

Динамическое воздействие вагонов, имеющих колесные пары с тонкими гребнями, на стрелочные переводы

Б. Э. ГЛЮЗБЕРГ, М. И. ТИТАРЕНКО, Е. А. ТИМАКОВА, А. А. САВЧЕНКО, С. В. КУЗНЕЦОВ, А. М. КАЛАЧЕВ

Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Москва, 129626, Россия

Аннотация. Геометрические параметры системы «колесная пара — рельсовая колея» взаимно связаны. В настоящее время весьма актуальным является вопрос о возможной корректировке нормативной базы в системе «колесная пара — рельсовая колея» с целью учета фактического состояния пути, стрелочных переводов и колесного парка на сети дорог.

Любые изменения, вносимые с целью уменьшения работ по обслуживанию колесных пар или пути, возможны только тогда, когда безусловно обеспечивается безопасность движения поездов.

Наиболее сложной проблемой в определении возможности изменения норматива минимальной толщины гребня вагонных колес является проблема прохождения стрелочных переводов. В случае неправильного назначения норматива минимальной толщины гребня колес проход экипажей по стрелочному переводу может сопровождаться неблагоприятными и даже опасными явлениями. Наиболее опасными из них являются удары колес в отведенные острия, набегания на крестовину под большими углами и удары в контррельсы. Эти явления вызывают как расстройства геометрии рельсовой колеи стрелок и крестовин, так и изломы элементов стрелочных переводов. Они должны быть исключены.

Базовыми для назначения норм и допусков в системе «колесная пара — рельсовая колея» являются расчеты и моделирование, основанные на результатах исследования статистических распределений размеров, получаемых путем массовых обмеров на сети дорог. Полученные в расчетах результаты должны быть проверены путем динамико-прочностных испытаний непосредственно в пути.

В статье рассмотрены результаты динамико-прочностных испытаний по определению воздействия вагонов, имеющих различные геометрические параметры колесных пар, на стрелочные переводы с заранее сформированными средне-сетевыми и предельно допустимыми размерами параметров рельсовой колеи на стрелке и в крестовинном узле. Минимальная толщина гребня колесных пар в испытаниях составляла 21,5 мм. Вагоны испытательного поезда в опытных поездках были гружеными до наибольшей допустимой величины и в порожнем состоянии. Испытания проведены на Экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ».

Ключевые слова: геометрические параметры; колесные пары; параметры гребней колес; динамические эффекты; стрелочные переводы; безопасное прохождение экипажей; крестовины; стрелки; удары колес; набегания колес; предельные размеры; динамико-прочностные испытания; нормативы толщин гребней колес; предельная крутизна образующей гребня

Введение. Уровни динамических эффектов, возникающих при прохождении экипажей по стрелочному переводу, в значительной степени зависят от взаимного положения колесных пар и элементов стрелочных переводов, которое определяется сочетанием их основных геометрических параметров. Для колесной пары это толщина гребня колес и расстояние между их внутренними гранями. Поэтому минимально допустимая толщина гребня колес подвижного состава определяется не прочностью самого гребня, а условием безопасного прохождения колесными парами зоны стрелки и крестовины.

Геометрические параметры колесных пар (толщина гребня колес, расстояние между ободьями) и рельсовой колеи (ширина колеи, размеры желобов и размеры безопасности на крестовинном узле Т и Е) должны обеспечивать прохождение экипажей по стрелочным переводам без возникновения явлений, угрожающих безопасности движения или вызывающих неприемлемые условия возникновения расстройств перевода.

Многолетняя практика эксплуатационной работы и анализ случаев нарушения безопасности движения поездов показывают, что от фактической толщины гребня колеса напрямую зависит возникновение ряда неблагоприятных и опасных явлений, которые должны быть исключены или ограничены [1].

В зависимости от соотношения размеров геометрии рельсовой колеи и колесных пар возможны такие явления, как свободный проход колесной пары через узел без касания тыльной частью гребня элементов крестовины и контррельса и проход колесной пары с набеганием на отогнутую часть контррельса. Потеря кинетической энергии при этих вариантах прохода соответствует расчетной, поэтому с точки зрения безопасности движения они вполне приемлемы. Возможны также проходы колесной пары с ударами в улавливающую часть контррельса и крестовины (такие проходы уже нежелательны и опасны).

