

Влияние параметров гребней вагонных колес на безопасность движения по стрелочным переводам

Б. Э. ГЛЮЗБЕРГ

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

Аннотация. Рассматриваются условия прохода колесных пар по стрелочным переводам с точки зрения обеспечения безопасности движения. Нормы и допуски на геометрические размеры в системе «колесная пара — рельсовая колея» взаимосвязаны. Исходя из этой взаимосвязи выполнен анализ вероятности возникновения неблагоприятных явлений при проходе по стрелочным переводам колесных пар, имеющих гребни с различной величиной износа.

Ключевые слова: колесная пара; рельсовая колея; износ гребней колес; критерии безопасности; вероятность неблагоприятных явлений; конструктивные нормы геометрии стрелочных переводов

Введение. Нормы и допуски геометрических размеров в системе «колесная пара — рельсовая колея» взаимосвязаны. Предложения по изменению нормативной базы геометрии рельсовой колеи и ходовых частей подвижного состава, в частности браковочных размеров минимальной толщины гребней вагонных колес, должны основываться на анализе показателей безопасности движения подвижного состава по пути и стрелочным переводам. Произвольное вмешательство в эту систему допусков и размеров может привести к возникновению угрозы безопасности движения при прохождении подвижного состава по стрелочным переводам и к большим материальным потерям. При проходе по стрелочным переводам колесных пар с различными параметрами колесной колеи могут возникать специфические явления, в том числе неблагоприятные по условиям безопасности движения.

Толщина гребней вагонных колес оказывает большое влияние на безопасное прохождение подвижным составом отведенных острияков. При набегании колес на отведенный острияк возникают расстройств рельсовой колеи, неприлегания острияка к рамному рельсу, а в случае частых повторений этих явлений — изгибы и даже изломы соединительных тяг, напрямую угрожающие безопасности движения по стрелочному переводу.

Безопасность движения поездов по крестовинному узлу обыкновенных стрелочных переводов обеспечивается, только если исключена возможность:

- ударов колес в «нерабочий» усвик до горла;
- ударов колес в улавливающие части (раструбы) усвиков и контррельсов;

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

- ударов колес в острие сердечника;
- распора колесной пары усвиком и контррельсом.

Для этого необходимые размеры ширины колеи и желобов в крестовине следует устанавливать исходя из анализа наиболее неблагоприятных сочетаний размеров колесных пар и колеи в крестовине с учетом их возможной повторяемости и принятых допусков.

Условия прохода колесной пары через крестовинный узел. В рамках одной статьи невозможно рассмотреть все особенности движения подвижного состава по стрелочным переводам. В качестве примера рассмотрим условия прохода колесной пары через крестовинный узел.

На рис. 1 представлена схема крестовинного узла одиночного обыкновенного стрелочного перевода. Пользуясь обозначениями рис. 1, составим систему соотношений, обеспечивающих выполнение условий безопасности, перечисленных выше:

$$\begin{cases} (\delta_{кр} + d_{кр} + q + \Delta) \leq S - t_r; \\ (\delta_{кр} + d_{кр} + q + \Delta) \leq S - t_{y1}; \\ (\delta_k + d_k + q + \Delta) \leq S - t_{k1}; \\ (q + 2\Delta + d_k) \leq (S - t_{k0}) = T; \\ q + 2\Delta \leq (S - t_{k0} - t_{y0}) = E, \end{cases} \quad (1.1)$$

где S — ширина колеи в крестовине; T — расстояние между контррельсом и сердечником крестовины; E — расстояние между контррельсом и усвиком крестовины; $d_{кр}$ и d_k — толщина гребней колесной пары со стороны контррельса и крестовины соответственно; q — насадка колесной пары; Δ — зазор между вертикалью и тыльной стороной гребня вагонного колеса на уровне измерения ($\Delta = 1$ мм); t_r , t_{y0} , t_{y1} — ширина желоба в горле крестовины, средней части усвика и на входе в его отогнутую часть соответственно; t_{k0} и t_{k1} — ширина желоба в контррельсе в его средней части и на входе в отогнутую часть соответственно; $\delta_{кр}$ и δ_k — зазоры между гребнем колеса и рельсом крестовины и гребнем колеса и усвиком крестовины соответственно.

Выполнение требований системы (1.1) гарантирует безопасность движения через крестовинный узел стрелочных переводов. Зная размеры колесной пары,

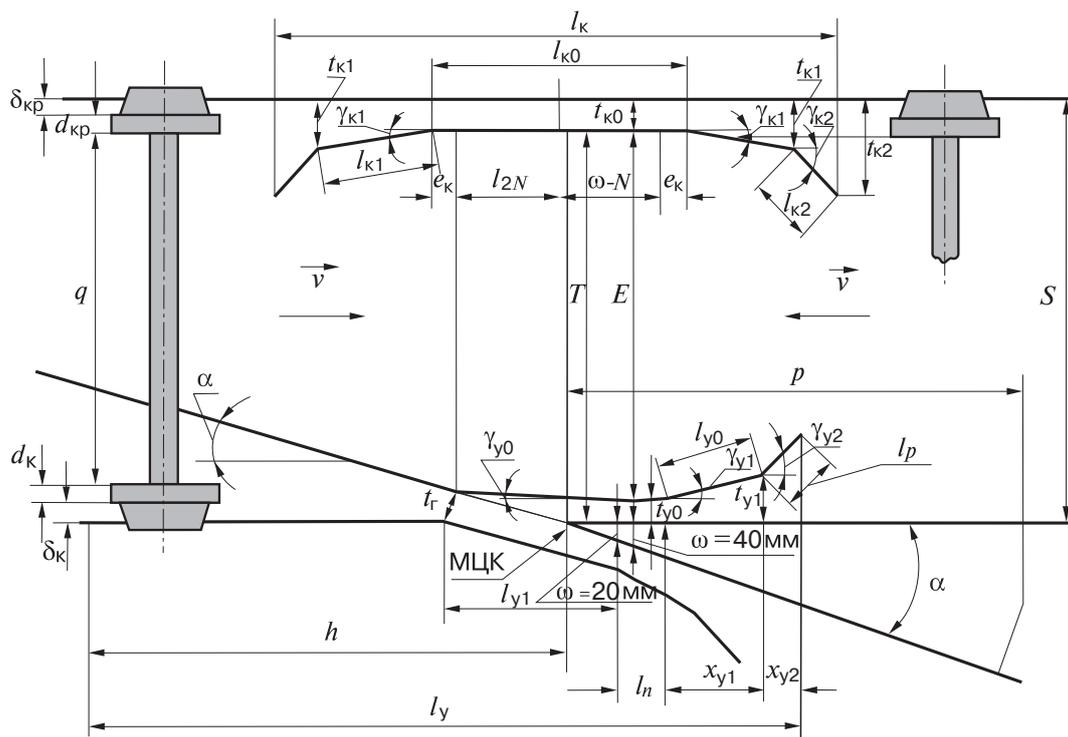


Рис. 1. Геометрическая схема крестовинного узла одиночного обыкновенного стрелочного перевода:

