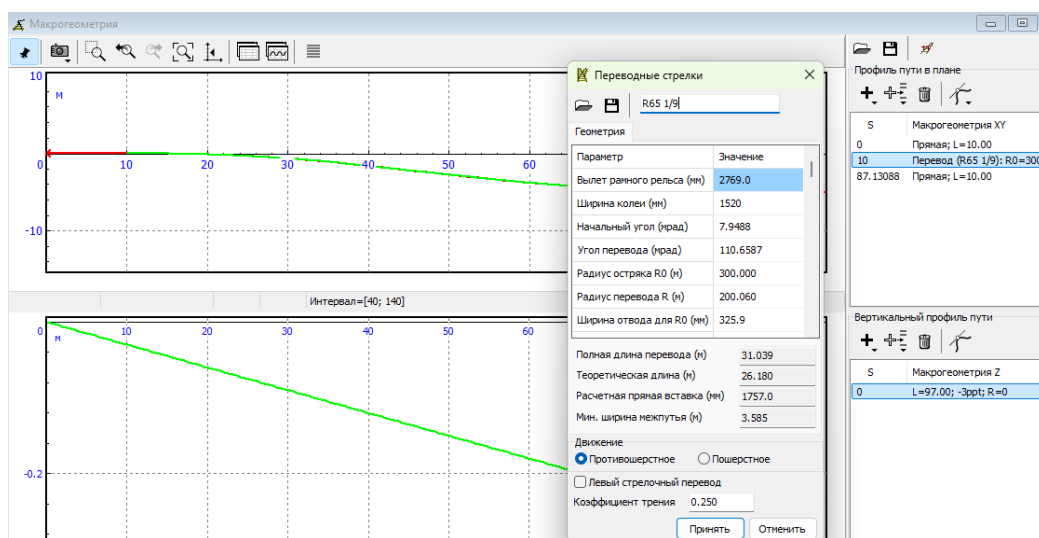


Рис. 4. Модельные план и профиль пути на участке схода

С целью оценки влияния неровностей геометрии рельсовой колеи на характер движения подвижного состава моделирование проводилось для следующих случаев:

- модель пути без неровностей рельсовой колеи;
- модель пути с неровностями рельсовой колеи (учитывались величины неровностей на момент схода платформ).

Результаты расчета изменения оцениваемых параметров во времени представлены в виде графиков на рисунках 5–7.

При проведении статистической обработки результатов расчета выявлены следующие особенности:

1. При набегании колеса на остряк возникает резкое в доли секунды возрастание боковых и вертикальных сил. Максимальная боковая сила в зоне остряка на стрелочном переводе составила без неровностей геометрии рельсовой колеи 18,37 кН. Возникновение такой силы происходит на 13,78 с при проходе левого колеса, согласно рис. 5. В то же время фактические неровности пути, имевшиеся на стрелочном переводе в момент схода платформ, приводят к небольшому увеличению боковой силы до 18,51 кН. Возникновение такой силы происходит также на 13,78 с при проходе левого колеса, согласно рис. 5.

