

МЕТОД ОЦЕНКИ ПРОФИЛЕЙ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Запропоновано критерії щодо обґрунтування вибору профілю поверхні кочення залізничного колеса.

Предложены критерии обоснования выбора профиля поверхности катания железнодорожного колеса.

The criteria of grounding for the choice of railway wheel rolling surface profile are proposed.

Известно, что с 90-х годов прошлого столетия на железных дорогах СССР стал наблюдаться интенсивный износ гребней колес подвижного состава и боковой износ рельсов, особенно в кривых малого радиуса ($R < 450$ м). В ремонт на обточку колес стали направлять подвижной состав не в связи с прокатом, т.е. с износом поверхности катания, а в связи с износом гребней колёс.

Профессор М. Ф. Вериго в своей монографии [1] отмечает, что «...интенсивный рост числа отказов пути по боковому износу рельсов в крутых кривых начался через 2...3 года после введения в Технические условия по расшифровке записей путеизмерителей новых норм по неровностям пути. При этом были сняты ограничения в состоянии пути по рихтовке, установленные Инструкцией по текущему содержанию пути, и введены такие нормативы, которые позволяли осуществлять длительное время эксплуатацию пути с практически наивысшими в эксплуатации скоростями движения поездов (80 км/ч для грузовых и 120 км/ч для пассажирских поездов) на неровностях существенно больших амплитуд и крутизны отводов по длине, чем это было ранее».

На недопустимость перехода, практически в то же время, к более льготным для ремонтников, нормам содержания в эксплуатации подвижного состава и пути обращает внимание проф. Б. Д. Никифоров [2].

Проведенные Отраслевой лабораторией динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта им. академика В. Лазаряна исследования [3] показали, что состояние большинства кривых участков пути на железных дорогах Украины по всем основным параметрам – положению в плане, ширине колеи, возвышению наружного рельса, боковому износу – не отвечает даже новым установленным нормам содержания. При выходе грузовых вагонов из деповского ремонта ряд параметров

их ходовых частей также не соответствует установленным нормам [3].

Естественно, что все это интенсифицирует износ колес и рельсов, влияет на безопасность движения, сокращает срок службы ходовых частей подвижного состава и пути.

В последние годы приняты некоторые меры, способствующие снижению интенсивного износа рельсов и колес. Среди которых, например, смазка в кривых малого радиуса внутренних боковых граней головок рельсов с помощью специально оборудованных дрезин или устройств для лубрикации, устанавливаемых на самих локомотивах. Однако до сих пор задача уменьшения интенсивного износа гребней колес актуальна. По-прежнему над прокатом доминирует боковой износ гребней колес.

В этих условиях появилось множество предложений, предусматривающих переход от принятых стандартных профилей поверхности катания локомотивных и вагонных колес к их новым конфигурациям [4, 5]. Появились, например, в Украине профили, предложенные для бандажей колес локомотивов Зинюком–Никитским и предложенные Днепропетровским металлургическим институтом, получившие название «ДМеТИ» и в последующем, после уточнения акционерным обществом МИНЕТЕК математического описания поверхности катания колеса, названные профилем «МИНЕТЕК», а также для вагонных колес, предложенные Институтом технической механики (ИТМ) Национальной Академии наук Украины – профиль ИТМ-73, и Днепропетровским национальным университетом железнодорожного транспорта (ДИИТ) совместно с Укрзалізницею (УЗ) – профиль ДИИТ-УЗ.

Перед внедрением в эксплуатацию вагоны с колесами, имеющими предлагаемый профиль поверхности катания, подвергаются поездным эксплуатационным испытаниям в опытных маршрутах. Следует заметить, что во время таких испытаний сошел с колеи вагон, колеса которого имели один из упомянутых выше про-

филей. Естественно, что подобных случаев допускать нельзя.

На наш взгляд, изготовлению опытных образцов колес с тем или иным предлагаемым профилем поверхности катания и тем более постановке вагонов с такими колесами в опытный маршрут для их поездных испытаний должны предшествовать расчеты и динамические испытания, в результате которых для сравнения должны быть получены для предлагаемого и стандартного профилей количественные значения критериев, оценивающих:

- уровень безопасности движения;
- показатели износа колес;
- величину ресурса колес;
- затраты энергии на тягу поездов;
- величину ресурса рельсов.

Эти критерии могут быть получены на стадии проектирования или при оценке тех или иных предложений.