При этом изменение норматива минимальной толщины гребня колеса напрямую влияет на возмож-

■ E-mail: Glusberg@mail.ru (Б. Э. Глюзберг)

ность возникновения неблагоприятных и опасных явлений, которые должны быть исключены:

- при проходе стрелки стрелочного перевода удары (набегания) тыльной частью гребня колеса колесной пары на отведенный остряк, так как при этом возникают повышенные расстройств узлов стрелки, изгибы и обрывы соединительных тяг, расстройство переводного механизма;

- при проходе крестовинного узла удары (набегания) тыльной частью гребня на улавливающую часть контррельса, так как потеря кинетической энергии при этом в разы превышает расчетную величину. Удары приводят к расстройству колеи, обрыву контррельсовых болтов (для контррельсов из профиля РК) или изломам подкладок (для контррельсов из профиля СП850), резким сдвигам колесных пар с нарушением норм изменения непогашенного ускорения во время движения;

- набегание тыльной частью гребня колеса на «нерабочий» усовик до горла, так как это может вызывать вкатывание колеса на усовик и сход колесной пары с рельсов;

- набегание тыльной частью гребня колеса на «нерабочий» усовик от горла до острия острия, так как это вызывает боковой износ крестовины;

- удар гребня колеса в острие крестовины, так как это может вызывать выколы части сердечника, а также вкатывание колеса на сердечник и сход колесной пары с рельсов;

- распор колесной пары контррельсом и усовиком, так как это вызывает недопустимые расстройства колеи, возможность раскантовки элементов крестовинного узла и остаточные деформации колесной пары.

Поэтому при установлении минимально допустимой толщины гребня колес подвижного состава необходима экспериментальная проверка условия безопасного прохождения колесными парами зоны стрелки и крестовины стрелочного перевода.

Математическое моделирование, проведенное с учетом фактических распределений взаимодействия изношенных колес и рельсовых элементов стрелочных переводов, позволило установить опасные сочетания размеров и параметров в системе «колесная пара — рельсовая колея стрелочного перевода» [2, 3]. Рассчитанные предельные значения, полученные по результатам моделирования, необходимо было проверить экспериментально, поэтому их приняли в качестве ограничений для проведения испытаний по определению прочности основных элементов стрелочных переводов.

В качестве объекта для проведения испытаний использовали стрелочный перевод типа Р65 марки 1/11 с крестовиной «жесткого» типа и контррельсовым узлом (перевод № 110, ширина колеи — 1520 мм, полная длина — 33 363 мм, радиус бокового пути — 300 000 мм), эксплуатируемый в пути Экспериментального кольца

АО «ВНИИЖТ». Испытания проводились для стрелочного перевода в двух состояниях.

Состояние 1 соответствует параметрам геометрии рельсовой колеи, с которой стрелочный перевод эксплуатируется в составе кольцевого пути (близко к средним, имеющим место на сети дорог) [2].

Состояние 2 соответствует предельным по нормативам параметрам геометрии рельсовой колеи на стрелочном переводе, установленным действующей в настоящее время Инструкцией по текущему содержанию пути № 2288 от 14.11.2016 г. (табл. 1) [4].

Стрелочный перевод оборудовали измерительными приборами, фиксирующими напряжения и деформации его элементов от колесных пар испытательного поезда с различной толщиной и формой гребня колес. Приборы располагали таким образом, чтобы определить места набегания колес колесных пар с различной толщиной гребня на элементы стрелочного перевода и упругие перемещения элементов стрелочного перевода при проходе колесных пар испытательного поезда. По результатам показаний тензодатчиков определялись места и частота набегания колес колесных пар с каждой фиксированной толщиной гребня на элементы крестовинного узла и зазоры в момент набегания колес на элемент стрелочного перевода. По показаниям измерителей перемещений определяли деформации элементов стрелочного перевода, величины упругих смещений в зависимости от параметров колесных пар. Данная информация использовалась в анализе вероятности возникновения неблагоприятных явлений при проходе подвижного состава по стрелочным переводам в зависимости от параметров колесных пар.