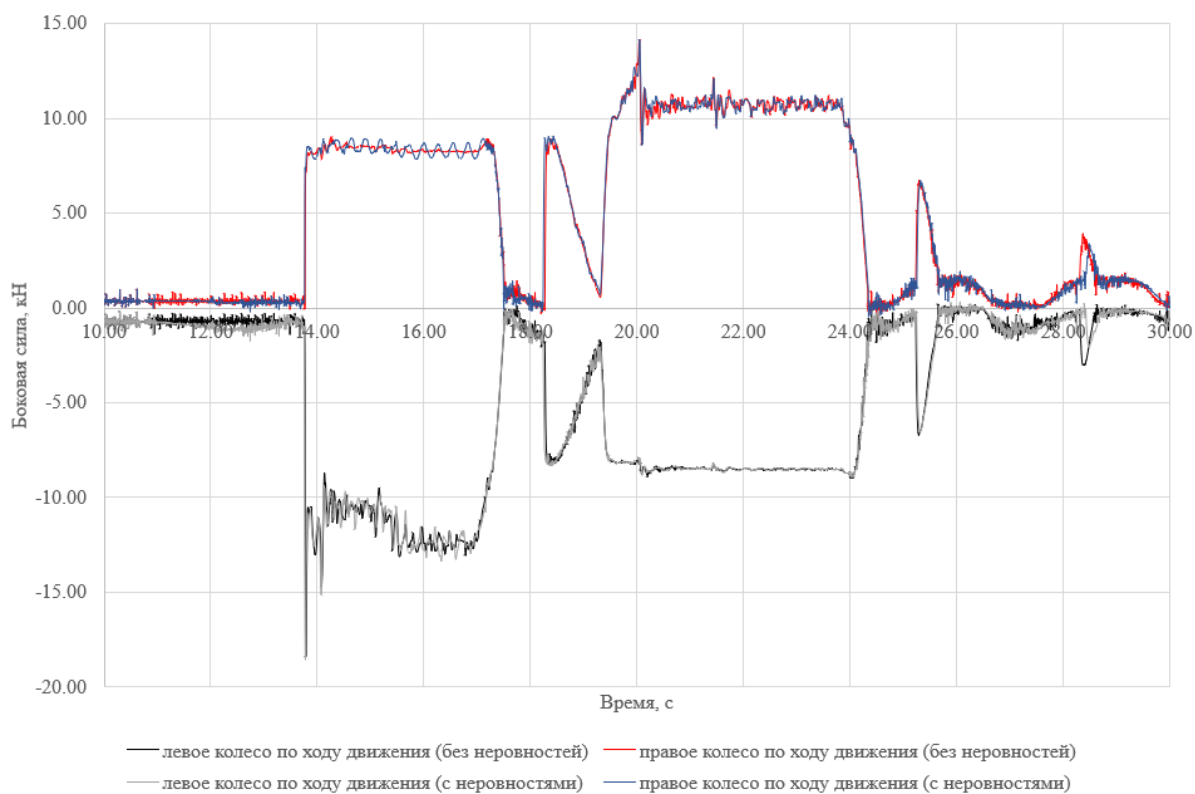


Рис. 5. Значения боковых сил при скорости движения 25 км/ч

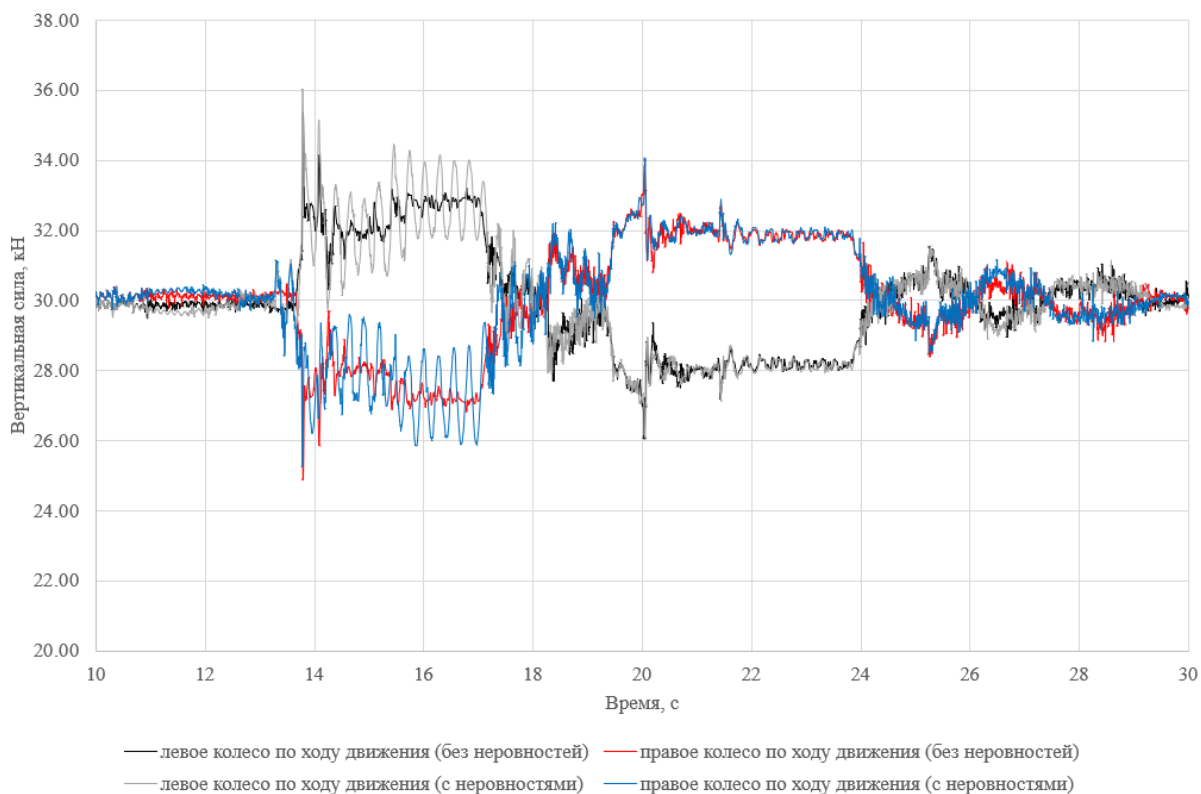


Рис. 6. Значения вертикальных