Сравнение расходов по восстановлению колес и рельсов в процессе ремонтных работ может быть произведено и в процессе эксплуатации опытных образцов колес с предложенным профилем поверхности катания.

Естественно, что, прежде всего, должны быть обеспечены условия безопасности. Профиль, не удовлетворяющий требованиям безопасности или существенно уступающий в этом отношении существующему, должен быть снят с рассмотрения.

Только после проведения технико-экономического обоснования выдвинутых предложений, сравнения показателей, относящихся к колесам с предлагаемым профилем и существующим, может быть принято решение о дальнейшем использовании профиля. При этом технико-экономическое обоснование должно предусматривать сравнение расходов за весь жизненный цикл колеса или его обода с предлагаемым типом профиля поверхности катания и существующим.

Упомянутые выше показатели могут быть определены путем математического моделирования соответствующих процессов [6, 7].

Уровень безопасности движения может быть оценен с помощью коэффициентов запаса устойчивости колеса от схода с рельсов K_y , коэффициентов горизонтальной динамики $K_{дг}$, представляющих собой отношения рамной силы к нагрузке на ось, коэффициентов вертикальной динамики $K_{дв}$, которые применительно к грузовым вагонам представляют собой отношение динамической добавки вертикальных сил, действующих на шейку оси колёсной пары вагона, к статической нагрузке на неё, а приме-

нительно к локомотивам могут вычисляться как отношение динамической добавки прогиба рессорного комплекта первой ступени ($K_{дв}^1$) или второй ($K_{дв}^2$) ступени подвешивания к статическому прогибу соответствующей ступени подвешивания.

В качестве примера, на рис. 1 приведены зависимости упомянутых выше коэффициентов от скорости движения, полученные путем математического моделирования пространственных колебаний полностью загруженного полувагона на стандартных тележках типа 18-100 при движении по прямолинейному участку пути в предположении, что в одном случае колеса вагона имели стандартный профиль, а в другом – профиль типа ДМеТИ (МИНТЕК).

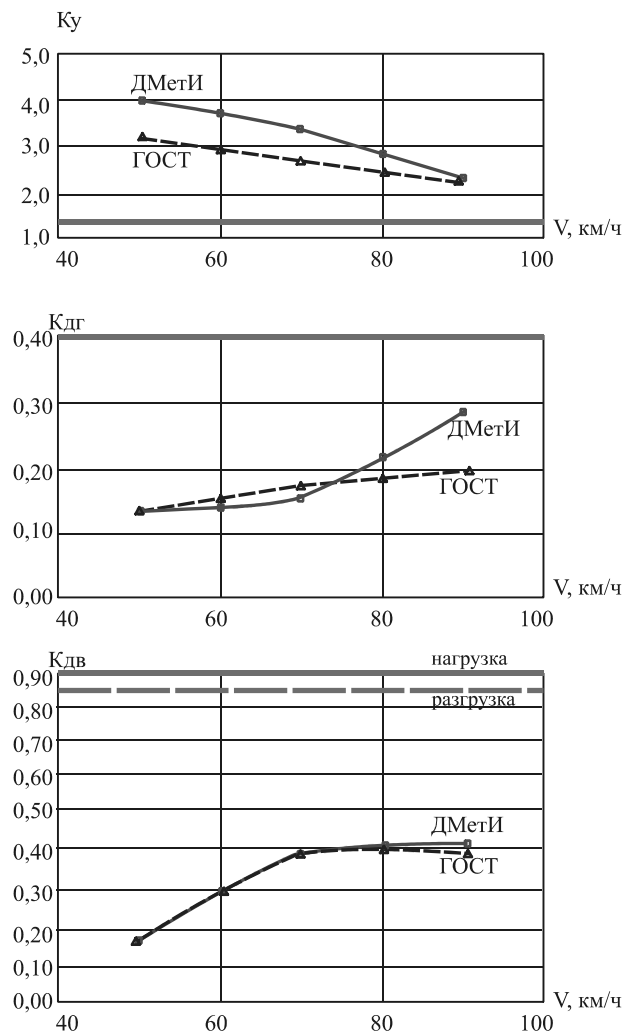


Рис. 1. Влияние типа профиля поверхности катания колеса на показатели безопасности. Движение по прямой полностью загруженного полувагона на стандартных тележках. Рельсы типа Р65

При моделировании предполагалось, что: масса кузова равна 77,4 т, моменты инерции относительно главных центральных осей

$J_x = 88 \text{ тм}^2$, $J_y = 1100 \text{ тм}^2$, $J_z = 1100 \text{ тм}^2$; жесткости рессорных комплектов в вертикальном и горизонтальном направлениях одинаковы и равны 4000 кН/м; относительный коэффициент трения равен 0,086, а половина зазора в колесе равна 6 мм.

