

УДК 625.143.472

ДАРЕНСКИЙ А. Н., д-р. техн. наук, профессор (Украинский государственный университет железнодорожного транспорта),
ТУЛЕЙ Ю. Л., начальник Департамента пути (Укрзалізниця),
ПОТАПОВ Д. А., к.т.н., доцент (Украинский государственный университет железнодорожного транспорта)

Численные исследования влияния параметров рельсовой колеи на боковой износ рельсов в кривых

В статье приведены результаты численных исследований влияния параметров рельсовой колеи на силы взаимодействия подвижного состава и пути в кривых малых радиусов. На основании таких данных по методике, предложенной проф. Андриевским М. Г., были рассчитаны факторы бокового износа рельсов, которые обобщают действие горизонтальных поперечных сил, вертикальных сил и условий контактирования гребней колес и рельсов.

Ключевые слова: железнодорожный путь, кривые, боковой износ рельсов, численные исследования.

Введение

Участки пути в кривых малого радиуса (менее 400 м) существенно отличаются от других участков значительным количеством технических отказов, в том числе по боковому износу головок рельсов (дефект по рисунку 44), расстройству в плане и уширениям рельсовой колеи. Несмотря на то, что общая протяженность кривых с радиусами менее 400 м составляет около 2,5 % от общей протяженности главных путей магистральных дорог Украины, выход рельсов по дефекту 44 составляет до 23 % от общего количества изъятых рельсов за год.

Постановка проблемы

К числу параметров взаимодействия пути и подвижного состава, вызывающих увеличение бокового износа рельсов и других отказов пути в кривых, следует отнести следующие:

- чрезмерно большие, воспринимаемые рельсами от колес подвижного состава, динамические поперечные силы, в том числе ударного характера;
- значительно большие, чем на других участках пути, углы набегания гребнем колес на рельсы;
- большие градиенты кривизны пути в планах по его протяжению в местах плавных неровностей плана пути;
- наличие значительных углов в рельсовых стыках, которые связаны с неравножесткостью рельсовых нитей в этих зонах.

В результате влияния вышеперечисленных факторов происходит резкое увеличение расходуемой энергии на трение гребней колес о рельсы и значительно возрастает их боковой износ.

Одной из главных задач в решении проблемы разработки мер, позволяющих существенно уменьшить количество отказов пути в кривых малых радиусов, является поиск методов, позволяющих раскрыть суть динамических процессов, происходящих при движении экипажей. Эти методы должны давать не только качественную, но и количественную информацию об этих процессах.

Следует отметить, что применение экспериментальных методов для решения этих задач практически неприемлемо. При проведении экспериментальных работ можно получить значения горизонтальных поперечных сил в отдельных дискретных сечениях пути при движении экипажей, о характеристиках которых можно говорить только приблизительно. Например, об осевых нагрузках, о нагрузках на колесо, профиле катания колеса, жесткостях каждого рессорного комплекта и других. Кроме того, получить информацию об изменении динамических сил при движении по всей кривой, в том числе в зонах горизонтальных неровностей пути, невозможно.

Решение задачи исследований динамических процессов, происходящих при движении экипажей по кривым, возможно лишь численными методами с применением математических моделей динамической системы «экипаж-путь» [1] с использованием современной компьютерной техники.

Аналитический обзор исследований и публикаций

Основной действующий нормативный документ [2], в соответствии с которым должны выполняться расчеты пути на прочность и устойчивость, базируется на квазистатическом способе расчетов на действие вертикальных сил. Влияние горизонтальных

поперечних сил, в том числе в кривых, на величину нормальных напряжений в кромках головы и подошвы рельса учитывается с помощью поправочных коэффициентов, зависящих от типа подвижного состава и радиусов кривых. Определение этих коэффициентов базировалось на методах расчета вписывания подвижного состава в круговые кривые, основы которого были разработаны в начале XX века. В таких расчетах не учитывался тот факт, что линейная скорость движения экипажа и линейная скорость на поверхности бандажа вращающегося колеса различны. Эта разница, как показал профессор М. Ф. Вериго [3], дала ошибку в определении угла вектора скорости скольжения колеса по рельсу до 63 %.

