

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПОСТРОЕНИЯ ПЕРЕВОДНЫХ, ЗАМЫКАЮЩИХ И КОНТРОЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ С НЕПРЕРЫВНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ КАТАНИЯ ДЛЯ ОРГАНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ ДО 400 КМ/Ч

Согласно стратегии развития железнодорожного транспорта России, к 2030 г. общая протяженность линий со скоростями более 160 км/ч, составит почти 11 тыс. км. Организация движения поездов до 400 км/ч требует новые нетрадиционные технические и теоретические основы базовых решений при построении, обеспечении комфортного и безопасного движения поездов устройствами инфраструктуры.

Ключевые слова: колесо, рамный рельс, подвижной состав, нагрузка на ось, математическая модель, сила бокового воздействия

EDN: KAFNSX



П.С. Сиделев



Е.Ю. Минаков

Реализация проектов скоростей движения подвижного состава на железнодорожных линиях 400 км/ч исключает применение стандартных, используемых ранее типовых решений при проектировании устройств и механизмов, задействованных в обеспечении безопасного прохода подвижного состава по стрелке. Поэтому необходимо применение абсолютно новых подходов при проектировании, производстве и эксплуатации переводных, замыкающих механизмов и контрольных устройств для таких стрелочных переводов.

Актуальность реализации заявленных требований объясняется следующим ситуационным моментом — при высоких скоростях движения поездов по ответвленному пути стрелочного перевода, экипажи подвижного состава проходят всю длину пути стрелочного

перевода в течение нескольких секунд. В результате, возникающие инерционные силы от движения экипажей подвижного состава оказывают значительные воздействия на сам путь, элементы стрелочного перевода, гарнитуру и комплекс механизмов и устройств, задействованных в обеспечении безопасного функционирования стрелки, включая все режимы ее работы. Как следствие, действие инерционных сил вызывает ответную реакцию со стороны как самого стрелочного перевода, так и его устройств и механизмов, задействованных в его работе. Силы реакции в значительной степени определяются скоростью и периодичностью изменения инерционных сил от движущегося подвижного состава, которые с математической точки зрения можно охарактеризовать величинами производных более высокого порядка чем второй, так как

Сиделев Павел Сергеевич, главный инженер управления автоматики и телемеханики Центральной дирекции инфраструктуры – филиала ОАО «РЖД». Область научных интересов: исследования, и разработка эффективных форм, методов и алгоритмов организации транспортных услуг, эксплуатации устройств железнодорожной автоматики и телемеханики, включая управления процессами перевозок. Автор девяти научных работ.

Минаков Евгений Юрьевич, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник кафедры «Системы управления транспортной инфраструктуры» Российского университета транспорта (РУТ (МИИТ)). Область научных интересов: исследования структуры и архитектуры построения конструктивных решений и систем управления и контроля устройства железнодорожной автоматики и телемеханики, а также процесс их совершенствования с учетом современных функциональных требований и условий эксплуатации в рамках эксплуатации на Российских железных дорогах, включая организацию скоростного и высокоскоростного движения поездов. Автор 48 научных работ.

они оцениваются величинами, характеризующими воздействие скорости, ускорения и даже учитывают скоростью изменения ускорений, со стороны колесных пар экипажей подвижного состава.

По результатам ранее проведенных исследований [1–3], можно утверждать, что при движении колесной пары тележки подвижного состава с профилем, выполненным в соответствии с ГОСТ 9036 по поверхности катания рельса Р65, изготовленного в соответствии с ГОСТ Р 51685, в виду конструктивных особенностей их рабочих поверхностей, непрерывный контакт колеса с головкой рельса обеспечивается в зоне, соответствующей практически всей поверхности головки рамного рельса, захватывая переход на 2/3 от высоты боковой поверхности головки рельса с внутренней стороны колеи, а у колеса — практически от начала фаски его конусной части до 1/4 от вершины гребня.

На рис. 1 приведена математическая модель движения железнодорожного экипажа, представленного в виде точки m , по кривой стрелочного перевода, что соответствует модели движения подвижного состава по стрелке на боковое отклонение [4].