Из рис. 1, где жирные линии соответствуют допускаемым значениям, и табл. 1, в которой для удобства сравнения приведены численные значения коэффициентов, видно, что запас устойчивости в обоих случаях удовлетворяется (K_y больше допусаемого [K_y] = 1,3), но профиль типа ДМеТИ обеспечивает больший запас устойчивости от схода колеса с рельсов. Коэффициенты горизонтальной и вертикальной динамики несколько отличаются для рассматриваемых профилей, но оказываются ниже допустимых при проектировании [$K_{дг}$] = 0,4, [$K_{дв}$] = 0,9 при нагрузке и 0,85 при разгрузке. Поэтому предложенный профиль может быть принят для дальнейшего рассмотрения.

Таблица 1

Сравнение динамических показателей

показатели	стандартный профиль			профиль ДМеТИ		
	$V, \text{ км/ч}$					
	50	70	90	50	70	90
K_y	3,20	2,68	2,18	4,03	0,35	2,28
$K_{дг}$	0,14	0,17	0,20	0,14	0,16	0,28
$K_{дв}$	0,18	0,38	0,39	0,18	0,39	0,41

В качестве критерия, определяющего износ контактирующих поверхностей колеса и рельса, принят показатель износа – П, значение которого соответствует работе сил трения A на контактирующих площадках, отнесенный к пройденному пути

$$A = \frac{1}{L} \int_0^L \vec{F} \vec{\varepsilon} ds, \quad (1)$$

где L – путь, пройденный экипажем;

\vec{F} – вектор силы взаимодействия гребня колеса и головки рельса;

$\vec{\varepsilon}$ – вектор относительного проскальзывания гребня колеса по рельсу.

Определение этого показателя связано с математическим моделированием пространственных колебаний рассматриваемого экипажа и рельсового пути. Исследования, проведенные в ДИИТе [3], показали, что при движении по криволинейным участкам пути, где износ как раз является наибольшим, показатель износа гребня колеса значительно больше, чем на по-

верхности катания, поэтому в последующем под показателем износа П будем понимать работу сил на контакте гребня колеса и рельса.

В табл. 2, в соответствии с [8], приведены для сравнения отношения показателей износа Π_2 в случае профиля ДМеТИ к показателю Π_1 , соответствующему стандартному профилю (ГОСТ 9036-76), полученные путем математического моделирования движения со скоростью 50 км/ч загруженного до полной грузоподъемности четырехосного полувагона по пути с типом рельсов Р65 и радиусами круговых кривых в плане 600 м и 350 м.

Таблица 2

Показатели относительного износа на гребне набегающего колеса первой колесной пары

тип рельса	профиль колеса	показатель	радиус кривой в плане, м	
			600	350
Р65	стандартный	Π_1	1,00	1,00
	ДМеТИ	Π_2	0,55	0,72

Из табл. 2 следует, что в случае стандартного профиля показатели износа примерно в 1,8 при радиусе 600 м и 1,4 при радиусе 350 м больше, чем при профиле типа ДМеТИ. В большинстве случаев (за исключением горных участков) удельный вес кривых с радиусом 350 м во много раз меньше, чем кривых среднего радиуса порядка 600 м, поэтому с запасом можно принять отношение Π_1/Π_2 примерно равным 1,6.

Из табл. 2 также видно, что отнесенные к пройденному пути показатели износа при одних и тех же условиях, но относящиеся к разным типам поверхностей катания колес, могут существенно отличаться. В данном случае они меньше в случае профиля ДМеТИ.