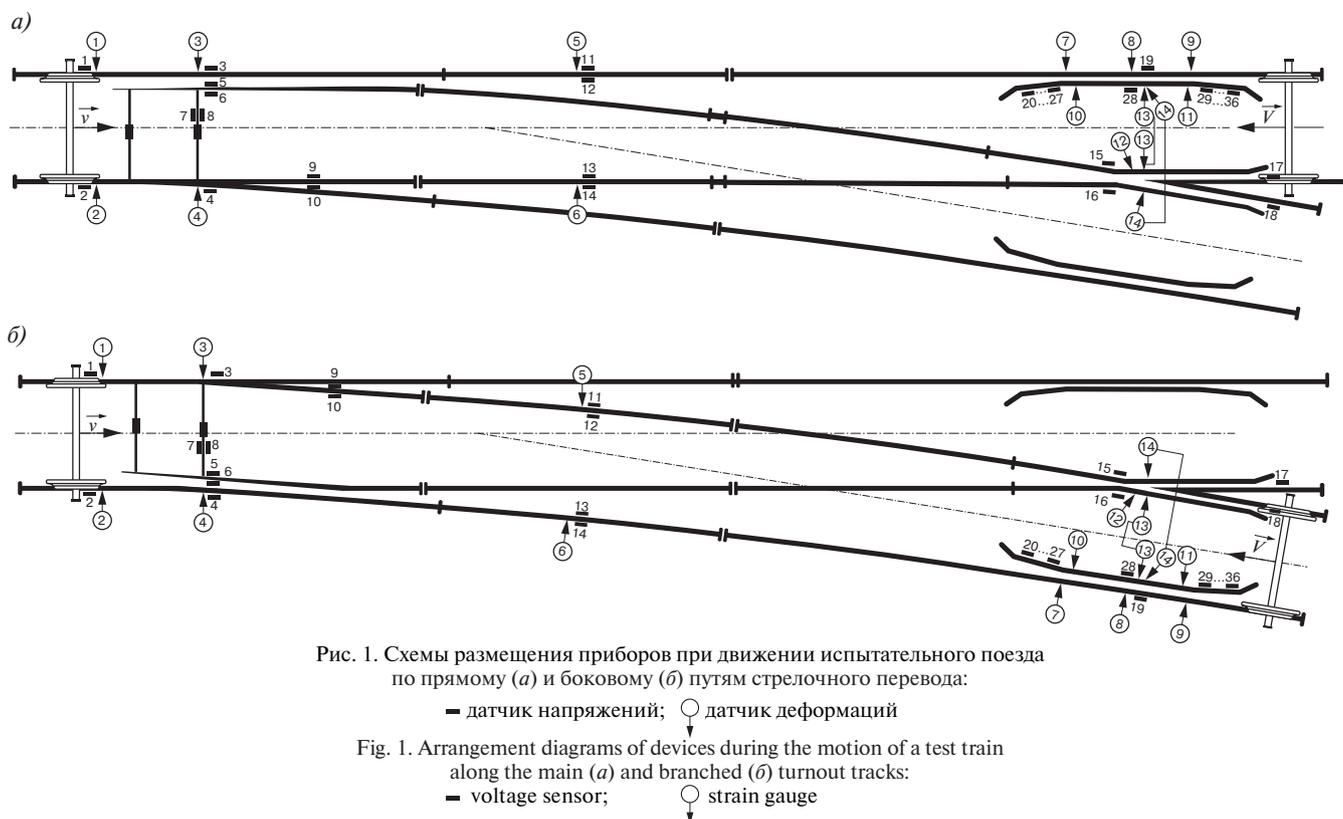
Таблица 1

Предельные по нормативам значения ширины колеи на стрелочном переводе

Table 1

Limit values of the track width according to the standards on the turnout switch

Место измерения	Минимальные/ максимальные значения ширины колеи, мм
В передних стыках рамных рельсов	1518/1524
В острие острия	1521/1527
В корне острия: – по прямому пути – по боковому пути	1518/1524 1518/1524
В переднем стыке крестовины: – по прямому пути – по боковому пути	1518/1524 1518/1524
В сечении сердечника 40 мм: – по прямому пути – по боковому пути	1517/1523 1517/1523
В заднем стыке крестовины: – по прямому пути – по боковому пути	1517/1523 1517/1523



Цель испытаний. Целью испытаний была проверка прочности основных элементов стрелочного перевода при движении по нему вагонов с толщиной гребня колес 24 мм и менее в груженом и порожнем режимах с различными скоростями. Испытательный поезд включал в себя полувагоны, имеющие колесные пары с толщиной гребня от 21,5 до 24 мм, насадку (расстояние между ободьями колес) от 1435,6 до 1443,9 мм, а также локомотив ВЛ80.

Оценка прочности элементов стрелочного перевода проводилась сопоставлением допускаемых напряжений с полученными по результатам испытаний.

Для проведения измерений стрелочный перевод оборудовали двумя типами измерительных систем, фиксирующих напряжения в элементах перевода — тензорезисторами и перемещения рельсовых элементов — прогибомерами [5].