α — угол крестовины; γ_i — углы образующих рабочих граней элементов крестовины; t_i — размеры желобов на уровне измерения; l_i — длины элементов крестовины усовика и контррельса; x_i — проекции элементов усовика крестовины на горизонталь; ω — ширина сердечника; v — направление движения; e_k — дополнительное удлинение части контррельса, параллельной рабочей грани рельса; h и p — передний и задний вылет крестовины

Fig. 1. Geometric diagram of the frog unit of the single ordinary turnout:

α — frog angle; γ_i — angles of the forming edges of frog elements; t_i — dimensions of the grooves at the measurement level; l_i — lengths of the frog elements — wing rail and counter rail; x_i — projections of the elements of the wing rail on the horizontal; ω — width of the core; v — direction of motion; e_k — additional lengthening of the part of the counter rail, parallel to the working edge of the rail; h and p — front and rear projection of the frog

можно посчитать размеры колеи и желобов на крестовине, или наоборот, имея размеры крестовинного узла, можно определить возможные предложения по изменению размеров колесных пар.

Простейший способ анализа — метод предельных сочетаний. Для расчетов с применением этого метода нужно к системе соотношений (1.1) добавить соотношения

$$\begin{cases} d_{кр}^{max} = a_{кр}^{max} = [d]^{max}; \\ d_{кр}^{min} = a_{кр}^{min} = [d]^{min}; \\ S^{max} = [S]^{max} + S^y; \\ S^{min} = [S]^{min}; \\ q^{max} = [q]^{max}; \\ q^{min} = [q]^{min} - q^y; \\ \delta^{max} = S^{max} - (q^{min} + 2[d]^{min}); \\ \delta^{min} = 0, \end{cases} \quad (1.2)$$

где [] означает допустимое значение.

Система соотношений (1.1) + (1.2) является полной и позволяет решать задачи определения номинальных значений и допусков в системе «колесная пара — рельсовая колея».

В частности, после несложных преобразований можно получить соотношения для нормируемых размеров желобов крестовинного узла:

$$\begin{cases} t_r^{min} = t_{k0}^{min} = t_{y0}^{min} \geq ([S]^{max} + S^y) - \\ - ([q]^{min} - q^y) - [d]^{min}; \\ E^{max} \leq [q]^{min} - q^y; \\ T^{min} \geq [q]^{max} + [d]^{max}; \\ (t_{k1} + t_{y1})^{max} \geq [S]^{max} - ([q]^{min} + q^y). \end{cases} \quad (2)$$

Такой способ применяется в ряде стран и сегодня. На российских железных дорогах он применялся до середины 60-х гг. прошлого века. При всей наглядности и простоте данного метода он гарантирует только «теоретическую» безопасность движения через крестовинный узел. Учет особенностей практики экс-

платации российских железных дорог показал, что в соотношениях (1.1 + 1.2) содержатся противоречия, делающие эту систему несовместной, а расчеты по методу предельных сочетаний — условными.

Например, массовые обмеры колесных пар, неоднократно выполнявшиеся лабораторией «Стрелочное хозяйство» ВНИИЖТ в 1964–2002 гг., убедительно доказали, что случаев, когда на одной колесной паре оба гребня имеют минимальный размер, в эксплуатации практически нет [1].

Так, по результатам данных обмеров, выполненных в 2002 г., у колесных пар, на которых толщина гребня одного колеса составляла 25 мм, средняя толщина гребня второго колеса была равна 31 мм, а у колесных пар, на которых толщина гребня одного колеса составляла 23 мм средняя, толщина гребня второго колеса — 30,6 мм. Отмечается также высокий уровень корреляции между наличием «тонких» гребней и неравномерностью износа гребней одной колесной пары. В зависимости $(d_1 - d_2) = f(d_1 + d_2)$ коэффициент корреляции составляет 0,76 и выше. Эти данные позволяют сделать вывод, что неравномерный износ гребней колес одной колесной пары связан либо с недостатками конструкции тележек вагонов, либо с неудовлетворительным состоянием экипажной части вагонов в эксплуатации.

Понимание этого привело к ряду указаний МПС России в 90-х гг. прошлого века, в соответствии с которыми для увеличения ресурса колесных пар при достижении предельного износа гребнем одного из колес предлагалось разворачивать колесную пару относительно тележки.

Методы, основанные на вероятностном подходе. Важнейшим фактором, требующим поиска других подходов к нормированию размеров в системе «колесная пара — рельсовая колея», служит то, что в практике эксплуатации на дорогах нашей страны фактические размеры как колесных пар, так и рельсовой колеи выходят за пределы, установленные нормативными документами. Так, по данным обмеров 2002 г., 6 колес из каждой тысячи обмеренных колесных пар имели толщину гребня менее минимально установленной — 25 мм, причем зафиксированная минимальная толщина гребня составила 22,8 мм. Аналогично обстоит дело и с параметрами рельсовой колеи на стрелочных переводах. В этих условиях ориентация на оценки по «теоретической» безопасности не позволяет оценить фактические возможности возникновения неблагоприятных случаев в практике эксплуатационной работы.

Для оценки практической (фактической) безопасности движения был предложен вероятностный подход к оценке возможности возникновения и повторяемости неблагоприятных явлений при движении поездов по стрелочным переводам. Главная идея этого подхода заключается в том, что нормы размеров и до-

пусков в системе «колесная пара — рельсовая колея» должны быть такими, чтобы вероятность опасных случаев была менее чем один раз за рассматриваемый период работы стрелочного перевода (как правило — за срок его службы) при фактических сочетаниях размеров, имеющих место на сети дорог.