Кроме того, в расчетах по указанному методу не учитывались силы инерции необрессоренных масс колесных пар и тележек, которые могут превосходить направляющие силы в несколько раз. В работе [4] сделана попытка учета этих сил методами квазистатического вписывания в плавные изолированные неровности пути в плане в прямых участках пути, однако предполагалось, что гребни колес не теряют контакта с рабочей гранью наружного рельса неровности. Между тем, в местах некоторых неровностей гребни теряют контакт с рельсом, затем ударом его восстанавливают и возбуждают горизонтальные поперечные колебания необрессоренной массы подвижного состава и рельсошпальной решетки.

Методы определения горизонтальных поперечных сил в кривой получили дальнейшее развитие в работах [3, 5, 9, 10, 12], в которых методами статистической динамики и теории случайных функций определялись вертикальные и горизонтальные поперечные силы взаимодействия подвижного состава и пути. Однако в основу были положены математические модели, в которых колебания экипажа разложены на две независимые группы – вертикальные и горизонтальные. Результаты расчетов объединялись с использованием принципов суперпозиции. Путь рассматривался как балка, лежащая на сплошном упругом основании и обладающая постоянными по длине массой, жесткостью и демпфированием, привязанными к нейтральной оси рельса. Однако более поздние исследования [1] показали, что в некоторых условиях эксплуатации, например, в кривых малых радиусов, принцип суперпозиции не применим.

Следует подчеркнуть, что, по мнению ряда авторов [6, 7, 11, 13], применение расчетных схем пути в виде балки на упругом основании было вызвано вычислительными трудностями при отсутствии достаточно мощных вычислительных средств. Между тем, применение такой схемы может давать существенные погрешности в расчетах [1]. Например, величина изгибающего момента в рельсах может быть на 12 % меньше, чем в реальных условиях.

С учетом изложенного, в работе [1] представлена математическая модель пространственной динамической системы «экипаж-путь», в основу которой положена расчетная схема пути, в виде балок рельсов большой длины, которые опираются на многие упруго-диссипативные опоры-шпалы с нелинейными характеристиками. Кроме того, принцип суперпозиции в динамической подсистеме «экипаж» не применялась. Математическая модель реализована в программной системе Mathcad.

Цель статьи

Целью работы является выявление численными методами причин интенсивного бокового износа рельсов и других отказов пути в кривых малого радиуса. Исследования проведены для наиболее массового типа подвижного состава четырехосных грузовых вагонов на тележках ЦНИИ-3, перевозки которых составляют 75-90 % грузонапряженности участков пути. Следовательно, воздействие именно таких вагонов и является основными причинами указанных расстройств.

Для решения поставленной задачи в работе было проведено исследование влияние на динамические процессы взаимодействия пути и подвижного состава следующих характеристик плана пути:

- влияние радиусов кривых, непогашенных ускорений и ширины колеи;
- влияние локальных стыковых и плавных неровностей пути в плане.

Основная часть

Как отмечалось выше, факторов, влияющих на боковой износ рельсов и другие отказы пути, достаточно много, а эти факторы в своем проявлении достаточно разноплановы. Например, градиенты кривизны пути в плане в зоне неровности не во всех случаях вызывают увеличение динамических поперечных сил. Поэтому для обобщения учета влияния этих факторов в работе был применен параметр, который в практике современных исследований получил наименование фактора бокового износа [2]:

$$\Phi = \frac{N \cdot f \cdot W}{G}, \quad (1)$$

где N – нормальное давление в точке контакта гребня колеса и рельса, Н;

f – коэффициент трения скольжения;

W – относительное скольжение гребня по рельсу;

G – площадь контакта гребня и рельса.

Произведение коэффициента трения скольжения на величину нормального давления гребня колеса на рельс можно представить в виде:

$$f_N = \frac{N_{nan}}{\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma}, \quad (2)$$

где γ – угол наклона гребня колеса к горизонту;

N_{nan} – направляющая усилие на первой оси тележки, Н.

Во время движения экипажа по кривой колеса скользят по рельсам не только за счет вращения жесткой базы, но и в результате того, что колеса по наружной и внутренней рельсовым нитям проходят разное расстояние.

Суммарное относительное скольжение гребня колеса равно:

$$W = \sqrt{\left(\frac{S}{2 \cdot R} - \frac{a}{r}\right)^2 + \left(\frac{x_1}{R \cdot \cos \gamma}\right)^2 + \left(\frac{a \cdot x_1}{r \cdot \cos \gamma}\right)^2}, \quad (3)$$

где S – расстояние между осями рельсов, м;

R – радиус кривой, м;

a – глубина касания гребня колеса и головки рельса относительно среднего круга катания, м;

x_1 – расстояние от полюса поворота до геометрической оси первой по ходу движения колесной пары жесткой базы, м.

