

Уточнение параметров модели износа Арчарда для вычисления износа колес грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25 тс

А. В. САИДОВА¹, А. М. ОРЛОВА²

¹ Общество с ограниченной ответственностью «Всесоюзный научно-исследовательский центр транспортных технологий», Санкт-Петербург, 199106, Россия

² Публичное акционерное общество «Научно-производственная корпорация «Объединенная Вагонная Компания», Санкт-Петербург, 199106, Россия

Аннотация. Целью исследования являлся обоснованный выбор величины коэффициента износа для сильной и слабой стадий изнашивания в модели абразивного износа Арчарда (Archard J.) и коэффициента трения на гребне и поверхности катания колеса для прогнозирования износа профилей колес с использованием динамических моделей. В статье представлены результаты ресурсных пробеговых испытаний грузового вагона на Экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ», измерений твердости колес в зонах поверхности катания и гребня, математического моделирования износа колес в программном комплексе «MEDYNA».

Ключевые слова: трехэлементная тележка; износ колес; моделирование износа; коэффициент износа; коэффициент трения; твердость колес

Введение. Задача увеличения межремонтного пробега является одной из основных для разработчиков современных грузовых вагонов. В вагонных тележках типов Barber S-2-R (ТБСЗ), Motion Control (ОВК), 18-194-1 (УралВагонЗавод) детали подвешивания обеспечивают нормируемую износостойкость при пробеге до 800 тыс. км. С 2004 г. в тележках грузовых вагонов применяют колеса с увеличенной твердостью обода до 320–360 НВ в сравнении с использовавшимися ранее колесами твердостью 248–285 НВ, показавшие в эксплуатации снижение их повреждаемости и увеличение среднего пробега вагонов до отбоки колесных пар до 220 тыс. км. [1]. Математические модели прогноза износа таких колес в настоящее время отсутствуют.

Целью исследования, представленного в статье, являлось уточнение параметров модели абразивного изнашивания Арчарда (Archard J.) [2] и определение параметров взаимодействия колес с упрочненной поверхностью обода с рельсами путем сравнения данных натурных измерений с результатами многовариантного моделирования в программном комплексе «MEDYNA» [3]. В качестве объекта исследований выбран универсальный полувагон на трехэлементных тележках модели 18-9855. База вагона составляет

8,65 м, осевая нагрузка 25 тс и конструкционная скорость 120 км/ч. Вагон оборудован колесными парами с S-образной формой диска и упрочненной до 320–360 НВ поверхностью обода колеса.

Результаты обмера колес вагона в ходе испытаний. Ресурсные пробеговые испытания проводились для одного вагонокомплекта тележек модели 18-9855, установленного под универсальным полувагоном с разгрузочными люками модели 12-9853, на Экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ» (Московская область, ст. Щербинка) с июля по январь путем включения испытываемого вагона в грузовой поезд. Опытный вагон в составе поезда следовал по второму кольцевому пути (ширина колеи 1522 мм) в одном направлении (по часовой стрелке) около 10 часов в сутки со средней скоростью 70 км/ч. Правый рельс являлся внутренним, а левый — наружным. При измерениях стороны вагона (правая и левая, передняя и задняя) были приняты по ходу движения поезда.

Измерения профилей колес проводились до начала испытаний и после пробега 53300 км с помощью профилометра ИКП-5 [4] методом лазерного сканирования в четырех сечениях поверхности катания колеса (через каждые 90°). Толщина гребня определялась как расстояние между внутренней и наружной поверхностями, измеренное по горизонтали на высоте 18 мм от вершины гребня. Прокат определялся как разность между измеренной на расстоянии 70 мм от наружной грани колеса высотой гребня и ее номинальным значением (28 мм).

Усредненные по четырем сечениям на каждом колесе значения износа поверхностей катания и гребней колес представлены в табл. 1.

Погрешность измерения износа профиля колеса включает в себя погрешность прибора, которым были проведены измерения до начала эксперимента ($\pm 0,1$ мм для износа поверхности катания и $\pm 0,3$ мм для толщины гребня), погрешности профилометра ($\pm 0,1$ мм для всех измерений после пробега 53 тыс. км.)