Авторство в разработке этого метода принадлежит лаборатории «Стрелочное хозяйство» ВНИИЖТ. В 1960 г. Г. И. Ивашенко опубликовал первые исследования по этому вопросу [2]. В дальнейшем разработками методов, основанных на вероятностном подходе, занимались Л. Г. Крысанов (разработал метод вероятностных композиций) [3] и автор настоящей статьи (разработал метод условных вероятностей). На основе этих методов были сформированы нормы геометрических параметров стрелочных переводов колеи 1520 мм [4, 5, 6] и действующие сегодня нормы, закрепленные в нормативных документах МПС РФ, а затем ОАО «РЖД» [7, 8]. Несколько десятилетий эксплуатационной работы подтвердили правильность разработанных методов.

Основным методом, практически используемым в настоящее время, является метод условных вероятностей, разработанный в лаборатории «Стрелочное хозяйство» в 90-х гг. прошлого века. Одна из отличительных особенностей метода — учет при проведении анализа вероятности возникновения рассматриваемых явлений коррелированности между параметрами, входящими в соотношения (1.1 + 1.2). Так, упругие изменения ширины колеи и желобов рассматриваются как функции от их первоначальных значений, а толщина гребня второго колеса колесной пары как функция от величины расстояния между ободьями колес на уровне измерения ширины колеи и толщины гребня первого колеса. Метод учитывает также фактические формы рабочих поверхностей колес, элементов стрелочного перевода и ряд других особенностей.

Техника использования метода условных вероятностей. Техника использования данного метода заключается в следующем. Вначале по фактическим распределениям параметров колеи и колесной пары определяется положение последней в рельсовой колее с учетом распределения ее возможных положений при входе на стрелочный перевод. Затем исходя из первоначальных параметров колеи и желобов определяются вероятность и места набегания колес на элементы стрелочного перевода. Такие расчеты проводятся для каждого из возможных (имеющих место в эксплуатации) сочетаний параметров рельсовой колеи. По результатам расчетов строятся распределения плотности вероятности возникновения исследуемых явлений. Интегрируя в заданных пределах эти зависимости, вычисляют вероятности возникновения рассматриваемых явлений.

Поскольку в настоящей статье речь идет о допустимых величинах минимальной толщины гребней колес, проведем расчеты для колесных пар, имеющих минимальную толщину гребня 25 мм (действующий норматив) и 23 мм (один из предлагавшихся вариантов).

В полной постановке данные о распределениях параметров рельсовой колеи на стрелочных переводах и параметров колесных пар должны базироваться на массовых обмерах (не менее 5000 колесных пар и не менее 150 стрелочных переводов). В связи с тем, что исследования в необходимых объемах не проводились уже четверть века и данные для полного рассмотрения отсутствуют, будем решать задачу в более узкой постановке:

- расчет выполним для крестовинного узла, у которого размеры колеи и размеры желобов находятся на пределе действующих нормативов, т. е. $[S]^{max} = 1523$ мм; $[t_{к1}]^{min} = 62$ мм; $[t_r]^{min} = 61$ мм;
- размер второго гребня колесной пары примем по регрессионным зависимостям, полученным в 2000-х гг. по ограниченным результатам обмеров (500 ед.) колесных пар. При значениях, близких к 23–25 мм, регрессионное уравнение для определения толщины гребня второго колеса колесной пары по обмерам 2002 г. имеет вид

$$d_2^{cp} = 0,204d_1^{cp} + 25,910; \tag{3}$$

- минимальное расстояние между гребнями колес на уровне измерения ширины колеи $q^{min} = 1435,5$ мм;
- распределения упругих деформаций колеи и колесных пар рассматриваются как нормальные (что практически совпадает с полученными по результатам испытаний распределениями).

Таблица 1

Вероятность величин суммарного зазора на крестовинном узле

Table 1

Probability of the values of the total clearance at the frog unit

Зазор δ^{max} , мм	Толщина гребня колеса			
	$d = 25$ мм		$d = 23$ мм	
	n_σ	Вероятность $P(\delta^{max})$	n_σ	Вероятность $P(\delta^{max})$
23	-4,5	0,000005	-6,26	–
23–25	-3,03	0,001223	-4,79	0,0000006
25–27	-1,84	0,031661	-3,32	0,000045
27–29	-0,09	0,43106	-1,85	0,031707
29–31	+1,38	0,453092	-0,38	0,319816
31–33	+2,85	0,081007	+1,09	0,51017
33–35	+4,32	0,002183	+2,56	0,132623
35–37	+5,79	0,000005	+4,03	0,005232
37–39	–	–	+5,5	0,000003
> 39	–	0	–	0

Наибольший суммарный зазор колесной пары в рельсовой колее находим по формуле

$$\delta^{max} = (S^{max} + \Delta S_{дин}) - (q - \Delta q_{дин}), \tag{4}$$

где $\Delta S_{дин}$ и $\Delta q_{дин}$ — упругие изменения ширины колеи и расстояния между ободьями колес в динамике соответственно.

Подставляя необходимые данные в (4) и анализируя полученные величины по всем возможным сочетаниям, получим распределения зазоров колесной пары в рельсовой колее крестовины для колесных пар с толщиной одного из гребней 25 и 23 мм, толщина гребня второго колеса определяется по зависимости (3).

$$\begin{aligned} \delta_{25\text{ мм}}^{max} &\Rightarrow M(\delta_{25\text{ мм}}) = 30,12 \text{ мм;} \\ \sigma(\delta_{25\text{ мм}}) &= 1,36 \text{ мм;} \\ \delta_{23\text{ мм}}^{max} &\Rightarrow M(\delta_{23\text{ мм}}) = 32,51 \text{ мм;} \\ \sigma(\delta_{23\text{ мм}}) &= 1,37 \text{ мм,} \end{aligned} \tag{5}$$

где M и σ — среднее значение и среднеквадратическое отклонение распределений соответственно.