Ресурс колес, как известно, обратно пропорционален интенсивности износа поверхности катания. В работе [9] показано, что используя понятие работы A_j сил трения на гребне, приходящейся на единицу пройденного экипажем пути (здесь j – индекс, соответствующей тому или иному профилю), а также понятие интенсивности износа гребня, как величины износа гребня, отнесенной к пробегу L между обточками, отношение ресурса \bar{R}_2 колеса (бандажа) с предлагаемым профилем к ресурсу \bar{R}_1 колеса с профилем эталонным можно представить в следующем виде:

$$\frac{\bar{R}_2}{\bar{R}_1} = \frac{A_1 [a]_2 h_1}{A_2 [a]_1 h_2}, \quad (2)$$

где: $[a]_1, [a]_2$ – предельно допустимые в эксплуатации величины износа гребней, устанавливаемые соответственно для колес с профилем типа 1 и 2 (см. рис. 2);

h_1 и h_2 – величины вызванного обточкой технологического износа, соответствующие профилю 1 и 2.

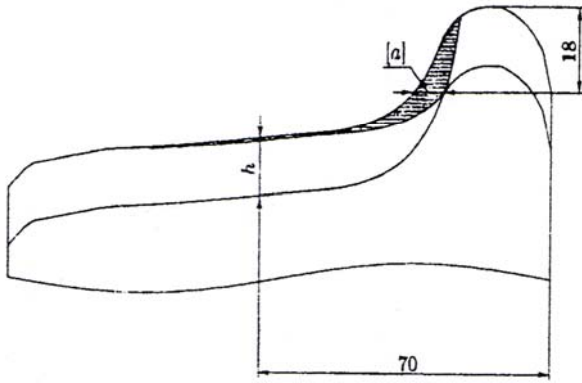


Рис. 2. Технологический износ h обода при обточке

Отношением (2) можно воспользоваться для сравнительной оценки ресурса колеса (бандажа) с предлагаемым и существующим профилем.

Если учесть, что $A_1/A_2 = \Pi_1/\Pi_2 = 1,6$, а величины $[a]_2 = 5$ мм, $[a]_1 = 8$ мм, $h_2 = 7,5$ мм, $h_1 = 16$ мм (в соответствии с [13]), то используя (2), получим

$$\frac{\bar{R}_2}{\bar{R}_1} = 2,1. \quad (3)$$

В данном случае отношение ресурсов найдено с учетом пробега между одной и второй обточками.

Более достоверные данные о ресурсе колеса, имеющего профиль j , можно получить, если учесть n_j обточек за весь его жизненный цикл.

Пробег колесной пары к моменту, когда гребень колеса с профилем j будет иметь допустимую величину $[a]_j$

$$L_j = \frac{[a]_j}{\bar{a}_j}, \quad (4)$$

где \bar{a}_j – интенсивность износа гребня, т.е. отнесенная к пробегу между обточками величина износа гребня, которая пропорциональна величине работы A сил трения на контакте гребня колеса и боковой поверхности головки рельса. Тогда

$$\frac{\bar{a}_2}{\bar{a}_1} = \frac{A_2}{A_1}. \quad (5)$$

После обточки толщина бандажа уменьшится на величину h_j . Если $[H]_j$ – наибольшее допустимое в эксплуатации значение h_j , по достижении которого колесо или бандаж надо исключить из эксплуатации, то

$$[H]_j = n_j \cdot h_j, \quad (6)$$

где n_j – количество обточек за жизненный цикл колеса (бандажа), с профилем типа j .

Тогда, с учетом (4) и (6), ресурс в км пробега этого колеса будет

$$\bar{R}_j = L_j (n_j + 1) = \frac{[a]_j}{\bar{a}_j} \left(\frac{[H]_j}{h_j} + 1 \right), \quad (7)$$

а отношение ресурсов, с учетом (5), будет иметь вид

$$\frac{\bar{R}_2}{\bar{R}_1} = \frac{A_1 [a]_2 \frac{[H]_2}{h_2} + 1}{A_2 [a]_1 \frac{[H]_1}{h_1} + 1}. \quad (8)$$

В нашем случае $[H]_2 = [H]_1 = 45$ мм, поэтому при $A_1/A_2 = 1,6$ и приведенных выше значениях $[a]_2, [a]_1, h_2, h_1$ отношение ресурсов будет равно

$$\frac{\bar{R}_2}{\bar{R}_1} = 1,8. \quad (9)$$

Для колеса со стандартным профилем величина ресурса обычно известна, поэтому согласно (9) может быть найден ресурс колеса с предлагаемым профилем поверхности катания.