сил при скорости движения 25 км/ч

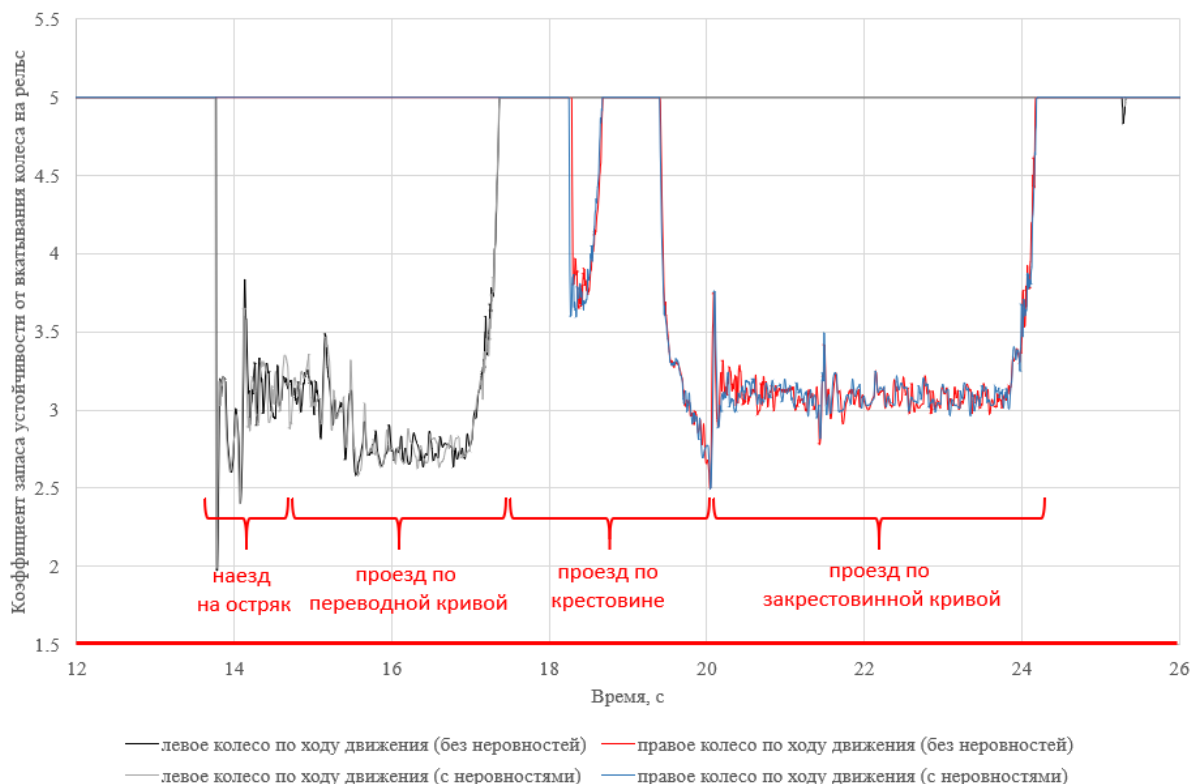


Рис. 7. Коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса при скорости движения 25 км/ч