■ E-mail: av-saidova@yandex.ru (А. В. Саидова)

Таблица 1

Усредненные значения износа колес вагона после пробега 53,3 тыс. км по Экспериментальному кольцу АО «ВНИИЖТ»

Table 1

Averaged values of wear of the car wheels after a run of 53,3 thousand km along the Test Loop of JSC "VNIIZhT"

Колесная пара по ходу движения	Износ гребня колеса, мм		Износ поверхности катания (прокат) колеса, мм	
	набегающего (левого)	ненабегающего (правого)	набегающего (левого)	ненабегающего (правого)
Первая	3,8	0,3	1,2	1,1
Вторая	0,6	0,6	1,9	0,9
Третья	4,1	0,4	1,6	0,8
Четвертая	0,7	0,5	1,0	0,8

и разброса значений износа для четырех точек (сечений) колеса ($\pm 0,2$ мм для износа поверхности катания и $\pm 0,5$ мм для износа гребня). Общая погрешность измерений составила $\pm 0,4$ мм для износа поверхности катания и $\pm 0,9$ мм для гребня.

Динамическая модель движения вагона, дополненная моделью износа Арчарда. Прогнозирование изнашивания производилось с использованием математической модели движения полувагона [5], разработанной в программном комплексе «MEDYNA», имеющей параметры подвешивания в соответствии с измеренными у испытуемого вагона. Модель состоит из 23 твердых тел (1 кузов, 2 наддрессорные балки, 4 боковые рамы, 4 колесные пары, 8 участков рельсов и 4 участка пути) со связями между ними (упругими, фрикционно-упругими, типа «шарнир», элементами-упорами и элементами, описывающими работу сил сухого трения).

Модель абразивного износа Арчарда внедрена в «MEDYNA» как параллельный алгоритм моделирования. Масса изношенного материала пропорциональна работе сил трения в пятне контакта

$$I = k_v A, \quad k_v = \begin{cases} k_{v1}, & \text{если } P \leq P_{\text{пер}} \\ k_{v2}, & \text{если } P > P_{\text{пер}} \end{cases}, \quad (1)$$

где I — масса изношенного материала, г; k_v — коэффициент износа, г/Н·м; A — работа сил трения, Н·м; P — мощность сил трения в контакте колеса с рельсом, отнесенная к площади контакта, Вт/м²; $P_{\text{пер}}$ — значение мощности сил трения в контакте колеса с рельсом, отнесенной к площади контакта, при котором происходит переход от слабой стадии изнашивания к сильной, Вт/м².

Фазы слабого и сильного изнашивания имеют различные коэффициенты пропорциональности между объемом изношенного материала и работой сил трения (k_{v1} и k_{v2} соответственно). Коэффициент износа k_v зависит от типа материала, твердости, плотности, контактного давления, касательных напряжений и т. д. Обзор литературы показал, что значения k_v могут лежать в диапазоне от 10^{-7} до 10^{-5} г/Н·м.

Работа сил трения на участке профиля вычисляется по формуле

$$A = P_k L, \quad (2)$$

где P_k — фактор износа, Н; L — длина пятна контакта, м. Фактор износа определяется из выражения

$$P_k = s_x T_x + s_y T_y, \quad (3)$$

где $s_{x/y}$ — продольное/поперечное псевдопроскальзывание (крип) в пятне контакта; $T_{x/y}$ — сила крипа в продольном/поперечном направлении, Н.

Значение мощности сил трения в контакте колеса с рельсом, отнесенной к площади контакта, при котором происходит переход от слабой стадии изнашивания к сильной, определяется по формуле

$$P_{\text{пер}} = \frac{P_k v_0}{F}, \quad (4)$$

где v_0 — скорость движения вагона, м/с; F — площадь пятна контакта колеса и рельса, м²;

Условия численного эксперимента соответствуют пробегу, пройденному вагоном при испытаниях на экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ». Некоторые исходные параметры не могли быть получены прямыми измерениями в эксперименте, поэтому они варьировались для оценки их влияния на износ колес и установления возможных значений.

Влияние неровностей пути на износ в условиях Экспериментального кольца. Данные о величине неровностей Экспериментального кольца и их распределении вдоль пути отсутствуют. Поэтому была проведена серия моделирований движения груженого полувагона с постоянной скоростью 70 км/ч в кривой радиусом 956 м с неровностями трех видов: согласно РД 32.68–96 [6] в первом случае, с увеличенными в 1,5 раза неровностями — во втором и уменьшенными в 2 раза — в третьем. Профили первых по ходу движения наружных колес, полученные после пробега 50 тыс. км в сравнении с новым неизношенным профилем по ГОСТ 10791–2011 [7], показаны на рис. 1.