Площадь контакта гребня колеса с боковой гранью головки рельса зависит от угла набегания колеса на рельс и может быть определена в относительных единицах по формуле:

$$G = 1 + 30 \cdot \frac{x_1}{R}. \quad (4)$$

Численные исследования динамических сил в кривых, не имеющих неровностей. В табл. 1 приведены результаты (экстремальные значения) направляющих и горизонтальных поперечных (боковых) сил, которые получены в результате численных исследований движения расчетного вагона по участку пути без неровностей в плане (идеального геометрического очертания) при постоянном значении непогашенного центробежного ускорения $0,4 \text{ м/с}^2$. Величина возвышения наружного рельса была принята равной 100 мм.

Таблица 1

Горизонтальные динамические силы при движении по пути без неровностей

Радиус кривой, м	Скорость, м/с	Направляющие силы, кН		Боковые силы, кН		Суммарный фактор износа
		Переходная кривая	Круговая кривая	Переходная кривая	Круговая кривая	
200	14,4	18,1	11,2	27,9	26,1	0,0622
300	17,7	11,6	7,6	29,1	17,6	0,0252
400	20,4	10,8	7,0	31,2	17,8	0,0128

Исходя из этих условий, были предварительно рассчитаны скорости движения. Такой подход был принят для того, чтобы выявить влияние только одного параметра – в данном случае радиусов кривых.

Образец полученных графиков изменений горизонтальных поперечных сил при движении вагона приведен на рис. 1.

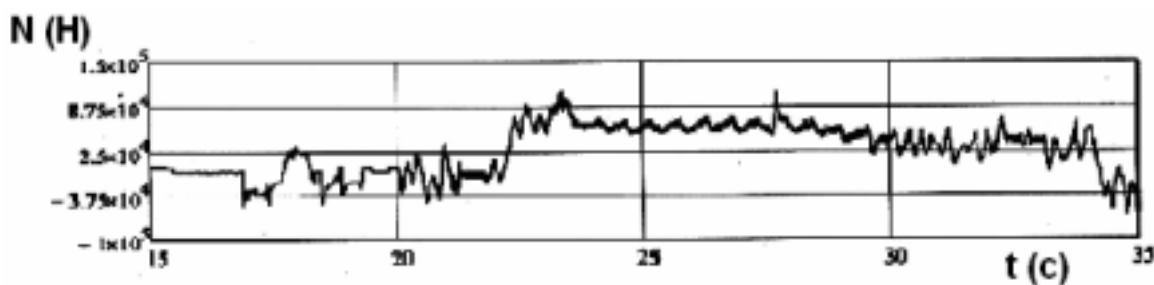


Рис. 1. Пример графика изменения боковых сил при движении грузового вагона по кривой радиусом 300 м со скоростью 17,7 м/с

Из табл. 1 следует, что максимальные значения горизонтальных поперечных и направляющих сил возникают не в круговых кривых, то есть при установившемся движении, а в переходных кривых.

При входе экипажа в переходные кривые возникают удары между гребнями колес и рельсами в результате набегания гребня на наружный рельс. Возникающая при этом величина силы удара не

зависит от величины непогашенного ускорения, а зависит только от скорости движения.

Следует отметить, что наблюдающееся в переходных кривых повышенное значение фактора бокового износа по сравнению с круговыми кривыми не означает то, что максимальные значения износа рельсов и расстройств пути имеет место на переходных кривых. Если в круговых кривых значение факторов износа относится ко всему протяжению круговой кривой, то в переходной кривой оно относится точно к месту удара гребня о рельс. Кроме того, можно сделать вывод о том, что от выбора

параметров переходных кривых зависит как износ, так и другие расстройства пути.

Для определения влияния величины непогашенного ускорения на динамические процессы взаимодействия экипажа и пути были проведены численные исследования движения расчетного вагона по кривой с радиусом 300 м и величиной возвышения наружного рельса 100 мм при скоростях движения от 8,5 м/с до 19,9 м/с. Значения экстремальных сил и суммарного фактора износа по колесам наружного рельса приведены в табл. 2.