2. Наибольшие значения вертикальных сил получены по левой рельсовой нити по ходу движения при набегании колеса на остряк. Величины этих сил при отсутствии неровностей составили 35,37 кН, с учетом неровностей — 36,03 кН. Возникновение таких сил происходит на 13,79 с при проходе левого колеса, согласно рис. 6. Можно сказать, что неровности геометрии рельсовой колеи, имевшие место на момент схода, оказывают небольшое влияние на изменение вертикальных сил. Хотя на графиках отчетливо видно амплитуду колебаний подвижного состава при проходе пути с неровностями.

3. Вертикальные силы по правой рельсовой нити по ходу движения составили 24,88 кН на пути без неровностей, с учетом неровностей — 25,27 кН. Возникновение таких сил происходит также на 13,79 с при проходе правого колеса, согласно рис. 6. Наблюдаются перегруз одной рельсовой нити и обезгруживание другой. Это характерная особенность движения подвижного состава по стрелке.

4. При перекатывании колес по крестовине также неизбежно возникает резкое изменение вертикальных и боковых сил. Это происходит на 20,05 с. Причины этого описаны выше.

5. Минимальное значение коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса получено также в момент прохождения платформ по стрелке. Величина коэффициента при отсутствии неровностей составила 1,99, с учетом неров-

ностей — 1,98. Такой коэффициент получаем на 13,78 с, согласно рис. 7. Это говорит о достаточно устойчивом положении колес в момент прохода платформ стрелочного перевода.

6. В данном расчете не учитывались неровности ходовых частей подвижного состава.

7. В то же время дополнительные воздействия, вызванные неровностями путевой структуры на стрелочном переводе, могли оказать влияние на обезгруживание и смещение наружу колеи набегающего колеса тележки платформы.

На основании проведенных исследований для конкретного случая была сформирована предполагаемая картина схода и схема причинно-следственных связей (рис. 8):