Если колесная пара не прижата к одной из рельсовых нитей, то δ^{max} является суммарным зазором между колесной парой и рельсовой колеей. Пользуясь данными (5), определим вероятности суммарного зазора для колесных пар, имеющих толщину гребня колеса 25 или 23 мм. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Из данных табл. 1 видно, что наибольшая вероятность суммарного зазора для колес с толщиной гребня 25 мм достигает величины 0,45 при суммарном зазоре 29–31 мм, а для колес с толщиной гребня 23 мм — 0,51 при суммарном зазоре 31–33 мм.

Используя значения суммарного зазора в колее, можно получить распределение вероятности положения в колее гребня одного колеса (односторонний зазор) [6], а затем, рассчитав композицию распределений одностороннего зазора и толщины гребня, вероятность положения тыльной части гребня, набегающего на элемент крестовины (например, контррельс).

Данные расчета распределения вероятности положения колес с толщиной гребня 25 и 23 мм приведены в табл. 2.

Набегание колеса на улавливающую часть (раструб) контррельса и на нерабочий усовик до горла будет происходить, если суммарный размер толщины гребня и одностороннего зазора в колее будет превышать величину желоба в горле и раструбе контррельса.

Учитывая, что в настоящее время минимальный размер желоба на входе в отогнутую часть контррельса равен 62 мм, то недопустимым является вероятность положения тыльной части обода набегающего колеса, при которой $P(d_{kp} + \delta_{kp}) > 62$ мм.

Таблица 2

Распределение вероятности положения колеса в колее

Table 2

Distribution of the probability of wheel position in the track gauge

Величина зазора, мм	Толщина гребня колеса			
	$d = 25$ мм		$d = 23$ мм	
	$(\delta_{кр} + d_2)$, мм	Вероятность $P(\delta_{кр} + d_2)$	$(\delta_{кр} + d_2)$, мм	Вероятность $P(\delta_{кр} + d_2)$
0–2,5	31–33,5	0,16965779	30,6–33,1	0,16057094
2,51–5,0	33,5–36,0	0,09002034	33,1–35,6	0,083515024
5,01–7,5	36,1–38,5	0,06485213	35,61–38,1	0,061795832
7,51–10,0	38,51–41,0	0,05920676	38,11–40,6	0,053495528
10,01–12,5	41,01–43,5	0,06263181	40,61–43,1	0,058314712
12,51–15,0	43,51–46,0	0,05951140	43,11–45,6	0,053495972
15,01–17,5	46,01–48,5	0,06035550	45,61–48,1	0,059871588
17,51–20,0	48,51–51,0	0,06235826	48,11–50,6	0,057601172
20,1–22,5	51,1–53,5	0,06037101	50,61–53,1	0,058597696
22,51–25,0	53,51–56,0	0,06950821	53,11–55,6	0,054131966
25,01–27,5	56,01–58,5	0,11452278	55,61–58,1	0,071048410
27,51–30,0	58,51–61,0	0,11356360	58,11–60,6	0,114929960
30,0–32,5	61,01–63,5	0,01313576	60,61–63,1	0,092603430
32,51–35,0	63,51–66,0	0,00305620	63,11–65,6	0,019090630
35,01–37,5	66,01–68,5	0,0000001	65,61–68,1	0,00052359
37,51–40,0	68,61–71,0	0	68,11–70,6	0
		$\Sigma 1,0$		$\Sigma 1,0$

Используя полученные результаты расчета по данным табл. 2, получаем, что для колес с толщиной гребня 25 мм вероятность нарушения указанного соотношения равна 0,00819. Для колес с толщиной гребня 23 мм эта вероятность равна 0,04184.

Таким образом, при допущении в обращение колес с толщиной гребня 23 мм более чем в 5 раз увеличивается вероятность ударов колес в улавливающую часть контррельса.

При проектировании стрелочных переводов как в России, так и в мировой практике одним из факторов, определяющих конструкционную скорость движения по стрелочному переводу, является передача кинетической энергии колесами подвижного состава элементам перевода при ударах и набеганиях на них колес. Нормируется параметр, связанный с потерей кинетической энергии W , определяемый по формуле [9]

$$W = v \sin \beta, \tag{6}$$

где v — конструкционная скорость; β — угол удара (набегания) на остяк, контррельс, усовик и т. д., под которым колесо набегает на элемент стрелочного перевода.

При набегании колес на улавливающую часть контррельса параметр W , характеризующий передачу энергии от колес на контррельс, возрастает пропорционально синусу угла, под которым соответствующая часть контррельса отклоняется от линии, параллельной рабочей грани рельса крестовины.

Подставляя в (6) соответствующие углы (см. рис. 1) и беря соотношение для случая удара в раструб и набегания на отведенную часть контррельса, получим соотношения для параметра передачи энергии удара колес в контррельс:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\sin \gamma_{к1}}{\sin \gamma_{к2}} \tag{7}$$

и скоростей движения по стрелочному переводу

$$v_2 = v_1 (\sin \gamma_{к1} / \sin \gamma_{к2}). \tag{8}$$

Для стрелочного перевода типа Р65 марки 1/11 увеличение воздействия составит около 6 раз. Следовательно, для сохранения уровня воздействия на стрелочный перевод, заложенного при проектировании, скорость по переводу для экипажей, колесные пары которых набегают на улавливающие части крестовины, нужно уменьшить во столько же раз.