Анализируя динамику движения экипажа m , приведенную на рис. 1 нужно отметить, что изменение воздействия усилий характеризуется тремя векторами:

- $\vec{\tau}$ — вектор приложения усилий вдоль оси пути, направленный на изменение скорости движения экипажа подвижного состава;

- $\vec{b}$ — вектор приложения усилий подвижного состава на путь, направленный на вертикальное воздействие точечного экипажа m ;

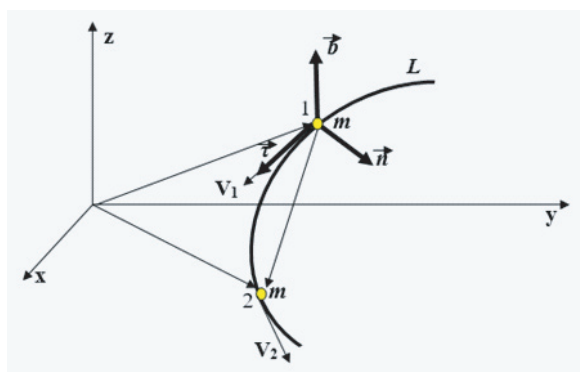


Рис. 1. Математическая модель движения экипажа m в кривой: X, Y, Z — система координат; $\vec{n}$ — главная нормаль; $\vec{b}$ — биномаль; $\vec{\tau}$ — касательная к кривой L ; V_1 и V_2 — векторы скорости перемещения точечного экипажа из точки 1 в точку 2

- $\vec{n}$ — вектор приложения усилий, направленный в сторону поперечного воздействия оси пути.

Именно воздействие силового фактора в направлении главной нормали $\vec{n}$, соответствует боковой силе и представляет особый интерес, так как именно эта сила приводит к изменению условий перекатывания колеса по рамному рельсу стрелочного перевода.

Мгновенное воздействие колеса на рамный рельс при движении поезда по стрелочному переводу в произвольной точке с некоторой периодичностью, целесообразно рассматривать как некую физическую колебательную систему «колесо-рельс» (рис. 2).

Нормальный наклон боковой грани рельса к наклонной поверхности гребня колеса соответствует линии $A-A$ и составляет угол $\alpha=60^\circ$ [7]. Воздействие сил при наличии вертикальной нагрузки на рельс от колеса происходит перпендикулярно поверхности контакта (нормаль N) и ее действие можно условно разложить на вертикальную $G/2$ и горизонтальную (боковую) Q составляющие. Действие последней проецируется на наклон рамного рельса, что на практике (в эксплуатации) способствует «распираанию» железнодорожной колеи. В числовом выражении получается, что при нагрузке со стороны оси колесной пары пассажирского вагона равной $G=180$ кН, величина бокового усилия со стороны гребня колеса на головку рельса в статике составляет $Q \approx 160$ кН.

Также нужно учитывать тот факт, что воздействие колеса на рельс носит волновой характер. Это объясняется линейным перемещением каждого колеса, каждой колесной пары, каждого экипажа в составе поезда движущегося по стрелке и определяется как

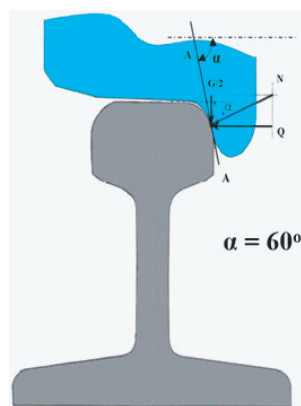


Рис. 2. Модель распределения сил в зоне контакта поверхности катания колеса с головкой рамного рельса

некая суммарная величина, формируемая усилиями от воздействия различных видов колебаний Q_j , происходящих в данный момент времени в рассматриваемой кинематической колебательной системе «колесо-рельс», которую можно представить следующим выражением:

$$Q_j = Q_0 \mp \int_{t=1}^6 \cos(\omega_i) \cdot t + C, \quad (1)$$

где Q_0 — боковое усилие со стороны колеса подвижного состава на рельс в статическом режиме;

Q_i — амплитудное значение бокового усилия со стороны колеса подвижного состава на рельс, как составляющая колебательного процесса движения экипажа подвижного состава по стрелочному переводу;

i — значение усилия дополнительного воздействия, характеризующегося одним из шести основных видов колебательных процессов, происходящих с колесной парой при движении экипажа по рельсам, а именно «подпрыгивание», «галомирование», «виляние», «покачивание», «занос», «подергивание»;

C — значение дополнительных усилий, учитывающих воздействие ветра, величину наклона пути в плане и т.п. на подвижной состав.