Таблица 2

Изменение горизонтальных динамических сил в зависимости от непогашенного ускорения

Непогашенное ускорение, м/с ²	Скорость движения	Направляющие силы, кН		Боковые силы, кН		Суммарный фактор износа
		Переходная кривая	Круговая кривая	Переходная кривая	Круговая кривая	
+0,7	19,9	12,2	13,0	30,4	24,5	0,0694
+0,4	17,7	12,5	7,6	29,1	17,6	0,0252
+0,05	14,4	7,8	5,7	23,1	13,5	0,0379
-0,4	8,5	0	0	0	0	0

Приведенные данные показывают, что при изменении непогашенного ускорения в пределах $-0,4 \div +0,4$ м/с² (суммарно 0,8 м/с²) изменение направляющих сил составляет 12,5кН в переходных и 7,6кН в круговых кривых. Для поперечных сил такие изменения составляют 29,1 и 17,6 кН.

Поскольку при существующих параметрах кривых (длина переходных кривых, радиусы круговых кривых и величины возвышений наружного рельса) и фактических реализуемых скоростей движения грузовых поездов фактические значения непогашенных ускорений не превышают 0,4 м/с², к дальнейшим расчетам с учетом изложенного принято это значение. Такой подход дал возможность выявлять влияние каждого параметра.

Исследование влияния ширины колеи на исследуемые параметры проведено для вариантов, при которых радиусы кривых были приняты равными 200, 300 и 400 м при различной ширине колеи. Во всех случаях кривые не имели неровностей в плане,

величина непогашенного ускорения была принята равной 0,4 м/с² при скорости движения 17,7 м/с. Для соблюдения этого условия изменялась величина возвышения наружного рельса.

Экстремальные максимальные значения направляющих и горизонтальных поперечных сил в круговой кривой приведено в табл. 3.

Исследования показали, что при радиусе кривой 200 м уменьшение ширины колеи с 1540 мм (стандартная) до 1520 мм вызывает увеличение направляющих сил на 45 %, боковых – на 13 %. При радиусах 300 м такие изменения составляют 22 % и 10 % соответственно. При радиусах 400 м наблюдается даже некоторый рост этих сил, однако следует подчеркнуть, что речь идет об экстремальных значениях. Такое увеличение говорит о росте ударных сил взаимодействия за счет увеличения амплитуды влияния колесных пар в колее при увеличении величины суммарных зазоров.

Таблица 3

Изменения горизонтальных поперечных сил в зависимости от ширины колеи

Радиус кривой, м	Ширина колеи, мм	Направляющие силы, кН	Боковые силы, кН	Суммарный фактор износа
200	1520	14,8	29,3	0,1088
	1530	11,1	27,6	0,0672
	1540	10,2	26,0	0,0613
300	1520	8,4	18,2	0,0362
	1530	7,6	17,6	0,0282
	1540	6,9	16,5	0,0204
400	1520	7,0	17,2	0,0285
	1530	7,0	17,8	0,0267
	1540	6,8	18,5	0,0235

Исследование динамических сил в кривых с учетом локальных стыковых и плавных изолированных неровностей пути в плане. В кривых малого радиуса, из-за недостаточной изгибной жесткости стыковых накладок, практически повсеместно отмечаются отступления в виде «углов» в плане. Значения этих «углов» находятся в пределах от 0,2° до 2° в зависимости от типа стыковых накладок (четырёх- или шестидырные) и величины натяжения стыковых болтов [4].

Для выявления влияния этих отступлений были проведены численные исследования при движении

четырёхосного грузового вагона по кривой с радиусом 300 м. Величина непогашенного ускорения во всех случаях была принята равной 0,4 м/с², скорости движения – 17,7 м/с при величине возвышения наружного рельса 100 мм и 20, 25 м/с при возвышении 150 мм. Величина угла в стыке принималась равной от 0,25° до 2,0°, что позволило выявить влияние этого параметра на процессы динамики. Результаты приведены в табл. 4, пример графика измененной горизонтальных поперечных боковых сил первой по ходу движения колесной пары – на рис. 2.