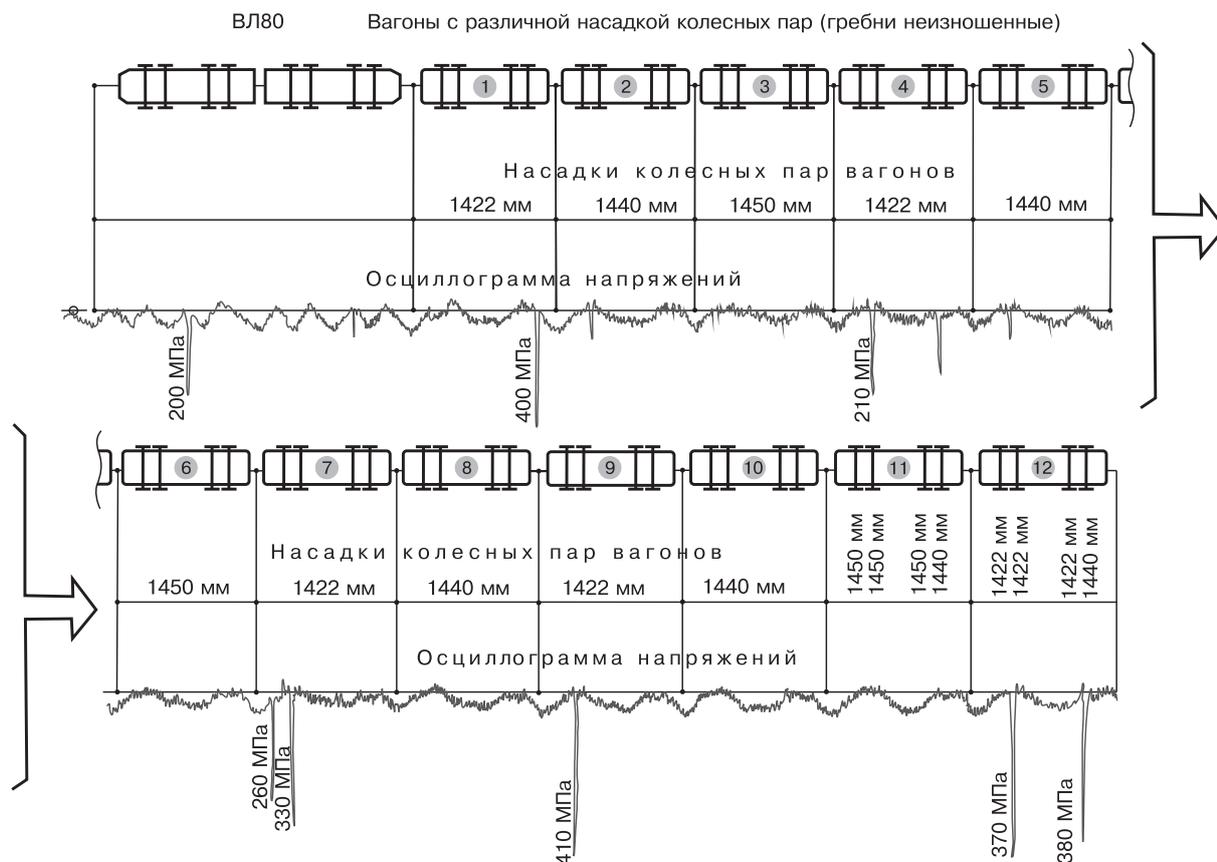


Рис. 2. Осциллограмма напряжений в наиболее нагруженном сечении контррельса при проходе колесных пар с различной величиной зазора в рельсовой колее
Fig. 2. Oscillogram of stresses in the most loaded section of the counter rail when wheelsets passing with a different clearance in the rail gauge

Увеличение вероятности таких воздействий более чем в 5 раз крайне отрицательно скажется на прочности элементов стрелочного перевода и стабильности параметров рельсовой колеи на нем.

Правильность использования соотношения (6) при проектировании стрелочных переводов доказана многими десятилетиями эксплуатационной работы железных дорог разных стран и на различных конструкциях стрелочных переводов, тем не менее вопрос о допустимых размерах рельсовой и колесной колеи регулярно возникает вновь.

Экспериментальные исследования. В 1994 г. были проведены прямой эксперимент по определению влияния разницы в размерах колесной и рельсовой колеи на прохождение экипажей по стрелочным переводам и эксплуатационная проверка возможности уменьшения браковочного размера изношенных гребней колес для российских железных дорог. Опытные исследования по определению влияния разницы в размерах колесной и рельсовой колеи на прохождение экипажей по стрелочным переводам проводились на Экспериментальном кольце ВНИИЖТ.

Для этой цели был сформирован испытательный поезд из локомотива ВЛ80 и 12 вагонов (рис. 2). В состав поезда были включены обычные полувагоны с неизношенной экипажной частью, нагруженные до нагрузок 25–27 т/ось. Толщины гребней колес были одинаковыми (профиль нового колеса). Параметры колесной колеи колесных пар вагонов варьировались за счет различной насадки колес в широких пределах — от 1422 до 1450 мм. На 10 вагонов насадка колесных пар каждого вагона была одинакова, а на двух — смешанная. Таким образом, статический суммарный зазор колесной пары в рельсовой колее (без учета упругих деформаций) варьировался от 4 до 32 мм. Испытательный поезд совершал поездки по стрелочному переводу со скоростями до 70 км/ч.

Стрелочный перевод включал в себя контррельсовые узлы с контррельсами из контррельсового спецпрофиля РК65. На стрелочном переводе фиксировались напряжения в контррельсе, контррельсовых болтах, места набегания колес на контррельс.

Результаты испытаний иллюстрирует копия осциллограммы напряжений в наиболее нагруженной точке

контррельса (рис. 2). Как видно из осциллограммы, колесные пары с зазором в рельсовой колее 22–32 мм оказывают на контррельс незначительные воздействия — до 70 МПа при допускаемых 330 МПа. Это объясняется тем, что колеса таких колесных пар набегают на контррельс в пределах его отогнутой части, там, где предусмотрено проектом стрелочного перевода. Колесные пары, имеющие малый зазор в рельсовой колее, проходят контррельсовый узел, набегая (ударя) в улавливающую его часть. Воздействие на контррельс этих колесных пар весьма велико. Напряжения в контррельсе от их воздействия достигает 410 МПа, что значительно превышает допускаемую величину. Аналогичные закономерности имеют данные по воздействию на контррельсовые болты, где напряжения от колес колесных пар с большим зазором в рельсовой колее до 1,5 раза превышают допустимые. (Следует отметить, что для контррельсовых узлов из спецпрофиля РК65 разрыв подряд двух контррельсовых болтов угрожает безопасности и требует остановки движения.)

В целом по результатам испытаний получено, что колеса колесных пар с минимальным зазором в рельсовой колее вызывают перенапряжения в контррельсе в среднем на 22 %, в контррельсовых болтах — на 15 %. Число таких колесных пар, оказывающих повышенное воздействие на контррельсовый узел, на 18 % больше, чем колесных пар, имеющих зазор 22–32 мм.