Затратам, связанным с тягой поездов, колеса которых имеют тот или иной тип профиля поверхности катания, посвящена работа [10], в которой показано, что влияние типа профиля на сопротивление движению поезда в кривых можно с точностью, приемлемой для сравнительного анализа, оценить величиной, равной суммарному для вагона значению показателя Π износа для всех колес с данным типом профиля, т.е. дополнительное сопротивление W_r движению от кривизны пути принять равным Π , а удельное дополнительное сопротивление w_r движению полностью загруженного полувагона от кривизны пути в кривой радиуса R аппроксимировать следующими зависимостями:

- для стандартного профиля:

$$w_{r,1} = 961R^{-1,0169}, \quad (10)$$

- для профиля ДМеТИ:

$$w_{r,2} = 370R^{-0,9433}. \quad (11)$$

Зависимости (10) и (11) были использованы при проведении тяговых расчетов, проведенных с целью определения и сопоставления расходов энергии на тягу при движении грузового поезда, сформированного из 60-ти полувагонов массой 80 т брутто. Предполагалось, что в одном случае все колеса имели стандартный профиль поверхности катания, а в другом – типа ДМеТИ. В качестве локомотива использовался электровоз серии ВЛ8. Движение рассматривалось на участке Днепропетровск – Пятихатки (Приднепровская железная дорога) протяженностью 125 км. Профиль участка – равнинный, руководящий уклон 11,7‰, длина перегонов, на которых уклон продольного профиля не превышает 5‰, составляет 60 % от общей длины участка. Распределение длин кривых в плане разного радиуса приведено в табл. 3.

Таблица 3

Отношение L длины кривых радиуса R к общей длине участка

R , м	350 ... 499	500 ... 649	650 ... 799	800 ... 999	1000 ... 1200	>1200
L	0,003	0,139	0,024	0,083	0,087	0,056

При выполнении тяговых расчетов значения w_r , как уже упоминалось, определялись по формулам (10) и (11), а остальные удельные сопротивления движению (основное, от уклонов, от трогания поезда с места) – определялись согласно рекомендациям [11]. В результате расчетов [10] были получены расходы энергии в кВт·ч. Оказалось, что в данном случае профиль ДМеТИ приводит к экономии в 2...3 % электроэнергии, затрачиваемой на тягу рассматриваемых поездов.

Подставив стоимость одного кВт·ч электроэнергии, можно определить абсолютное значение денежных затрат на тягу поезда по рассматриваемому участку при том или ином профиле колес.

В результате выполненных расчетов получен вывод о том, что величина сопротивления движению поезда существенно зависит от типа поверхности катания колёс. Т.е., некоторые профили способствовали уменьшению работы сил трения и, тем самым, не только снижали показатели износа колёс и рельсов, но и уменьшали затраты на тягу поездов.

Таким образом, обосновано, что тип профиля поверхности катания колеса существенно влияет на показатели динамических качеств и износа, численные значения которых могут быть использованы при технико-экономиче-

ском обосновании выбора профиля поверхности катания колёс.

Таблица 4

Экономия электроэнергии за счет использования профиля ДМеТИ вместо стандартного в составе из 60 вагонов при движении по участку 125 км

время хода, мин	экономия электроэнергии, %
90,5	1,52
100,6	2,65
107,2	2,45
114,5	3,00
119,3	3,24
149,1	2,56
169,0	2,64
180,5	2,76
199,7	2,76
219,9	2,78
238,8	2,82

Изучению влияния профиля колеса на ресурс рельсов посвящена работа [12], в которой отмечается, что можно рассматривать величину w_r как работу сил трения между гребнем колеса и наружным рельсом, приходящуюся на единицу длины пути и единицу массы вагона.

Обозначим через \bar{T} ресурс наружных рельсов, под которым будем подразумевать общую массу подвижного состава, прошедшего по рельсу за весь срок его службы. Тогда соответствующая массе подвижного состава \bar{T} работа сил трения на участке пути единичной длины будет равна:

$$A = w_r \bar{T}. \quad (12)$$

Обозначив через C коэффициент пропорциональности между объемом изношенного материала и работы сил трения, определим объем материала рельса, изношенного за его срок службы:

$$V = CA = Cw_r \bar{T}. \quad (13)$$

С другой стороны, объем материала, потерянного из-за бокового износа рельсов единичной длины, можно условно считать равным:

$$V = h_r [d], \quad (14)$$

где: h_r – высота гребня колеса, измеренная от вершины гребня до поверхности катания колеса, а $[d]$ – допустимый боковой износ рельса.