Данные по напряженному состоянию контррельсов, острияков и соединительной тяги использовались для фиксации мест ударного воздействия колес на указанные элементы (зона второй тяги стрелки и входные зоны контррельсов), а данные по деформациям — для расчета вероятности возникновения неблагоприятных и недопустимых явлений.

Размещение приборов на стрелочном переводе при опытных поездках по прямому (основному) и боковому (ответвленному) путям показано на рис. 1.

Для контроля предельно допустимых параметров стрелочных переводов по условиям обеспечения безопасности движения при прохождении колесной пары по крестовинному узлу — расстояния между рабочей гранью сердечника крестовины и рабочей гранью головки контррельса стрелочного перевода, расстояния между рабочими гранями головки контррельса и усовика стрелочного перевода — дополнительно была использована ходовая часть порожнего вагона хоппер-дозатора с предельно допустимыми размерами колесных пар.

Опытные поездки по стрелочному переводу осуществлялись в пошерстном и противопошерстном направлениях со скоростями до 90 км/ч по прямому пути и до 40 км/ч по боковому.

При проведении испытаний основных элементов стрелочных переводов на прочность определялись следующие параметры: напряжения в характерных местах — наиболее нагруженных рельсовых элементах стрелочного перевода и его крестовинного узла; количество (доля) колес колесных пар с каждой фиксированной толщиной гребня, набегающих на элемент стрелочного перевода и воздействующих на него; статистика величин зазоров между колесом и рельсом, на который колесо опирается, для колесных пар с каждой фиксированной толщиной гребня; упругие деформации элементов стрелочного перевода в горизонтальном поперечном направлении (отжатие),

Таблица 2

Наибольшие напряжения в основных элементах стрелочного перевода от воздействия колес испытательного поезда
(числитель — при движении по прямому пути, знаменатель — по боковому)

Table 2

The highest stresses in the main elements of the turnout from the impact of the wheels of the test train
(the numerator when moving along the direct track, the denominator along the branch track)

Элемент стрелочного перевода	Допускаемые напряжения, МПа	Наибольшие напряжения, МПа					
		Полувагон с колесами, имеющими толщину гребня 21,5–23,0 мм		Полувагон с колесами, имеющими толщину гребня 23,5–24,0 мм		Хоппер-дозатор (порожний)	
		Состояние 1	Состояние 2	Состояние 1	Состояние 2	Состояние 1	Состояние 2
Рамный рельс	240	160/185	160/185	145/165	150/175	130/137	135/141
Остряк	275	180//195	190/207	160/175	165/185	135/145	140/148
Соединительная межостряковая тяга	125	105/105	112/115	90/75	95/85	70/65	75/70
Рельс соединительного пути	240	130/180	125/183	120/145	127/157	100/120	101/125
Рельс крестовины	240	120/135	130/140	120/135	135/145	100/120	100/121
Крестовина	110	84/85	85/88	82/82	82/83	73/73	75/77
Контррельс	330	360/350	395*/385	330/320	340/330	290/280	300/290

* в отдельных случаях до 420 МПа.

а также упругие изменения ширины колеи и контррельсовых желобов.

Результаты испытаний. По результатам проведенных испытаний по определению прочности основных элементов стрелочных переводов под воздействием колес с различной толщиной гребня (24 мм и менее) при движении испытательного поезда по стрелочному переводу были получены наибольшие напряжения в основных элементах стрелочного перевода (табл. 2).

Анализ результатов поездок испытательного поезда по прямому пути выявил следующее.

Вид осциллограмм напряжений свидетельствует, что при движении как в пошерстном, так и в противопошерстном направлении наблюдаются одинаковые закономерности нагружения элементов стрелочного перевода. Из полученных осциллограмм следует, что колеса опытного поезда оказывают на элементы стрелочного перевода воздействия, вызывающие как напряжения изгиба и кручения (рис. 2), так и импульсные удары (рис. 3).

В крестовинном узле под поездом основные горизонтальные поперечные нагрузки воспринимает первая по ходу половина контррельса и его средняя часть. Характер движения колесных пар различен. Основная часть колесных пар проходит через крестовинный узел с плавным набеганием колеса на контррельс, однако часть колес оказывает на контррельс ударное воздействие (пиковые значения на осциллограммах — см. рис. 3). В различных сечениях контррельса частота ударных воздействий неодинакова и меняется от заезда к заезду, что совпадает как с ранее полученными закономерностями,

так и с данными других аналогичных испытаний [1, 2, 5, 6, 7].

Ударные воздействия колес с тонкими гребнями (24 мм и менее) характеризуются резкими пиковыми значениями напряжений в кромках головки контррельса под колесом («пики» на осциллограммах — см. рис. 3). «Пиковые» напряжения могут превышать средние значения в 4 и более раз.