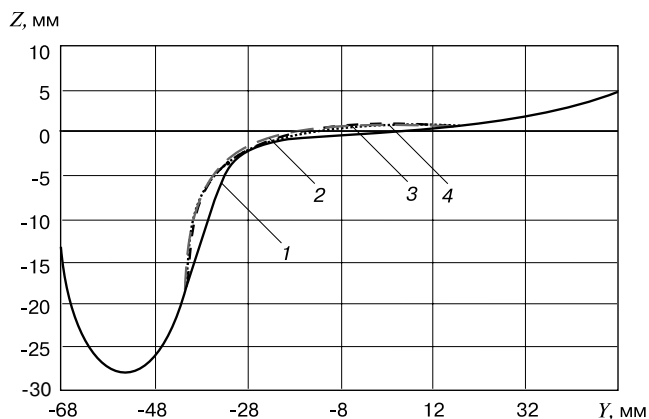


Рис. 1. Профили поверхности обода колес при различных величинах неровностей пути:

1 — неизношенный профиль; 2 — профиль при неровностях по РД 32.68–96; 3 — профиль при увеличенных неровностях; 4 — профиль при уменьшенных неровностях

Fig. 1. Wheel profiles with different track irregularity values:
1 — no wear profile; 2 — profile with irregularities along RD 32.68–96; 3 — profile with increased irregularities; 4 — profile with reduced irregularities

Анализ результатов расчета показал, что полученные профили поверхности обода колес для всех трех случаев отличаются между собой по величине линейного износа на поверхности катания и гребня не более чем на 5 %, что позволяет сделать вывод о незначительности влияния величины неровностей на износ при движении вагона по круговому пути Экспериментального кольца и о возможности использования нормативных неровностей пути согласно РД 32.68–96 при поиске сходимости результатов натурного и численного экспериментов в дальнейшем.

Определение точки перехода между слабой и сильной стадиями изнашивания. Обзор литературы в области моделирования износа колес показал, что мощность сил трения в контакте колеса с рельсом, отнесенная к площади контакта, при которой происходит переход от слабой стадии изнашивания к сильной, может варьироваться в диапазоне от 10^4 до 10^6 Вт/м² [8]. Поэтому возникла необходимость определения переходного значения мощности для условий российских железных дорог.

В этих целях моделировалось движение универсального полувагона в порожнем (осевая статическая нагрузка 6 тс) и груженом до максимальной грузоподъемности состоянии в кривых радиусами 956 м (кольцо «ВНИИЖТ»), 650 м (среднего радиуса) и 350 м (кривая малого радиуса) при скорости 70 км/ч. Длина прямого участка пути в кривых малого и среднего радиуса (650 и 350 м) составила 20 м, переходного — 100 м, возвышение наружного рельса — 150 мм.

Для каждого пятна контакта вычислялась мощность сил трения. Для определения точки перехода между слабой и сильной стадиями изнашивания было принято допущение, что все гребни колес и наружные поверхности катания испытывают сильный износ, а внутренние находятся в стадии слабого износа. На прямом участке пути гребни находятся в фазе сильного износа, поверхности катания — в фазе слабого.

Результаты расчета средней мощности сил трения в контакте колесо — рельс, отнесенной к площади пятна контакта, первой по ходу движения (подверженной наиболее интенсивному износу) колесной

Таблица 2

Результаты расчета средней мощности сил трения, отнесенной к площади пятна контакта

Table 2

The results of calculating the average power of frictional forces, referred to the area of the contact spot

Режим движения	Значение средней мощности сил трения, отнесенной к площади пятна контакта, МВт/м ² , на колесе					
	слева (набегающее)			справа (ненабегающее)		
	поверхность катания	гребень, первое пятно контакта	гребень, второе пятно контакта	поверхность катания	гребень, первое пятно контакта	гребень, второе пятно контакта
Груженный вагон, прямая	6,3	119,0	0,0	6,4	101,0	0,0
Груженный вагон, кривая радиусом 956 м	7,2	78,1	0,0	6,2	79,0	0,0
Груженный вагон, кривая радиусом 650 м	20,2	78,7	1350,0	4,0	72,7	0,0
Груженный вагон, кривая радиусом 350 м	40,1	133,0	2630,0	9,7	82,3	0,0
Порожний вагон, прямая	6,7	67,0	0,0	6,0	68,3	0,0
Порожний вагон, кривая радиусом 956 м	7,4	58,8	0,0	5,4	80,9	0,0
Порожний вагон, кривая радиусом 650 м	9,0	150,0	0,0	3,8	890,0	0,0
Порожний вагон, кривая радиусом 350 м	18,0	210,0	0,0	6,0	1270,0	0,0

пары полувагона в различных режимах его движения представлены в табл. 2.