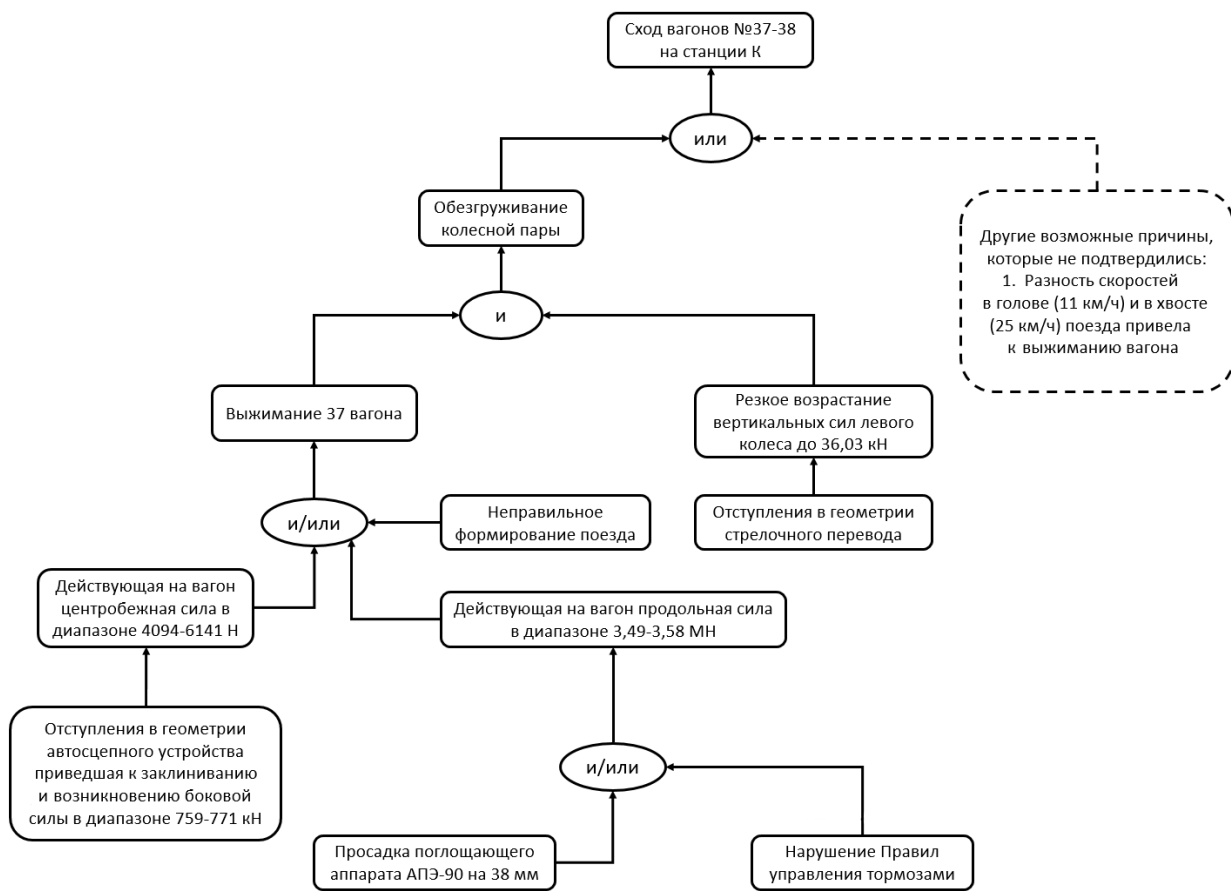


Рис. 8. Схема причинно-следственных связей

При движении поезда по стрелочному переводу № 39 на вагон № 37 действовала продольная сила сжатия в диапазоне 3,49–3,58 МН. Такую величину сил создают разность скоростей в голове и хвосте состава ($V_{\text{голова}} = 11 \text{ км/ч}$ и $V_{\text{хвост}} = 25 \text{ км/ч}$) и при торможении набегание хвостовых нагруженных вагонов на пассажирские платформы. Происходит обезгруживание колес второй по ходу движения тележки 37-го вагона. Дополнительно в переводной кривой стрелочного перевода

возникает центробежная сила в интервале от 4094 до 6141 Н (изменение радиуса кривизны стрелочного перевода $1/9$ от 200 до 300 м), которая могла привести к обезгруживанию и смещению наружу колеи набегающего колеса второй по ходу движения тележки 37-го вагона.

Также во время движения на вагоне № 37 одна автосцепка была заклинена, у другой была просадка. Такое сочетание могло привести к неустойчивому положению тележек под вагоном (типа «елочка»), что является сопутствующим фактором [17]. Когда при торможении состав сжался, то, возможно, произошло обезгруживание колесной пары второй по ходу движения тележки, что привело к выжиманию вагона № 37.

Заключение

Результаты исследования показывают, что даже незначительные отклонения в техническом состоянии узлов подвижного состава (износ автосцепки, пятника-подпятника, рессорного комплекта), которые по отдельности могут находиться в пределах норм, в совокупности с неисправностями геометрии рельсовой колеи способны привести к серьезным последствиям. Необходимо разработать уточненную методику оценки рисков, учитывающую сочетанное влияние этих факторов и вводящую контроль за «внутренней кинематикой» вагона как за единым показателем устойчивости.

Проведенные исследования показывают, что сход подвижного состава является результатом наложения сразу нескольких факторов: неправильных действий машиниста, конструктивных особенностей пути и технического состояния вагонов. Рекомендуется при расследованиях подобного рода происшествий использовать математическое моделирование не только постфактум, но и для построения прогнозных моделей, чтобы выявлять опасные сочетания параметров еще до возникновения критической ситуации.