Наибольшие и наиболее частые воздействия оказывают колеса с толщиной гребня 23 мм и менее, а также колеса, имеющие параметр, характеризующий крутизну наклона изношенного гребня $qR \leq 6,0$ мм. Это воздействие увеличивается для стрелочного перевода в состоянии, близком к предельному нормативному по геометрии рельсовой колеи. В частности, при испытаниях получено, что проход по стрелочному переводу в состоянии, близком к предельному нормативному (состояние 2), колесных пар с колесами, имеющими толщину гребня 21,5–22,0 мм, вызывает напряжения в контррельсе до 365–395 МПа, что на 10–20% превышает допускаемые величины. В отдельных заездах получены величины, превышающие 420 МПа. При эксплуатации колесных пар с такой толщиной гребня это вызовет либо излом контррельса, либо изломы элементов его крепления (подкладок с упорками, прикрепителей). И то и другое создает угрозу безопасности движения поездов.

Отмечены ударные воздействия колес с тонкими гребнями на отведенный остряк, что крайне неблагоприятно сказывается на работе стрелочного перевода, его привода и переводного механизма. С уменьшением

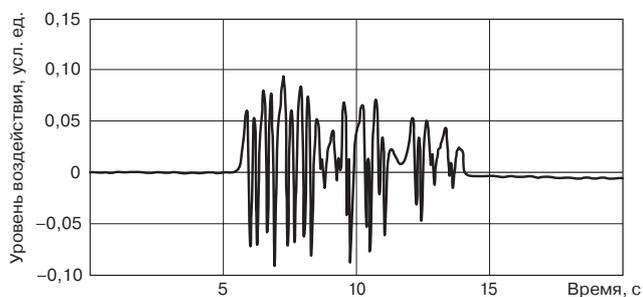


Рис. 2. Напряжения в крестовине при движении испытательного поезда по прямому пути стрелочного перевода в противоположном направлении (датчик № 17 на рис. 1)
 Fig. 2. Stresses in the frog during the motion of the test train along the direct track of the turnout in the counter direction (sensor no. 17 in fig. 1)



Рис. 3. Напряжения в контррельсе при движении испытательного поезда по прямому пути стрелочного перевода в пошерстном направлении (датчик № 29 на рис. 1)
 Fig. 3. Stresses in the counter rail during the motion of the test train along the direct track of the turnout in the trailing direction (sensor no. 29 in fig. 1)

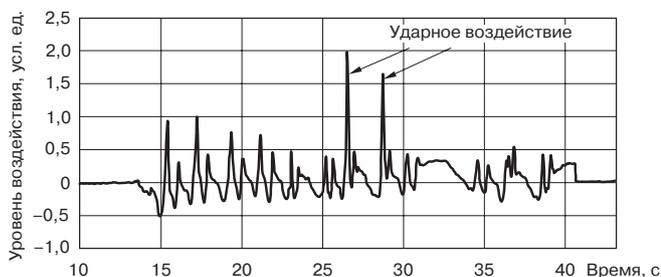


Рис. 4. Напряжения в контррельсе при проходе испытательного поезда по боковому пути стрелочного перевода в пошерстном направлении (датчик № 30 на рис. 1)
 Fig. 4. Stresses in the counter rail when the test train passes along the side track of the turnout in the trailing direction (sensor no. 30 in fig. 1)

толщины гребня колеса колесной пары вероятность (частота) этих воздействий и величина напряжений, вызываемых этим воздействием, возрастает. Такие воздействия в эксплуатации должны быть исключены за счет согласования нормативов и допусков геометрических параметров как колесной пары, так и элементов рельсовой колеи и недопущения в эксплуатации колес с толщиной гребня менее 24 мм!

При проходах колесных пар, имеющих колесо с толщиной гребня до 24 мм и $qR > 6,0$ мм, по остальным рельсовым элементам стрелочного перевода не возникает напряжений, превышающих допустимые значения.

Проходы по стрелочному переводу колесных пар, имеющих колесо с толщиной гребня менее 24 мм и $qR \leq 6,0$ мм, вызывают в элементах переводного механизма стрелочного перевода напряжения, близкие к допустимым или с отклонением от них на 5–10%. Это в первую очередь относится к межостряковым тягам стрелки, где значения напряжения от воздействия колес с толщиной гребня 23 мм и менее достигают 90% от допустимых (допускаемые — 125 МПа), а от воздействия колес с толщиной гребня 23,5–24 мм — до 76% от допустимых.