Анализ механизма контакта колеса с рельсом с энергетической точки зрения показывает, что в момент, когда составляющая колебательного процесса $\cos(\omega t) \cdot t$ приближается к значению равному 1, то величина бокового воздействия усилия на рамный рельс со стороны гребня колеса соответствует случаю максимального установившегося его значения.

Необходимо также учитывать, что при достижении максимального значения бокового усилия (давления со стороны колеса), должно гарантированно обеспечиваться устойчивое положение самой колесной пары подвижного состава в железнодорожной колее, включая движение экипажей подвижного состава по стрелочному переводу с максимально допустимой нагрузкой на ось 180 кН и учитывая влияние дополнительных воздействий от колебательных процессов самого подвижного состава. В результате воздействие суммарного амплитудного значения бокового усилия возрастает и может достигать значения $\Sigma Q_j = Q_{j\max} \approx 300$ кН. Кинетическая энергия движущегося колеса при этом переходит в потенциальную энергию рельса, что приводит к его упругой деформации, характеризующейся его смещением на некоторую величину « y » (рис. 3).

Теперь рассмотрим стрелочный перевод как рельсовую колею (нить) с позиции ее представления в виде упругой динамической системы «колесо-рельс» [5], в которой рамный рельс (его сечение) представляет собой упругую балку с защемленным концом, коим

является подошва рельса. Соответственно, балка обладает определенной степенью жесткости. Тогда, кинетическая энергия, «передаваемая» движущимся подвижным составом стрелочному переводу (рельсу), на физическом уровне преобразуется в удар со стороны колеса в рельс, что автоматически инициирует последующий процесс колебания рельса, который затухает по прошествии некоторого времени.

На рис. 3 рассмотрена модель поведения рельса при воздействии на него бокового давления со стороны колеса при движении подвижного состава по стрелке [8].

Первая часть (см. рис. 3) соответствует первоначальному положению рельса — когда на рамном рельсе отсутствует колесная пара подвижного состава.

Вторая часть (см. рис. 3), рассматривает процесс смещения рельса, когда на него осуществляется боковое воздействие со стороны колеса, в результате

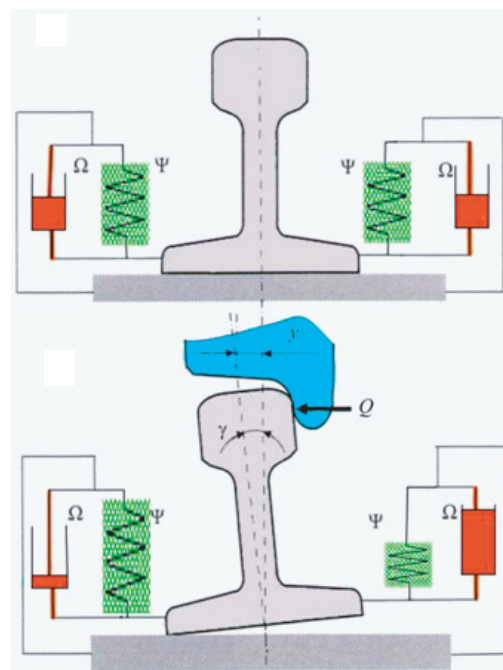


Рис. 3. Модель поведения рамного рельса при воздействии на него бокового давления со стороны колеса при движении поезда: Q — сила бокового воздействия колеса на рельс; Ω — эквивалентный возвратный демпфер, характеризующий колебательный процесс; Ψ — эквивалентная пружина, характеризующая колебательный процесс; γ — угол отклонения рельса от первоначального положения; y — горизонтальное смещение (отклонение) рельса от своего первоначального положения при боковом давлении колеса подвижного состава

которого и происходит его смещение относительно вертикальной оси, после чего он возвращается в исходное положение. Другими словами, отклонение рельса от своего первоначального положения представляет собой колебательный процесс, который повторяется с периодичностью, соответствующей проходу каждого колеса, каждой колесной пары экипажа поезда, в каждой произвольно выбранной точке стрелочного перевода.