Моделирование показало, что даже при нахождении параметров стрелочного перевода в пределах норм, его конструктивные особенности (переводная кривая, крестовина) генерируют динамические нагрузки, способные «обезгрузить» колесо. Рекомендуется для мест пересечения неблагоприятного профиля (спуски) со стрелочными переводами марок $1/9$ разрабатывать дополнительные предупреждения или корректировать скоростной режим с учетом возможных продольных усилий в составе.

Список источников

1. Сокол Э. Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики). Киев: Транспорт Украины, 2004. 368 с.
2. Оленцевич В. А., Гозбенко В. Е. Анализ причин нарушения безопасности работы железнодорожной транспортной системы // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 1 (37). С. 180–183.

3. Крылач А. И., Буяннэмэх А., Оленцевич В. А. Вопросы повышения уровня безопасности движения поездов на Восточном полигоне // Молодая наука Сибири. 2024. № 1 (23). С. 22–30.
4. Ермоленко И. Ю., Морозов Д. В., Асташков Н. П. Влияние продольных нагрузок на безопасность движения при эксплуатации на горно-перевальных участках пути // Вестник РГУПС. 2021. № 2. С. 104–111. DOI: 10.46973/0201-727X_2021_2_104.
5. Бакланов А. А., Клюка В. П., Мосол С. А. Анализ причин схода подвижного состава с рельсов // Известия Транссиба. 2024. № 2 (58). С. 46–60.
6. Правила технического обслуживания тормозного оборудования и управления тормозами железнодорожного подвижного состава: протокол заседания Совета по железнодорожному транспорту государств — участников Содружества от 6–7 мая 2014 года № 60.
7. Тюньков В. В., Рычков Н. П., Бузунова В. С. Синтез конструктивных решений на основе демпфирования в пределах внутренней кинематики грузовых вагонов // Информационные технологии и математическое моделирование в управлении сложными системами. 2021. № 3 (11). С. 9–16. DOI: 10.26731/2658-3704.2021.3(11).9-16.
8. Сидорова Е. А., Певзнер В. О., Чечельницкий А. И. Показатели силового взаимодействия пути и подвижного состава при движении грузового вагона по длинным неровностям с учетом действия продольных сил // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2021. Т. 80, № 6. С. 359–365. DOI: <https://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-6-359-365>.
9. Сахаров П. А. Расчетно-экспериментальный метод исследования продольной динамики поезда // Механика. Исследования и инновации. 2020. Вып. 13. С. 128–140.
10. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам (с Поправкой, с Изменением № 1): национальный стандарт Российской Федерации: утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 05.06.2015 № 565-ст. М.: Стандартинформ, 2020. 54 с.
11. Фришман М. А. Как устроен путь под поездами. М.: Транспорт, 1975. 175 с.
12. Карпущенко Н. И., Комардинкин Р. А. Обеспечение безопасности при проезде поездов по стрелочным переводам на особогрузонапряженных участках // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2022. № 3 (62). С. 31–39. DOI 10.52170/1815-9265_2022_62_31.
13. Повороженко В. В., Богданов Ю. В., Пигусов В. Н. Путь и путевое хозяйство. М.: Транспорт, 1986.
14. Гаврюшин М. А., Спиоров А. В., Лунин А. А. Исследование причин сходов подвижного состава методами компьютерного моделирования // Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ: тезисы докладов VI Научно-технического семинара. Брянск, 2024. С. 105–109.
15. Результаты динамических и по воздействию на путь испытаний поездов повышенной массы и длины / В. С. Коссов [и др.] // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. 2018. № 2 (42). С. 82–87.

16. ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатанные. Технические условия (с Изменением № 1): национальный стандарт Российской Федерации: утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 23.06.2011 № 142-ст. М.: Стандартиформ, 2011. 40 с.

17. Морозов Д. В., Ермоленко И. Ю., Пыхалов А. А. Влияние сил упругого псевдо-проскальзывания колесных пар на возникновение ударных импульсов в поезде // Динамика и виброакустика. 2025. Т. 11, № 1. С. 40–50. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-40-50.