При движении испытательного поезда по боковому пути стрелочного перевода наблюдаются те же закономерности изменения напряженного состояния элементов стрелочного перевода, что и при его движении по прямому пути (см. табл. 2).

Упругие изменения ширины колеи и отжатия рельсовых элементов на стрелке и крестовине были несколько больше, чем при движении по прямому пути, однако в среднем они не превышали 2,7–3,3 мм, что несколько выше, чем полученные ранее в аналогичных испытаниях ВНИИЖТ, но не превышает величин, полученных в таких испытаниях.

Необходимо отметить следующее: несмотря на то, что скорости испытательного поезда на боковой путь значительно меньше (до 40 км/ч), чем при движении по прямому пути (до 90 км/ч), уровень напряжений в элементах стрелочного перевода при этом близок к уровню, имеющему место при движении по прямому пути.

Вид осциллограмм напряжений свидетельствует о том, что при движении как в пошерстном, так и в противоположном направлении наблюдаются одинаковые закономерности нагружения элементов крестовинного узла стрелочного перевода и других элементов. Колеса опытного поезда оказывают на элементы стрелочного перевода воздействия, вызывающие как напряжения изгиба и кручения, так и импульсные ударные воздействия.

При движении по боковому пути так же, как и при движении по прямому, в крестовинном узле под поездом основные горизонтальные поперечные нагрузки воспринимает первая по ходу половина контррельса и его средняя часть. Основная часть колесных пар проходит через крестовинный узел с плавным набеганием колеса на контррельс, однако часть колес оказывает на контррельс ударное воздействие. В различных сечениях контррельса частота ударных воздействий неодинакова и меняется от заезда к заезду.

Ударные воздействия колес с тонкими гребнями характеризуются резкими пиковыми значениями напряжений в кромках головки контррельса под колесом («пики» на осциллограмме см. рис. 4 отмечены). «Пиковые» напряжения могут превышать средние значения в 4 и более раз.

При состоянии стрелочного перевода, близком к среднесетевому, воздействие на контррельс колесных пар с колесами, имеющими толщину гребня 23,5–24,0 мм, вызывает в нем напряжения до 320 МПа, что близко к предельно допускаемым значениям (330 МПа), а воздействие колесных пар с колесами, имеющими толщину гребня 23 мм, — напряжения до 350 МПа, что превышает допускаемые значения.

На стрелочном переводе в состоянии, близком к предельному нормативному по геометрии рельсовой колеи, воздействие на контррельс колесных пар с колесами, имеющими толщину гребня 23,5–24,0 мм, вызывает в нем напряжения до 330 МПа, что равно предельно допускаемым значениям, а воздействие колесных пар с колесами, имеющими толщину гребня 21,5–23,0 мм, — напряжения до 385 МПа, что превышает допускаемые значения на 17 %.

В остальных рельсовых элементах стрелочного перевода воздействие колесных пар при проходе испытательного поезда по боковому пути не вызывало напряжений, близких к предельно допускаемым, однако так же, как и при движении по основному пути стрелочного перевода, отмечены ударные воздействия колес с тонкими гребнями на отведенный остяк и через него на межостряковую соединительную тягу.

Согласование норм и допусков геометрических параметров в системе «колесная пара — рельсовая колея» должно исключать такие воздействия.

Воздействие на элементы стрелочного перевода экипажа с повышенным центром тяжести — хоппердозатора, следующего в порожнем состоянии, по уровню напряжений и упругих деформаций соответствует воздействию порожних полувагонов испытательного поезда (разница составляет +10–15 %).

Заключение. Введение в обращение норматива минимальной толщины гребня 24 мм обеспечит безопасность движения, однако приведет к увеличению нагрузки на эксплуатируемые на сети дорог стрелочные переводы, что потребует увеличения затрат на их обслуживание для предотвращения случаев изломов элементов, угрожающих безопасности, а также на замену элементов, выходящих из строя. Введение меньшего значения норматива толщины гребня вагонных колес нецелесообразно.