Таблица 4

Значение направляющих и боковых сил при наличии стыковой неровности

Скорость движения, м/с	Возвышение наружного рельса, мм	Угол в стыке, град	Значение поперечных сил, кН			Суммарный фактор износа
			Наружный рельс	Боковые		
				Наружный рельс	Внутренний рельс	
17,7	100	0,25	25,5	20,1	- 86,2	0,2340
17,7	100	0,5	50,2	29,5	- 146,0	0,25703
17,7	100	0,75	64,3	41,3	- 166,0	0,34705
17,7	100	1,5	84,6	85,4	- 203,5	0,41704
17,7	100	1,75	106,6	120,2	- 271,5	0,54062
17,7	100	2,0	153,6	155,4	- 398,1	0,54067
20,25	150	2,0	82,3	61,3	- 262,8	0,4167
20,25	150	2,0	264,8	275,4	- 576,2	0,6435

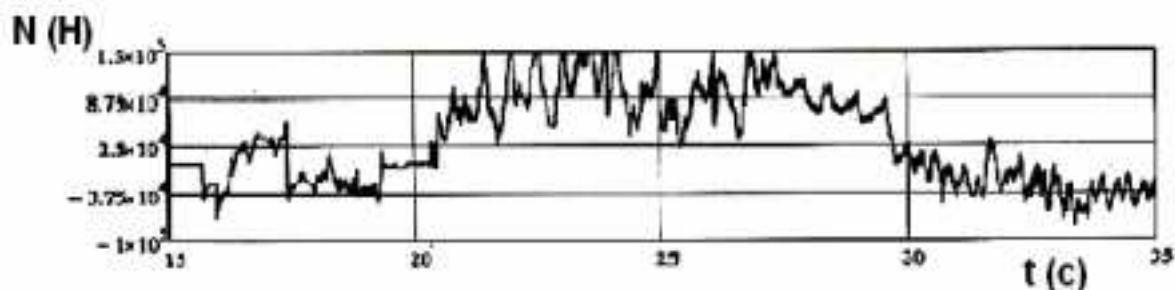


Рис. 2. График изменения горизонтальных поперечных боковых сил

Знак «-» в таблице показывает направление действие силы – внутрь кривой.

Данные таблицы показывают, что увеличение углов в стыке при прочих равных условиях вызывает прямо пропорциональный рост поперечных сил и суммарного фактора износа. При изменении углов от 0,25° до 2,0° направляющие силы возрастают в 4,18 раза, боковые – в 7,73 раза, суммарный фактор износа – в 2,37.

Взаимодействие гребня колеса с головкой рельса внутренней нити кривой носит ярко выраженный ударный характер (рис. 2). Исследование влияния плавных изолированных путей в плане проводилось с использованием моделей неровностей, которые были заданы в форме смещений косинусоиды вида:

$$\eta(x) = \frac{a_{\text{нер}}}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot x}{L} \right), \quad (5)$$

где $a_{\text{нер}}$ – амплитуда неровности, (м);

L – ее общая длина, (м);

x – расстояние от начала неровности до ординаты $\eta(x)$.

Для неровностей такого вида были проведены численные исследования влияния различных значений амплитуды (от 6 до 24 мм). Длина неровностей принималась постоянной – 20 м. Радиус кривой был принят равным 300 м, величина возвышения наружного рельса – 110 мм, скорость движения вагона

– 20,3 м/с, величина непогашеного ускорення – 0,7 м/с².

Кроме того, для сопоставления результатов дополнительно был выполнен расчет для варианта радиуса кривой 600 м при том же значении непогашеного ускорення – 0,7 м/с². Скорость

движения в этом случае была принята равной 27,7 м/с. Такой вариант был рассмотрен потому, что в реальных условиях эксплуатации в кривых с радиусами R≥600 м боковой износ очень мал или отсутствует. Результаты приведены в табл. 5.

Таблица 5

Влияние плавных неровностей на величины экстремальных сил

Скорость движения, м/с	Возвышение наружного рельса, мм	Длина неровностей, м	Амплитуда неровности, мм	Экстремальные значения горизонтальных поперечных сил, кН		Суммарный фактор износа
				направляющих	боковых	
20,3	110	20	6,7	26,2	100,9	0,5393
20,3	110	20	12,0	21,0	60	1,1900
20,3	110	20	16,7	330,6	356,8	1,1385
20,3	110	20	23,3	380,3	382,4	1,7219
27,7	150	20	16,7	34,5	29,4	0,3945

Кроме исследований по определению допустимых значений параметров плавных изолированных неровностей плана (табл. 5) были проведены исследования для выявления наиболее благоприятных режимов движения вагонов по плавным изолированным неровностям. Для этого проведены исследования влияния величины непогашенных

ускорений на горизонтальные поперечные силы и суммарный фактор износа при постоянных значениях длины неровности, ее амплитуды и переменных непогашенных ускорениях. Результаты приведены в табл. 6.