Дата поступления: 02.02.2026

Решение о публикации: 03.03.2026

Контактная информация:

ЕРМОЛЕНКО Игорь Юрьевич — канд. техн. наук; ermolenko_iy@list.ru

КОВЕНЬКИН Дмитрий Александрович — канд. техн. наук, доцент; kowenkin@yandex.ru

Specific features of the railcar kinematics causing rolling stock derailment when traversing turnouts

I. Yu. Ermolenko, D. A. Kovenkin

Irkutsk State Transport University, 15 Chernyshevskogo str., Irkutsk, 664074, Russia

For citation: *Ermolenko I. Yu., Kovenkin D. A. Specific features of the railcar kinematics causing rolling stock derailment when traversing turnouts // Bulletin of scientific research results, 2026, iss. 1, pp. 81–98. DOI: 10.20295/2223-9987-2026-1-81-98. (In Russian)*

Abstract

This study focuses on issues of improving train safety on challenging railway track sections, including mountain pass lines and station tracks, with a particular emphasis on the railcar-track system. **Objective:** to identify non-obvious causes and relationships leading to rolling stock derailment when passing through turnouts. **Methods:** this research adhered to the established methodological framework for investigating derailment incidents as sanctioned by the regulatory protocols of JSC “Russian Railways”. In addition, the Universal Mechanism software package was used to simulate and evaluate the dynamic behaviour of the railcar. **Results:** the findings indicate that localized degradation in specific rolling stock components, such as the automatic coupler, can induce significant lateral forces. These forces are sufficient to cause wheelset unloading, thereby an increased risk of derailment. The study analyzed the interaction between the wheelset and the track under standardized parameters, resulting in the generation of graphical dependencies illustrating the lateral and vertical forces arising at the wheel-track contact. **Practical significance:** the results of the study make it possible to reconsider the issue of rolling stock-track interaction by incorporating updated concepts regarding the internal and external kinematics of railcars. The investigation concludes that even minor deviations in the technical integrity of individual parts can have a profound effect on operational safety. Thus, the necessity for developing a more precise methodology for safety assessment based on these technical nuances.

Keywords: safety of train operation, track switch, freight car, automatic coupling, rolling stock derailment, railcar kinematics