Для цитирования: Динамическое воздействие вагонов, имеющих колесные пары с тонкими гребнями, на стрелочные переводы / Б. Э. Глюзберг [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 2020. Т. 79. № 4. С. 202–208. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-4-202-208>.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крысанов Л. Г., Елсаков Н. Н. Влияние ширины колеи и желобов в крестовинном узле на условия прохождения по нему колесных пар // Вестник ВНИИЖТ. 1975. № 3. С. 34–39.
2. Глюзберг Б. Э. Влияние параметров гребней вагонных колес на безопасность движения по стрелочным переводам // Вестник ВНИИЖТ. 2018. Т. 77. № 2. С. 67–76. DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-2-67-76>.
3. Korolev V. Guard Rail Operation of Lateral Path of Railroad Switch // Trans Siberia 2019: VIII International Scientific Siberian Transport Forum (Novosibirsk, 22–27 may 2019). [S. 1.], 2020. P. 621–638. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-37916-2_59.
4. Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути [Электронный ресурс]: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 14 нояб. 2016 г. № 2288р. URL: <https://base.garant.ru/71764006> (дата обращения: 02.02.2020 г.).
5. Установление условий обращения электропоездов «Ласточка» / А. М. Бржезовский [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 2016. Т. 75. № 4. С. 248–255. DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-4-248-255>.
6. Возможность повышения скоростей движения скоростных и высокоскоростных электропоездов по стрелочным переводам и съездам / А. М. Бржезовский [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 2016. Т. 75. № 4. С. 217–223. DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-4-217-223>.
7. Титаренко М. И., Корнева С. М. Результаты испытаний усиленного симметричного стрелочного перевода марки 1/6 [Электронный ресурс] // Современные проблемы проектирования, строительства и эксплуатации железнодорожного пути: XIII Междунар. науч.-техн. конф. (Москва, 31 марта–01 апреля 2016 г.); труды к 120-летию МГУПС (МИИТ). М.: МИИТ, 2016. С. 159–160. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29000157> (дата обращения: 04.02.2020 г.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

ГЛЮЗБЕРГ Борис Эйнихович,
д-р техн. наук, профессор, заведующий лабораторией
«Стрелочное хозяйство», АО «ВНИИЖТ»

ТИТАРЕНКО Михаил Иванович,
канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник,
лаборатория «Стрелочное хозяйство», АО «ВНИИЖТ»

ТИМАКОВА Елена Андреевна,
канд. техн. наук, заведующий лабораторией
«Колесные пары и буксовый узел», АО «ВНИИЖТ»

САВЧЕНКО Александр Александрович,
ведущий инженер, лаборатория «Стрелочное хозяйство»,
АО «ВНИИЖТ»

КУЗНЕЦОВ Сергей Владимирович,
ведущий инженер, лаборатория «Стрелочное хозяйство»,
АО «ВНИИЖТ»

КАЛАЧЕВ Александр Михайлович,
старший научный сотрудник, лаборатория
«Стрелочное хозяйство», АО «ВНИИЖТ»

Статья поступила в редакцию 14.02.2020 г., актуализирована 20.04.2020 г., принята к публикации 27.04.2020 г.

Dynamic effect on turnouts of cars having wheelsets with thin flanges

B. E. GLYUZBERG, M. I. TITARENKO, E. A. TIMAKOVA, A. A. SAVCHENKO, S. V. KUZNETSOV, A. M. KALACHEV

Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

Abstract. Geometrical parameters of the "wheelset—rail track" system are mutually related. Currently, a very topical issue is the question of a possible adjustment of the regulatory framework in the "wheelset—rail track" system in order to take into account the actual state of the track, turnouts and wheel park on the railway network.

Any changes made in order to reduce the maintenance of wheelsets or tracks are possible only when the safety of train traffic is unconditionally ensured.

The most difficult problem in determining the possibility of changing the standard for the minimum thickness of the flange of car wheels is the problem of passing the turnouts. In the event of an incorrect setting of the standard for the minimum thickness of the flange of the wheels, the passage of carriage along the turnout can be accompanied by unfavorable and even dangerous phenomena. The most dangerous of these are wheel strikes against retracted point rail, ramps on the crosspiece at large angles, and strikes against counter rails. These phenomena cause both disruptions in the geometry of the rail track of the turnout switches and crosses, and fractures of the elements of the turnouts. They should be excluded.

Calculations and modeling based on the results of the study of statistical distributions of dimensions obtained by mass measurements on the railway network are the basis for the assignment of norms and tolerances in the "wheelset—rail track" system. The results obtained in the calculations should be verified by dynamic-strength tests directly on the track.

The article discusses the results of dynamic and strength tests to determine the effect of cars with different geometric parameters of wheelsets on turnouts with pre-formed average network and maximum permissible dimensions of the rail track parameters on the turnout and in the cross node. The minimum thickness of the wheel flange in the tests was 21.5 mm. The carriages of the test train during the test trips were loaded to the maximum permissible size and in an empty state. The tests were carried out at the Test Center of the JSC "VNIIZhT".