Таблица 6

Влияние непогашенных ускорений на величины горизонтальных поперечных сил и суммарный фактор износа

Радиус кривой, м	Скорость движения, м/с	Непогашенные ускорения, м/с ²	Длина неровности, м	Амплитуда непрерывности, мм	Экстремальные значения горизонтальных поперечных сил, кН		Суммарный фактор износа
					направляющие	боковые	
300	10,8	-0,25	10	14,68	247,4	226,3	0,9616
300	14,4	0,05	10	14,64	55,3	390,5	0,9381
300	17,5	0,4	10	14,64	30,7	78,2	0,2482
300	20,0	0,7	10	14,64	73,5	293,5	0,5277
300	20,0	0,7	20	23,33	29,3	80,90	0,18105
300	17,5	0,4	20	23,33	29,3	80,60	0,17128
300	16,1	0,22	20	23,33	20,7	248,9	0,03894
300	14,4	0,05	20	23,33	42,6	558,5	0,2711
300	10,8	-0,25	20	23,33	30,8	627,6	0,4078

В табл. 7 приведены результаты исследований динамических параметров при движении расчетного вагона по коротким (1–2 м) изолированным неровностям в кривой радиусом 300 м.

При проведении этих исследований радиус кривой был принят равным 300 м, величина непогашеного ускорення 0,4 м/с², скорость движения 17,5 м/с.

Полученные в работе результаты исследований позволяют принимать обоснованные рекомендации о

нормах содержания и режимах ведения поездов в кривых малых радиусов.

Влияние коротких изолированных неровностей на экстремальные значения горизонтальных поперечных сил и суммарный фактор износа

Длина неровностей, м	Амплитуда неровности, мм	Экстремальные значения горизонтальных поперечных сил, кН		Суммарный фактор износа
		направляющие	боковые	
1,0	4	27,3	-93,8	0,1643
2,0	4	12,23	-151,5	0,2923
2,0	2	31,2	-127,4	0,1825

Выводы

1. В результате исследований показана тесная связь роста фактора износа с кривизной рельсов в пути. Даже при отсутствии неровностей в плане изменений радиуса кривой от 400 до 200 м вызывает увеличение фактора износа в 6,4 – 17 раз.

2. Анализ влияния ширины колеи в кривой радиусом 300 м показал, что изменение ширины колеи с 1530 мм на 1540 мм привело к уменьшению значений фактора износа с 0,0252 до 0,0205, то есть меньше точности обнаружения этих параметров на практике.

3. В кривых малых радиусов эксплуатируется звеньевой путь. В стыках, даже при шестидырных накладках и высокопрочных болтах возникают углы 0,25°. В других условиях значение этих углов могут достигать 2,0°. При скоростях движения 60-70 км/ч фактор износа увеличивается почти в 30 раз. Уменьшить эти значения можно, уменьшая горизонтальную изгибную жесткость стыка. Полезно также уменьшение горизонтальной поперечной жесткости рельсовых опор.

4. Неровности пути в плане существенно увеличивают кривизну рельсов в плане. Это приводит к увеличению факторов износа в 46,8 раза и появлению ударных сил, значения которых может достигать 380-390 кН.

Литература

- Даренський, О. М. Теоретичні та експериментальні дослідження роботи залізничних колій промислового транспорту: монографія [Текст] / О. М. Даренський. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – 204 с.
- Даніленко, Е. І. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість [Текст]/ Е. І. Даніленко, В. В. Рибкін. – К.: Транспорт України, 2006. – 168 с.
- Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес [Текст]/ М. Ф. Вериго. – М.: ПТКБ ЦП МПС, 1997. – 207 с.
- Ершов, О. П. Динамическая оценка отступлений в содержании железнодорожного пути и дальнейшее ее совершенствование [Текст]/ О. П. Ершов, Н. Ф. Митин. – М.: Транспорт, 1989. – 46 с.
- Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст]/ М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986 – 599 с.
- Першин, С. П. Вертикальные жесткости пути и его надежность [Текст] / С. П. Першин // Пути и путевое хозяйство. – 1996. – № 6. – С. 8-10.
- Клименко, А. В. Расчет пути с учетом неровноупругости подрельсового основания [Текст] / А. В. Клименко // Путь и путевое хозяйство. – 2005. – № 6. – С. 34-35.
- Капущенко, Н. И. Котова И.А., Износ и сроки службы рельсов и колес подвижного состава [Текст]/ Н. И. Капущенко, И. А. Котова // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2003. – Вип. 2. – С. 41-46.
- Herian, J. Modelling of structure and properties of pearlitic steel and abrasive wear of the turnout frog in the cyclic loading conditions [Text] / J. Herian, K. Aniołek // J. of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – 2011. – Vol. 49. – Iss. 1. – P. 71–81.
- Baluch, H. Diagnostyka nawierzchni kolejowej [Text] / H. Baluch. – Warszawa : Wydawnictwa komunikacji i łączności, 1978. – 415 p.
- Lichtberger, B. Track Compendium. Formation, Permanent Way, Maintenance, Economic [Text] / B. Lichtberger. – Hamburg : Eurailpress, 2005. – 634 p.
- Effects of profile wear on wheel–rail contact conditions and dynamic interaction of vehicle and turnout / J. Xu, P. Wang, L. Wang, R. Chen [Text] // Advances in Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 8, № 1. – P. 1–14. doi: 10.1177/168781401-5623696.
- Ahlf, R. Matching M/W practice to require use of track [Text] / R. Ahlf // J. RT & S (Railway Track & Structures). – New York, 2016. – Vol. 10. – P. 2– 3.