С целью эксплуатационной проверки возможности использования колесных пар с толщиной одного из гребней 23 мм в 1994 г. МПС России дало временное разрешение на эксплуатацию таких колесных пар. Результаты эксплуатации оказались следующими. По официальным данным, представленным 10 дорогами, за время действия норматива минимальной толщины гребней колес 23 мм число разрывов контррельсовых болтов возросло на 10–50 %. Затраты на замену элементов контррельсовых узлов и регулировку параметров рельсовой колее на стрелочных переводах возросли на 10–20 %. Увеличились также расстройств рельсовой колее и переводных механизмов на стрелках. Крайне отрицательно сказалось изменение норматива минимальной толщины гребней колес на стрелочных переводах, эксплуатируемых в криволинейных участках пути. По данным Свердловской железной дороги затраты на их обслуживание возросли в среднем на 39 %, а по 76 стрелочным переводам пришлось вводить ограничение скоростей движения.

Таким образом, результаты испытаний и опытной эксплуатации полностью подтверждают приведенный выше теоретический анализ.

Обеспечение требований безопасности прохода экипажей по стрелке. Исследования показывают: чем больше износ гребня колеса, тем больше угол его наклона.

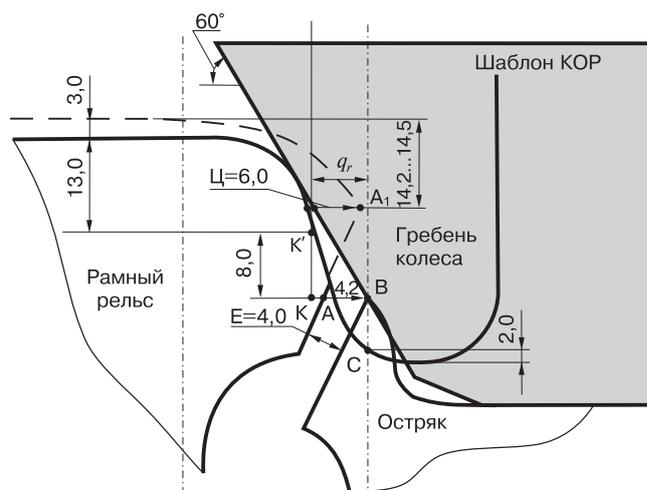


Рис. 3. Проход колесом острия остряка при изношенном рамном рельсе: Ц — боковой износ рамного рельса; E — допускаемое неприлегание острия к рамному рельсу; пунктиром показан профиль неизношенного рамного рельса, серым цветом выделено положение шаблона КОР при контроле взаимного расположения пары «острия — рамный рельс»
 Fig. 3. Passage by the wheel of the point of the switch with a worn out frame rail: Ц — side wear of the frame rail; E — permissible misalignment of the point to the frame rail; dashed line shows the profile of the non-wear frame rail, grey color is the position of the RJHC (rail joint hole control) pattern when controlling the relative location of the “tongue — frame rail” pair

При больших углах наклона гребня возникает возможность вкатывания колеса на острия в зоне его острия.

На рис. 3 показана схема прохода колесом острия остряка. Условие безопасного прохода колесом острия остряка определяется его положением относительно рамного рельса. По мере износа гребня и рамного рельса условия безопасного прохода колесом острия остряка ухудшаются. При наибольшем допускаемом износе рамного рельса и наибольшем допускаемом зазоре между рамным рельсом и острием колесо не вкатится на острия, если наклон образующей гребня будет соответствовать $q_r \geq 6,5$ мм (рис. 3).

$$q_r = AB + AK = 4,2 + (8 / \text{tg} 73,65^\circ) = 4,2 + 2,3 = 6,5 \text{ мм.} \quad (9)$$

В практике работы европейских железных дорог безопасность прохода колесами острия остряка обеспечивается контролем взаимного положения остряка — рамного рельса и контролем параметра q_r на колесах подвижного состава.

Контроль взаимного положения остряка и рамного рельса с помощью специального шаблона (шаблон КОР) был введен на российских железных дорогах в середине 90-х гг. и считается в настоящее время обязательным. При невыполнении требований шаблона КОР работники путевого хозяйства должны прово-

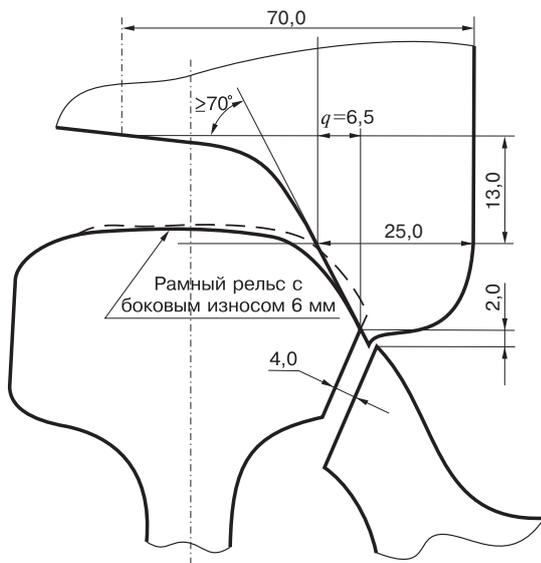


Рис. 4. Вкатывание колеса с остроконечным накатом на острьяк (пунктиром показан профиль неизношенного рамного рельса)
 Fig. 4. Rolling of the wheel with worn sharp side on the switch (dashed line shows the profile of the non-wear frame rail)

дить шлифовку остряка, обеспечивающую необходимое положение его рабочей поверхности.

Контроль наклона образующей гребня по показателю параметра q_r считается обязательным на европейских железных дорогах, однако на российских дорогах он проводится только для локомотивных колес. Одна из причин этого в том, что контрольные обмеры колесных пар, проведенные в 2002 г., показали: уже при толщине гребней 25 мм часть колес имеют форму гребней, нарушающих требование по q_r . Эти колесные пары следует направлять в обточку независимо от минимального допустимого значения толщины гребней, что потребует дополнительных затрат.

Таким образом, после ввода требований по шаблону КОР и отказа введения в действие требований по q_r , обеспечение требований безопасности прохода экипажей по стрелке целиком переложено на работников путевого хозяйства. Однако такой односторонний подход, как видно из анализа, не полностью обеспечивает выполнение требований безопасности.