Keywords: geometric parameters; wheelsets; wheel flange parameters; dynamic effects; turnouts; safe passage of carriage; crosses; switches; impacts of wheels; wheels run-on; limiting sizes; dynamic strength tests; standards for wheel flange thickness; limiting steepness of the flange

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-4-202-208>

REFERENCES

1. Krysanov L. G., Elsakov N. N. *Vliyaniye shiriny kolei i zhelobov v krestovinnom uzle na usloviya prokhozheniya po nemu kolesnykh par* [Influence of the track width and grooves in the frog on the conditions for the passage of wheelsets along it]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 1975, no. 3, pp. 34–39.
2. Glyuzberg B. E. *Vliyaniye parametrov grebney vagonnykh koles na bezopasnost' dvizheniya po strelochnym perevodam* [Influence of the parameters of the car wheel flanges on the safety operation in turnouts]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 2018, Vol. 77, no. 2, pp. 67–76. DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-2-67-76>.

3. Korolev V. *Guard Rail Operation of Lateral Path of Railroad Switch*. *Trans Siberia 2019: VIII International Scientific Siberian Transport Forum* (Novosibirsk, May 22–27, 2019). [S. l.], 2020, pp. 621–638. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-37916-2_59.

4. *Instructions on the current maintenance of the railway track*. Approved by the order of the JSC "Russian Railways" dated November 14, 2016 No. 2288r. URL: <https://base.garant.ru/71764006> (retrieved on 02.02.2020) (in Russ.).

5. Brzhezovskiy A. M., Arshintsev D. N., Smelyanskiy I. V., Tolmachev S. V., Kiryushin D. E. *Ustanovlenie uslovy obrashcheniya elektropoezdov "Lastochka"* [Setting of conditions for handling electric multiple units "Lastochka"]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 2016, Vol. 75, no. 4, pp. 248–255. DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-4-248-255>.

6. Brzhezovskiy A. M., Glyuzberg B. E., Titarenko M. I., Il'in I. E., Viktorov V. S., Tulushev V. N. *Vozmozhnost' povysheniya skorostey dvizheniya skorostnykh i vysokoskorostnykh elektropoezdov po strelochnym perevodam i s'ezdam* [Possibility to increase the speeds of express and high-speed trains by turnouts and connecting tracks]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 2016, Vol. 75, no. 4, pp. 217–223. DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-4-217-223>.

7. Titarenko M. I., Korneva S. M. *Rezultaty ispytaniy usilennogo simmetrichnogo strelochnogo perevoda marki 1/6* [Test results of reinforced symmetric 1/6-grade turnout switch]. *Sovremennye problemy proektirovaniya, stroitel'stva i ekspluatatsii zhelezno-dorozhnogo puti: XIII Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. (Moskva, 31 marta–01 aprelya 2016 g.)*. Tr. k 120-letiyu MGUPS (MIIT) [Modern problems of design, construction and operation of a railway track: XIII Inter. scientific and technical conf. (Moscow, March 31 – April 01, 2016)]. Proc. to the 120th anniversary of MGUPS (MIIT). Moscow, MIIT, 2016, pp. 159–160. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29000157> (retrieved on 04.02.2020).

ABOUT THE AUTHORS

Boris E. GLYUZBERG,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Laboratory "Turnout facility", JSC "VNIIZhT"

Mikhail I. TITARENKO,

Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher, Laboratory "Turnout facility", JSC "VNIIZhT"

Elena A. TIMAKOVA,

Cand. Sci. (Eng.), Head of the Laboratory "Wheelsets and axle box", JSC "VNIIZhT"

Aleksander A. SAVCHENKO,

Leading Engineer, Laboratory "Turnout facility", JSC "VNIIZhT"

Sergey V. KUZNETSOV,

Leading Engineer, Laboratory "Turnout facility", JSC "VNIIZhT"

Aleksander M. KALACHEV,

Senior Researcher, Laboratory "Turnout facility", JSC "VNIIZhT"

Received 14.02.2020

Revised 20.04.2020

Accepted 27.04.2020

■ E-mail: Gluzberg@mail.ru (B. E. Glyuzberg)

For citation: Glyuzberg B. E., Titarenko M. I., Timakova E. A., Savchenko A. A., Kuznetsov S. V., Kalachev A. M. Dynamic effect on turnouts of cars having wheelsets with thin flanges // *VNIIZhT Scientific Journal*. 2020. 79 (4): 202–208 (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-4-202-208>.