Даренський О. М., Тулей Ю. Л., Потапов Д. О.
Чисельні дослідження впливу параметрів рейкової колії на бічний знос рейок у кривих. У статті подано результати чисельних досліджень впливу параметрів рейкової колії на сили взаємодії рухомого складу та колії в кривих малих радіусів. На підставі таких даних

за методикою, запропонованою проф. Андрієвським М. Г., були розраховані фактори бічного зносу рейок, які узагальнюють дію горизонтальних поперечних сил, вертикальних сил і умов контактування гребенів коліс і рейок.

Ключові слова: залізнична колія, криві, боковий знос рейок, чисельні дослідження.

Darenskiy A. N., Tuley Yu. L., Potapov D. A. Numerical study of the influence of the track parameters of the side rail wear in curves. In this work was to study the effect on the dynamic processes of interaction track and rolling stock the following characteristics of the way the plan: the effect of curve radius, outstanding acceleration and track width; the impact of local butt and smooth irregularities in terms of the way. The results of numerical studies. A mathematical model of the spatial dynamic system "crew-path" has been used to perform research. It is based on the design scheme of the path, in the form of beams of long rails, which are based on many elastic-dissipative-sleepers support with non-linear characteristics. This model is implemented in the program Mathcad system. Determined by the direction and lateral forces when driving on curved four-freight wagons 12-1000 model. Change settings such as the curves of the track radii, outstanding acceleration values, the value of the external elevation of rails and track width. Furthermore, it was examined the influence of faults such as unevenness in isolated smooth plane "corners" in the joints, and short isolated irregularities. The obtained data was determined total wear factor of the horizontal rail heads, allows for the impact on the path and the condition of the contacting wheel flanges and rails.

Keywords: railway track, curves, lateral rail wear, numerical research.

Даренський Олександр Миколайович, зав. каф. «Колія та колійне господарство», Український державний університет залізничного транспорту, Харків, Україна, ел. пошта: ppx_xiit@kart.edu.ua,

Тулєй Юзеф Леонідович, Департамент колії, Укрзалізниця

Потапов Дмитро Олександрович, доц. каф. «Колія та колійне господарство», Український державний університет залізничного транспорту Харків, Україна, ел. пошта: ppx_xiit@kart.edu.ua

Darenskiy Oleksandr Mykolayovich, Head of Dep. «Track and Track Facilities», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Square, Kharkiv, Ukraine. E-mail: ppx_xiit@kart.edu.ua

Tuley Yuzef Leonidovich, Head of Track Department, Ukrzaliznytsia, Tverska St., 5, Kyiv, Ukraine, 03680.

Potapov Dmytro Oleksandrovich, Dep. «Track and Track Facilities», Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine. E-mail: ppx_xiit@kart.edu.ua

Надійшла 09.11.2016 р.

Даренский Александр Николаевич, зав. каф. «Путь и путевое хозяйство», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, Харьков, Украина, ел. пошта: ppx_xiit@kart.edu.ua,

Тулєй Юзеф Леонідович, Департамент пути, Укрзалізниця

Потапов Дмитрий Александрович, доц. каф. «Путь и путевое хозяйство», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, Харьков, Украина, ел. пошта: ppx_xiit@kart.edu.ua