Особенно неблагоприятным является проход острия остряка колесами с остроконечным накатом (рис. 4), поэтому контроль за появлением остроконечного наката должен являться обязательным.

По результатам исследований 80–90-х гг. прошлого века с целью повышения безопасности движения были проведены большие работы по усилению конструктивной прочности основных узлов стрелочных переводов. В частности, в массовых конструкциях стрелочных переводов был осуществлен переход с

контррельсовых узлов на базе спецпрофилей РК на контррельсовые узлы на базе уголка контррельсового СП850 [10]. К сожалению, это позволило изменить ситуацию в лучшую сторону только на время. С начала 2000-х гг. выход элементов контррельсовых узлов вновь стал нарастать. Увеличилось количество дефектов, которые нельзя ликвидировать в пути силами линейных работников путевого хозяйства. Дороги вынуждены заказывать поставку запасных частей — ремкомплектов контррельсовых узлов. Так, в 2017 г., по данным управления пути ОАО «РЖД», для нужд эксплуатации было закуплено около 5000 таких ремкомплектов.

Элементы контррельсовых узлов выходят из строя из-за повышенного воздействия на них подвижного состава. Одной из причин этого, возможно, является изменение состояния ходовых частей вагонов.

Как уже указывалось, с повышением износа гребня наклон его образующей увеличивается, поэтому вопрос уменьшения браковочного размера толщины гребней колес требует серьезного изучения с учетом фактического распределения размеров колесных пар и рельсовой колеи в эксплуатации, а также закономерностей их изменения в процессе износа.

Заключение. 1. Из изложенных в статье материалов видно, что действующая в настоящее время нормативная база геометрических размеров системы «колесная пара — рельсовая колея» обоснована результатом больших и всесторонних научных исследований. Опыт нескольких десятилетий эксплуатации подтверждает то, что эта нормативная база обеспечивает перевозочный процесс и безопасность движения поездов по стрелочным переводам.

2. Введение изменений в систему размеров «колесная пара — рельсовая колея» должно опираться на анализ фактического состояния колесных пар и параметров рельсовой колеи на стрелочных переводах. В частности, для определения возможности изменения браковочного размера минимальной толщины необходимо:

- провести массовые обмеры колесных пар и стрелочных переводов в эксплуатации;
- провести обработку полученных данных с выявлением зависимостей между различными сочетаниями размеров, в том числе определить взаимосвязь между толщиной гребня и углом наклона его образующей;
- выполнить динамико-прочностные испытания по определению зависимости напряжений и деформаций элементов стрелочных переводов при проходе колесных пар с различными толщинами и углами наклона гребней;
- выявить имеющиеся возможности изменений в системе размеров «колесная пара — рельсовая колея» с учетом обеспечения прочности и надежности стрелочных переводов.

3. Одновременно с проведением этих работ следует разработать новую методику расчетов неблагоприятных явлений, возникающих при проходе колесными парами стрелочных переводов, с учетом накопленных знаний и возможностей современных вычислительных средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крысанов Л. Г. Эксплуатационные характеристики колесных пар грузовых вагонов // Железнодорожный транспорт. 1970. № 2. С. 58–62.
2. Иващенко Г. И. Стрелочные переводы для повышенных скоростей движения по ответвленному пути. М.: Трансжелдориздат, 1960. 103 с.
3. Крысанов Л. Г. Влияние ширины желоба усовика острой крестовины на условия прохождения колесных пар по крестовинному узлу // Совершенствование конструкции, параметров и качества стрелочных переводов: сб. науч. тр. М.: Транспорт, 1971. С. 55–75.
4. Елсаков Н. Н. Изменение норм содержания крестовин // Железнодорожный транспорт. 1978. № 6. С. 49–54.
5. Елсаков Н. Н., Крысанов Л. Г. Ширина желоба в горле крестовины // Путь и путевое хозяйство. 1976. № 9. С. 29–30.

6. Стрелочные переводы / Н. Н. Путря [и др.] // Перспективы развития техники путевого хозяйства: сб. науч. тр. М.: Транспорт, 1976. С. 111–120.

7. Елсаков Н. Н., Радыгин Ю. Н. Стрелочные переводы колеи 1520 мм // Путь и путевое хозяйство. 1977. № 5. С. 15–17.

8. Каменский В. Б., Федулов В. Ф., Глюзберг Б. Э. Новая инструкция // Путь и путевое хозяйство. 1998. № 4. С. 22–30.

9. Желнин Г. Г. Особенности установления допускаемых скоростей на стрелочных переводах // Решение задач взаимодействия подвижного состава и пути реального очертания: сб. науч. тр. М.: Транспорт, 1985. С. 34–38.

10. Глюзберг Б. Э., Королев В. В., Горбунов М. А. Разработка норм содержания контррельсовых узлов по результатам динамико-прочностных испытаний и исследования безопасности прохождения подвижного состава по стрелочным переводам // Современные и перспективные конструкции ж.д. пути для различных условий эксплуатации: сб. тр. ОАО «ВНИИЖТ» / под ред. А. Ю. Абдурашитова. М.: Интекст, 2013. С. 82–103.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

ГЛЮЗБЕРГ Борис Эйникович,

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

Статья поступила в редакцию 12.02.2018 г., принята к публикации 22.03.2018 г.

Influence of the parameters of the car wheel flanges on the safety operation in turnouts

B. E. GLYUZBERG

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

Abstract. The article study conditions for the passage of wheelsets along turnouts from the point of view of ensuring traffic safety. The norms and tolerances for geometric dimensions in the "wheelset – rail gauge" system are interrelated. Proceeding from this interrelation, an analysis is performed on the probability of occurrence of adverse events in the passage through the turnouts of wheelsets having flanges with different wear values.

The thickness of the flanges of the car wheels has a great influence on the safe passage by the rolling stock on the allocated switch point. When wheels are running on allocated point, disorders occurred in track gauge, tongue gapping to the stock rail, and in the case of frequent repetition of these phenomena – even bends and breaks in connecting rods directly threaten the safety of driving on turnouts. Within one article, it is impossible to consider all the features of the movement of rolling stock in turnouts. As an example, conditions for the passage of a wheelset through a frog unit are considered.