Рассматривая процесс колебаний в системе «колесо-рельс» необходимо учитывать следующие два уточнения:

- 1-е — балка (рельс в поперечном сечении) имеет плоскость симметрии;
- 2-е — вынужденные колебания балки (рельса) происходят в этой плоскости.

Тогда, с учетом вышеизложенных замечаний, дифференциальное уравнение кривой изгиба можно представить в виде следующего уравнения:

$$EJ_{pp} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = -M, \quad (2)$$

где EJ_{pp} — боковая жесткость рельсовой колеи (нити), является величиной постоянной;

M — изгибающий момент, определяемый в произвольном поперечном сечении рамного рельса.

Учитывая тот факт, что в нашем случае рамный рельс рассматривается как балка с защемленным концом, определим силу инерции колеблющейся балки исходя из принципа Д'Аламбера, с учетом интенсивности колебаний:

$$q_{in} = -\frac{m_0}{l_{pp}} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (3)$$

где m_0 — масса балки;

l_{pp} — длина балки, соответствующая высоте рельса.

Продифференцировав дважды уравнение (2) и с учетом выражения (3), получаем следующее соотношение:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0, \quad (4)$$

где

$$a^2 = \frac{EJ_{pp} \cdot l_{pp}}{m_0}. \quad (5)$$

Обобщенное выражение для определения свободных поперечных колебаний можно получить путем математического наложения всех возможных нормальных колебаний:

$$y = \sum_{i=1}^{\infty} X_i (A_i \cos p_i t + B_i \sin p_i t), \quad (6)$$

где A_i, B_i — постоянные интегрирования;

X_i — набор нормальных функций;

p_i — собственные частоты колебаний балки.

По определению, каждая нормальная функция, не зависящая от времени, имеет вид:

$$X_i = C_{1i} \sin k_i x + C_{2i} \cos k_i x + C_{3i} \operatorname{sh} k_i x + C_{4i} \operatorname{ch} k_i x, \quad (7)$$

где $k_i = \sqrt{\frac{p_i}{a}}$ — круговая частота.

Постоянные интегрирования $C_{1i}, C_{2i}, C_{3i}, C_{4i}$ определяются из следующих краевых условий для принятой математической модели балки с защемленным концом:

- на защемленном конце балки отсутствуют прогиб и угол наклона, тогда:

$$X_i|_{x=0} = 0; \quad \left. \frac{dX_i}{dx} \right|_{x=0} = 0; \quad (8)$$

- на свободном конце балки отсутствуют изгибающий момент и поперечная сила, тогда:

$$\left. \frac{d^2 X_i}{dx^2} \right|_{x=l_{pp}} = 0; \quad \left. \frac{d^3 X_i}{dx^3} \right|_{x=l_{pp}} = 0. \quad (9)$$

После проведения математических преобразований и учитывая, что постоянная интегрирования C_{1i} равна 1, выражение (7) приобретает следующий вид:

$$\begin{aligned} X_i &= \sin k_i x - \operatorname{sh} k_i x - \frac{\sin k_i l_{pp} + \operatorname{sh} k_i l_{pp}}{\cos k_i l_{pp} + \operatorname{ch} k_i l_{pp}} \times \\ &\quad \times (\cos k_i x - \operatorname{ch} k_i x) = \\ &= \sin k_i x - \operatorname{sh} k_i x - G_i (\cos k_i x - \operatorname{ch} k_i x). \end{aligned} \quad (10)$$