References

1. Sokol E.N. Skhody s rel'sov i stolknoveniya podvizhnogo sostava (Sudebnaya ekspertiza. Elementy teorii i praktiki). Kiev: Transport Ukrainy, 2004. 368 s. (In Russian)
2. Olentsevich V.A., Gozbenko V.E. Analiz prichin narusheniya bezopasnosti raboty zheleznodorozhnoj transportnoj sistemy // *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyj analiz. Modelirovanie*. 2013. No. 1 (37). S. 180–183. (In Russian)
3. Krylach A.I., Buyannemekh A., Olentsevich V.A. Voprosy povysheniya urovnya bezopasnosti dvizheniya poezdov na Vostochnom poligone // *Molodaya nauka Sibiri*. 2024. No. 1 (23). S. 22–30. (In Russian)
4. Ermolenko I. Yu., Morozov D.V., Astashkov N.P. Vliyanie prodol'nykh nagruzok na bezopasnost' dvizheniya pri ekspluatatsii na gorno-pereval'nykh uchastkakh puti // *Vestnik RGUPS*. 2021. No. 2. S. 104–111. DOI: 10.46973/0201-727X_2021_2_104. (In Russian)
5. Baklanov A.A., Klyuka V.P., Mosol S.A. Analiz prichin skhoda podvizhnogo sostava s rel'sov // *Izvestiya Transsiba*. 2024. No. 2 (58). S. 46–60. (In Russian)
6. Pravila tekhnicheskogo obsluzhivaniya tormoznogo oborudovaniya i upravleniya tormozami zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava: protokol zasedaniya Soveta po zheleznodorozhnomu transportu gosudarstv — uchastnikov Sodruzhestva ot 6–7 maya 2014 goda. No. 60. (In Russian)
7. Tyun'kov V. V., Rychkov N.P., Buzunova V.S. Sintez konstruktivnykh reshenij na osnove dempfirovaniya v predelakh vnutrennej kinematiki gruzovykh vagonov // *Informatsionnye tekhnologii i matematicheskoe modelirovanie v upravlenii slozhnyimi sistemami*. 2021. No. 3 (11). S. 9–16. DOI: 10.26731/2658-3704.2021.3(11).9-16. (In Russian)
8. Sidorova E.A., Pevzner V.O., Chechel'nitskij A.I. Pokazateli silovogo vzaimodejstviya puti i podvizhnogo sostava pri dvizhenii gruzovogo vagona po dlinnym nerovnostyam s uchetom dejstviya prodol'nykh sil // *Vestnik nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta (Vestnik VNIIZhT)*. 2021. T. 80, no. 6. S. 359–365. DOI: <https://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-6-359-365>. (In Russian)
9. Sakharov P.A. Raschetno-eksperimental'nyj metod issledovaniya prodol'noj dinamiki poezda // *Mekhanika. Issledovaniya i innovatsii*. 2020. Vyp. 13. S. 128–140. (In Russian)
10. GOST 33211-2014. Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam (s Popravkoj, s Izmeneniem No. 1): natsional'nyj standart Rossijskoj Federatsii: utverzhden i vveden v dejstvie Prikazom Federal'nogo agentstva po tekhnicheskomu regulirovaniyu i metrologii ot 05.06.2015 No. 565-st. M.: Standartinform, 2020. 54 s. (In Russian)
11. Frishman M.A. Kak ustroen put' pod poezdami. M.: Transport, 1975. 175 s. (In Russian)
12. Karpushchenko N.I., Komardinkin R.A. Obespechenie bezopasnosti pri proезде poezdov po strelochnym perevodam na osobogruzonapryazhennykh uchastkakh // *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya*. 2022. No. 3 (62). S. 31–39. DOI 10.52170/1815-9265_2022_62_31. (In Russian)
13. Povorozhenko V.V., Bogdanov Yu. V., Pigusov V.N. Put' i putevoe khozyajstvo. M.: Transport, 1986. (In Russian)

14. Gavryushin M.A., Spirov A.V., Lunin A.A. Issledovanie prichin skhodov podvizhnogo sostava metodami komp'yuternogo modelirovaniya // Komp'yuternoe modelirovanie v zhelezno-dorozhnom transporte: dinamika, prochnost', iznos: tezisy dokladov VI Nauchno-tehnicheskogo seminaru. Bryansk, 2024. S. 105–109. (In Russian)

15. Rezul'taty dinamicheskikh i po vozdeystviyu na put' ispytaniy poezdov povyshennoj massy i dliny / V.S. Kossov [i dr.] // Vestnik Instituta problem estestvennykh monopolij: Tekhnika zheleznykh dorog. 2018. No. 2 (42). S. 82–87. (In Russian)

16. GOST 10791-2011. Kolesa tsel'nokatanye. Tekhnicheskie usloviya (s Izmeneniem No. 1): natsional'nyj standart Rossijskoj Federatsii: utverzhden i vveden v dejstvie Prikazom Federal'nogo agentstva po tekhnicheskomu regulirovaniyu i metrologii ot 23.06.2011 No. 142-st. M.: Standartinform, 2011. 40 s. (In Russian)

17. Morozov D.V., Ermolenko I. Yu., Pykhalov A.A. Vliyanie sil uprugogo psevdoproskal'zvaniya kolesnykh par na vzniknovenie udarnykh impul'sov v poezde // Dinamika i vibroakustika. 2025. T. 11, no. 1. S. 40–50. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-40-50. (In Russian)

Received: 02.02.2026

Accepted: 03.03.2026

Author's information:

Igor Yu. ERMOLENKO — PhD in Engineering; ermolenko_iy@list.ru

Dmitry A. KOVENKIN — PhD in Engineering, Associate Professor; kowenkin@yandex.ru