It can be seen from the materials presented in the article that the current normative base of the geometric dimensions of the "wheelset – rail gauge" system is justified by the result of extensive and comprehensive scientific research. The experience of several decades of operation is confirmed by the fact that this regulatory framework provides for the transportation process and the safety of the movement of trains in turnouts.

Introduction of changes in the "wheelset – rail gauge" measuring system should be based on analysis of the actual state of wheel sets and the parameters of the track gauge in turnouts. In particular, in order to determine the possibility of changing the rejection size of the minimum thickness, it is necessary:

- to conduct mass measurements of wheelsets and turnouts in operation;

- to perform processing of the obtained data with the identification of dependencies between different combinations of sizes, including relations between the thickness of the flange and the slope of its generatrix;

- to perform dynamic-strength tests to determine the dependence of stresses and deformations of the elements of the switches during the passage of wheelsets with different thicknesses and angles of inclination of the flanges;

- to reveal the available opportunities for changes in the "wheelset – rail gauge" measuring system, taking into account the durability and reliability of switch points;

- to develop a new methodology for calculating the adverse events that occur during wheelsets passage along the turnouts.

Keywords: wheelset; rail gauge; wheel flange wear; safety criteria; probability of adverse events; constructive norms of the geometry of turnouts

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-2-67-76>

REFERENCES

1. Krysanov L. G. *Eksploatatsionnye kharakteristiki kolesnykh par gruzovykh vagonov* [Operational characteristics of wheelsets of freight cars]. *Zheleznodorozhnyy transport*, 1970, no. 2, pp. 58–62.
2. Ivaschenko G. I. *Strelochnyye perevody dlya povyshennykh skorostey dvizheniya po otvetlennomu puti* [Turnouts for increased speeds along track extension]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1960, 103 p.
3. Krysanov L. G. *Vliyanie shiriny zheloba usovika ostroy krestoviny na usloviya prokhozheniya kolesnykh par po krestovinnomu uzlu* [Influence of the width of the wing rail of sharp frog to the conditions for the passage of wheelsets along the

frog unit]. Sovershenstvovanie konstruksii, parametrov i kachestva strelochnykh perevodov. Sb. nauch. tr. [Improvement of design, parameters and quality of switches. Proc. of scientific works]. Moscow, Transport Publ., 1971, pp. 55–75.

4. Elsakov N.N. *Izmenenie norm soderzhaniya krestovin* [Change in the norms of the frogs]. *Zheleznodorozhnyy transport*, 1978, no. 6, pp. 49–54.

5. Elsakov N.N., Krysanov L.G. *Shirina zheloba v gorle krestoviny* [Width of the groove in the frog throat]. *Railway Track and Facilities*, 1976, no. 9, pp. 29–30.

6. Putrya N.N., Krysanov L.G., Teytel' A.M., Glyuzberg B.E. *Strelochnye perevody* [Turnouts]. *Perspektivy razvitiya tekhniki putevogo khozyaystva*. Sb. nauch. tr. [Development prospects of track facility engineering. Proc. of scientific works]. Moscow, Transport Publ., 1976, pp. 111–120.

7. Elsakov N.N., Radygin Yu.N. *Strelochnye perevody kolei 1520 mm* [Turnouts for tracks of gauge 1520 mm]. *Railway Track and Facilities*, 1977, no. 5, pp. 15–17.

8. Kamenskiy V.B., Fedulov B.F., Glyuzberg B.E. *Novaya instruksiya* [New instruction]. *Railway Track and Facilities*, 1998, no. 4, pp. 22–30.

9. Zhelnin G.G. *Osobennosti ustanovleniya dopuskaemykh skorostey na strelochnykh perevodakh* [Specifics of the establishment of permissible speeds on the switches]. *Reshenie*

zadach vzaimodeystviya podvizhnogo sostava i puti real'nogo ochertaniya. Sb. nauch. tr. [Solving problems of interaction between rolling stock and ways of real outlines. Proc. of scientific papers]. Moscow, Transport Publ., 1985, pp. 34–38.

10. Glyuzberg B. E., Korolev V. V., Gorbunov M. A. *Razrabotka norm soderzhaniya kontrel'sovykh uzlov po rezul'tatam dinamiko-prochnostnykh ispytaniy i issledovaniya bezopasnosti prokhozheniya podvizhnogo sostava po strelochnym perevodam* [Development of norms for the maintenance of counter-rail units based on the results of dynamic strength tests and investigation of the safety of rolling stock passage by turnouts.]. *Sovremennye i perspektivnye konstruksii zh.d. puti dlya razlichnykh usloviy ekspluatatsii*. Sb. tr. OAO "VNIIZhT" pod red. A. Yu. Abdurashitova [Modern and perspective rail structures. ways for different operating conditions. Proc. of works of JSC "VNIIZhT", ed. by A. Yu. Abdurashitov]. Moscow, Intext Publ., 2013, pp. 82–103.

ABOUT THE AUTHOR

Boris E. GLYUZBERG,

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

Received 12.02.2018

Accepted 22.03.2018

E-mail: Glusberg@mail.ru (B. E. Glyuzberg)

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

ВНИИЖТ: история и современность. М.: Типография «Буки Веди», 2018. 488 с.: ил.

18 апреля 2018 г. исполнилось 100 лет со дня образования Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ), что подтверждает постановление Коллегии Народного комиссариата путей сообщения от 18 апреля 1918 г. о создании Экспериментального института путей сообщения.

К знаменательной дате АО «ВНИИЖТ» подготовил и выпустил уникальное издание: «ВНИИЖТ: история и современность». Это книга о тех, кто стоял у истоков создания твердой научной базы для развития и совершенствования железнодорожного транспорта, кто внес неоценимый вклад в разработку и освоение прогрессивных технологий, применяемых на железных дорогах страны.

И сегодня одним из главных активов АО «ВНИИЖТ» являются опыт, талант и глубокая компетентность ученых и специалистов института. Все участники юбилейных мероприятий, посвященных 100-летию института, гости и работники ВНИИЖТ получили на память замечательный подарок — книгу «ВНИИЖТ: история и современность».

129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, редакционно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (499) 260-43-20, e-mail: rio@vniizht.ru, www.vniizht.ru.