Считаем, что балка изгибается лишь под действием боковой силы, которая приложена только к свободному концу балки и воздействует на нее с постоянной скоростью V . Тогда положение точек центров масс всей балки в начале процесса свободных колебаний после снятия приложенной боковой силы Q_0 можно определить следующим уравнением:

$$y_0 = \frac{Q_0 \cdot x^2}{2EJ} \left(\frac{l_{pp}}{2} - \frac{x}{3} \right). \quad (11)$$

Сила бокового воздействия Q_0 со стороны колеса подвижного состава на рельс в статическом режиме и вызывающая вертикальный прогиб балки (рельса), может быть определена исходя из известной величины смещения конца балки Δy :

$$\Delta y = \frac{Q_0 \cdot l_{pp}^2}{2EJ_{pp}} \left(\frac{l_{pp}}{2} - \frac{l_{pp}}{3} \right), \quad (12)$$

где

$$Q_0 = \frac{12EJ_{pp} \cdot \Delta y}{l_{pp}^3}. \quad (13)$$

Тогда уравнение (12) принимает следующий вид:

$$y_0 = \frac{\Delta y \cdot x^2 \cdot (3l_{pp} - 2x)}{l_{pp}^3}. \quad (14)$$

Учитывая допущение, что скорость перемещения конца балки V величина постоянная, считаем, что начальная скорость точек центров масс всей балки может быть определена аналогично выражению (14):

$$V_0 = \frac{V \cdot x^2 \cdot (3l_{pp} - 2x)}{l_{pp}^3}. \quad (15)$$

Учитывая полученные выражения и продифференцировав уравнение (6) по времени, получаем выражение скорости распространения колебаний в рассматриваемой системе «колесо-рельс»:

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = \sum_{i=1}^{\infty} X_i (-A_i p_i \sin p_i t + B_i p_i \cos p_i t). \quad (16)$$

Продифференцировав по времени выражение (16) повторно, получаем уравнение, характеризующее ускорение (удар), с которым колесо подвижного состава взаимодействует с рамным рельсом при движении экипажа по стрелочному переводу:

$$\ddot{y} = \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum_{i=1}^{\infty} X_i (-A_i p_i^2 \cos p_i t - B_i p_i^2 \sin p_i t). \quad (17)$$

Изложенная методика позволяет определить максимальную величину смещения головки рамного

рельса стрелочного перевода с непрерывной поверхностью катания, при воздействии на него бокового давления со стороны колеса при моделировании различных рабочих ситуационных схем взаимодействия элементов стрелки и подвижного состава. Так, рассматривая конкретный эксплуатационный случай, когда экипаж высокоскоростного подвижного состава движется по стрелочному переводу с непрерывной поверхностью катания в противошерстном направлении (от острья к корню острья), складывается ситуация, когда фактическое смещение рамного рельса с прижатым к нему острием для стрелочного перевода, уложенного на железобетонных брусках составляет величину достигающую максимального значения 2,5 мм, а при уложенном на железобетонных плитах — 1,6 мм. В результате возрастает вероятность возникновения нештатной ситуации на стрелочном переводе и опасности для движения колесной пары экипажа скоростного подвижного состава.

На рис. 4 приведен сравнительный анализ профилей верхнего строения пути для скоростей движения до 250 км/ч (типовой) и до 400 км/ч (новый), а на рис. 5 — расчетные математические модели динамической системы верхнего строения пути для указанных скоростей движения.

Позиции и параметры, указанные на рис. 4,5:

- 1 — колесная пара подвижного состава с массой m_0 ;
- 2 — рельс колеи пути с распределенной массой m_1 ;
- 3 — шпальный брус с распределенной массой m_2 ;
- 4 — щебеночный балласт с распределенной массой m_3 ;
- 5 — песчаная подушка с распределенной массой m_4 ;
- 6 — земляное полотно с приведенной массой $m_5 = \infty$;
- 7 — специальные бетонные плиты (монтажные) с распределенной массой $m_7 \approx (15 \div 20)m_2$;
- 8 — бетонное основание с распределенной массой $m_8 \approx \infty$;