Такая условность при определении V допустима в связи со сравнительным характером при оценке ресурса рельсов.

Приравняв правые части выражений (13) и (14), получим оценку ресурса рельса:

$$\bar{T} = \frac{h_r[d]}{Cw_r}. \quad (15)$$

Обозначим через \bar{T}_j ресурс наружного рельса в условиях, когда все колеса подвижного состава имеют профиль j ($j = 1$ – стандартный профиль, $j = 2$ – профиль ДМеТИ). Отношение ресурсов наружного рельса с учетом (10) и (11) будет равно:

$$\frac{\bar{T}_2}{\bar{T}_1} = \frac{w_{r1}}{w_{r2}} = 2,59R^{-0,0736}. \quad (16)$$

С использованием формулы (16) получены приведенные в табл. 5 значения отношений \bar{T}_2/\bar{T}_1 , соответствующие кривым различных радиусов.

Таблица 5

Зависимости отношений ресурсов рельсов \bar{T}_2/\bar{T}_1 от величин радиусов кривых в плане

Величина радиусов, м	350	400	500	600	700	800	900	1000
Отношение \bar{T}_2/\bar{T}_1	1,68	1,67	1,64	1,62	1,59	1,58	1,57	1,56

Как видно, при использовании профиля ДМеТИ ресурс рельсов в кривых, обусловленный боковым износом, в среднем в 1,6 раза выше, чем ресурс рельсов при стандартном профиле поверхности катания колес подвижного состава.

Таким образом, приведено описание метода оценки использования различных профилей поверхности катания колес подвижного состава железных дорог, который, в отличие от существующих, позволяет учитывать как технические, так и экономические аспекты, что даёт возможность более полно оценить эксплуатационные затраты на жизненный цикл и колес, и рельсов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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., 1997. – 207 с.

2. Никифоров, Б. Д. Причины и способы предупреждения износа гребней колесных пар [Текст] / Б. Д. Никифоров // Железнодорожный транспорт. – М., 1995. – № 10. – С. 36-40.

3. Разработка рекомендаций по снижению износа колес и рельсов за счет снижения сил динамического взаимодействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения [Текст] : заключительный отчет по научно-исследовательской теме. – т. 2. – Д., 1998. – № ГР 0196U023134. – С. 114-288.

4. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм [Текст]. ВНД 32.0.07.001-2001.

5. Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар [Текст]. ЦВ-ЦЛ-0062. – Укрзалізниця, 2006.

6. Мямлин, С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / С. В. Мямлин. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.

7. Данович, В. Д. О влиянии формы профиля поверхности катания колеса на динамические показатели вагонов, колес и боковой износ рельсов [Текст] / В. Д. Данович, А. Г. Рейдемейстер // Транспорт : зб. наук. пр. ДПТУ. – Вип. 4. – Д.: Нова идеология. – 1999. – С. 88-96.

8. Бараш, Ю. С. К вопросу экономического обоснования выбора рационального профиля поверхности железнодорожного колеса [Текст] / Ю. С. Бараш, А. Г. Рейдемейстер, А. С. Блохина // Економіка: проблеми теорії та практики : зб. наук. пр. – Вип. 46. – Д.: Дніпропетровський національний університет, 2000. – С. 17-20.

9. Бараш, Ю. С. О методике экономической оценки профиля колеса [Текст] / Ю. С. Бараш, А. Г. Рейдемейстер, А. С. Блохина // Вісник Харківського національного університету ім. В. Н. Каразіна. Економічна серія. В565. – Х., 2002. – С. 44-46.

10. Влияние профиля поверхности катания колес вагонов на затраты, связанные с тягой поездов [Текст] / А. Г. Рейдемейстер и др. // Заліз. трансп. України. – 2002. – № 3. – С. 24-26.

11. Правила тяговых расчетов для поездной работы [Текст]. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.

12. Рейдемейстер, А. Г. К вопросу о влиянии профиля колеса на ресурс рельсов [Текст] / А. Г. Рейдемейстер, А. С. Блохина // Заліз. трансп. України. – 2004. – № 4. – С. 10-11.

13. Визначення критеріїв техніко-економічного обґрунтування вибору раціонального профілю коліс рухомого складу залізниць [Текст] : звіт з науково-дослідної роботи / Дніпропетр. нац. ун-т заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2004. – № ДР 0102U000553.

Поступила в редколлегию 24.03.2009.