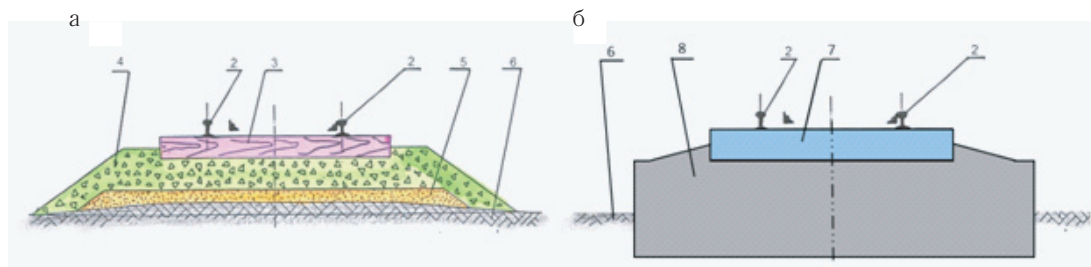


Рис. 4. Профиль верхнего строения пути: а – типовый профиль для скоростей до 250 км/ч; б – профиль для скоростей до 400 км/ч

$c_{1...7}$ — линеаризованная контактная жесткость механической связи двух условных элементов расчетной модели;

$f_{1...7}$ — коэффициент сил трения в условных связях элементов расчетной модели.

Параметры (контактная жесткость c_0 , коэффициент трения f_0) относятся к условной связи: «колесо-рельс».

В таблице приведены исходные данные, использованные при проведении расчетов и сами результаты расчета значений смещения рамного рельса « y » при боковом воздействии (давлении) колеса на рельс и прижатый к нему остряк [6].

Как было отмечено выше, движение каждой колесной пары, каждой тележки подвижного состава по стрелочному переводу, формируют повторяющиеся колебания (отклонения) рамных рельсов относительно железобетонных брусьев (плит), за счет воздействия на них динамических сил со стороны колесных пар и специфики конструкции скрепления рамного рельса с основанием (скрепления обладают упругостью). Следует отметить, что при укладке стрелочного перевода на железобетонные плиты жесткость крепления рамных рельсов к плите обеспечивается только жесткостью конструкции самих рельсовых креплений.

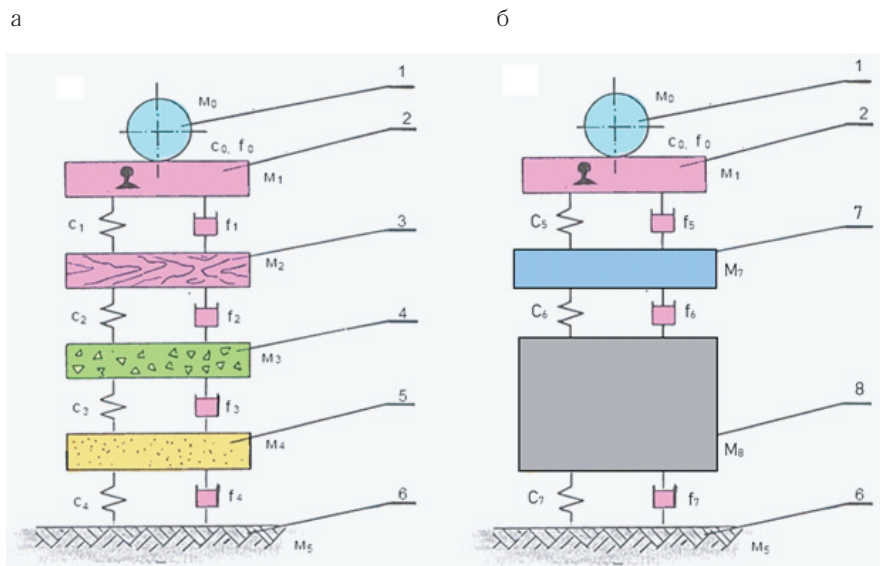


Рис. 5. Расчетная математическая модель динамической системы верхнего строения пути:
а – типовой профиль для скоростей до 250 км/ч; б – профиль для скоростей до 400 км/ч

Таблица

**Величина смещения рамного рельса от вертикальной оси
при воздействии бокового давления колеса экипажа подвижного состава**

Тип рельса	Тип основания стрелочного перевода	Эквивалентная боковая жесткость скрепления рамного рельса, δ_{pp} , кН/мм	Величина усилия бокового давления колеса, кН		Величина смещения			
			статический режим	макси- мальное усилие	угол отклонения рельса, рад		линейное смещение, y , мм	
					стат.	макс.	стат.	макс.
P65	ж/б. брусья	115,0	160,0	300,0	0,43	0,72	1,38	2,39
P65	ж/б. плиты	150,0	160,0	300,0	0,27	0,44	0,87	1,59

Поэтому, чтобы исключить образование зазора между острием остряка и рамным рельсом при движении колесной пары по стрелочному переводу, превышающих его нормированные значения, его (остряк) необходимо механически связать с рамным рельсом. Именно поэтому все стрелочные переводы, которые задействованы в обеспечении движения по ним поездов со скоростями более 140 км/ч, оснащаются внешними замыкателями, что обеспечивает замыкание стрелочных остряков непосредственно к рамным рельсам.

Литература

1. ГОСТ 10791 - 2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия (с Поправкой, с Изменением № 1) : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии № 142-ст. от 23 июня 2011 г.: дата введения 1 января 2012 г./ разработан открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ОАО «ВНИИЖТ»», открытым акционерным обществом «Уральский институт металлов» (ОАО «УИМ»», открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский институт вагоностроения», Институтом черной металлургии НАН Украины. - Москва : Стандартинформ, 2011. - 32 с. - Текст : непосредственный.
2. ГОСТ Р 51685 - 2013. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия (с Изменением № 1) = Railway rails. General specifications : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 октября 2013 г. № 1155-ст. : дата введения 2014-07-01 / разработан открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (ОАО «ВНИИЖТ»», открытым акционерным обществом «Уральский институт металлов» (ОАО «УИМ»»), Федеральным государственным унитарным предприятием «Научно-исследовательский институт мостов и дефектоскопии Федерального агентства железнодорожного транспорта» (ФГУП «НИИ мостов и дефектоскопии»), Институтом металлургии и материаловедения имени А. А. Байкова Российской академии наук (ИМЕТ РАН), обществом с ограниченной ответственностью «ЕвразХолдинг» (ООО «ЕвразХолдинг»), открытым акционерным обществом «ЕВРАЗ Нижнетагильский металлургический комбинат» (ОАО «ЕВРАЗ НТМК»), открытым акционерным обществом «Объединенный Западно-Сибирский металлургический комбинат» (ОАО «ЕВРАЗ ЗСМК»). - Москва : Стандартинформ, 2014. - 101 с. - Текст : непосредственный.
3. Минаков, Е. Ю. Принципы построения современных систем перевода стрелок средствами железнодорожной автоматики / Е. Ю. Минаков, Д. Е. Минаков. - Текст : непосредственный // ВНИИАС. Ж.-д. транспорт / Сер. Сигнализация и связь. ЭИ/ЦНИИТЭИ. - 2005. - Вып. 1-2. - С. 1-39.
4. Глюзберг, Б. Э. Оптимизационный подход к проектированию элементов стрелочных переводов. - Текст : непосредственный / Б. Э. Глюзберг // Вестник ВНИИЖТ. - 1991. - № 3.
5. Сидоров, В. Н. Лекции по сопротивлению материалов и теории упругости / В. Н. Сидоров. - Кострома: ГУИПП «Кострома». - 2002. - 352 с. - Текст : непосредственный.
6. Справочник инженера-путейца. В 2 томах / под ред. В. В. Басилова и М. А. Чернышева. - Москва : Транспорт, 1972. - Т.1. - 768 с. - Текст : непосредственный.
7. Горелик, А. В. Методы обеспечения безопасности перевода, замыкания и контроля положения стрелок: монография / А. В. Горелик, Д. Е. Минаков. - Москва : РУТ (МИИТ) : РОАТ, 2021. - 142 с. - Текст : непосредственный.
8. Горелик, А. В. Исследование механизма поведения рельса в зоне контакта с колесом движущегося подвижного состава / А. В. Горелик, В. В. Шуваев, Д. Е. Минаков. - Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. - 2013. - №3. - С. 16-20.