Анализ результатов расчета показал, что среднее значение мощности сил трения, отнесенной к площади пятна контакта, на поверхности катания левого и правого колес в прямых участках пути приблизительно одинаково и составляет не более 7,0 МВт/м². В кривых участках пути мощность, отнесенная к площади, на поверхности катания набегающего колеса выше таковой для ненабегающего (7,2–20,2 МВт/м² по сравнению с 3,8–6,2 МВт/м² для кривых большого и среднего радиусов и 18,0–40,1 МВт/м² по сравнению с 6,0–9,7 МВт/м² для кривых малого радиуса). Это позволяет принять значение мощности, отнесенной к площади пятна контакта, 7,0 МВт/м² в качестве переходного между слабой и сильной стадиями износа.

Результаты измерения твердости поверхности катания колес. Ранними исследованиями было установлено, что хорошая сходимости результатов измерений и моделирования износа колес может быть получена при задании твердости на гребне выше, чем на поверхности катания колеса [9]. Твердость определяет глубину внедрения контактирующих поверхностей и, таким образом, влияет на объем материала, втянутого в деформацию.

При моделировании разница твердостей в различных зонах колеса и рельса может быть задана различными коэффициентами трения для этих зон. Известно, что для неизношенных новых колес разница значений твердостей обода, измеренных по периме-

тру колеса, не должна превышать 20 НВ (8 %) (согласно ГОСТ 10791–2011).

Из четырех предельно изношенных колес, изготовленных из стали марки 2 ГОСТ 10791–2011, были вырезаны образцы с отсутствием на их поверхности выщерблин, ползунов, трещин и других дефектов, которые могли бы оказать влияние на результаты измерения твердости. Результаты измерения твердости образцов в трех точках на поверхности катания и гребне по методу Роквелла (HRC) представлены в табл. 3. Полученные данные были пересчитаны в твердость по Бринеллю (НВ).

Анализ результатов измерений показал, что твердость колес на поверхности катания больше таковой на гребне в среднем на 13 % (данные, полученные для образца № 2, были приняты как выброс значений, поскольку на них могли оказать влияние качество изготовления колеса, режим эксплуатации и т. п.). Поэтому при многовариантных расчетах коэффициент трения на гребне варьировался в диапазоне на 10–20 % больше, чем для поверхности катания.

Определение влияния коэффициента трения между колесом и рельсом и коэффициента износа на износ. Многовариантные расчеты износа колес полувагона на тележках модели 18-9855 при движении по круговому пути радиусом 956 м со скоростью 70 км/ч (имитация условий пробеговых испытаний на Экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ», пробег около 53 тыс. км) проводились для коэффициентов износа в диапазоне от 10^{-6} г/Н·м до $3 \cdot 10^{-6}$ г/Н·м и

Таблица 3

Результаты измерения твердости

Table 3

Hardness measurement results

№ образца и точки		Твердость на поверхности катания		Твердость на гребне		Среднее значение твердости, НВ		Разница значений твердости на поверхности катания и гребне, %
		HRC	НВ	HRC	НВ	на поверхности катания	на гребне	
1	1	35	331	22	237	274	236	13,5
	2	26	262	21	233			
	3	20	229	22	237			
2	1	17	217	17	217	220	218	1,4
	2	18	221	18	221			
	3	18	221	17	217			
3	1	23	241	21	233	271	236	12,9
	2	30	294	22	237			
	3	28	277	22	237			
4	1	29	285	26	262	295	257	12,9
	2	36	338	26	262			
	3	26	262	24	248			

Таблица 4

Расхождение результатов расчета и эксперимента

Table 4

The discrepancy between the calculation results and the experiment

Колесо в колесной паре по ходу движения		Износ, мм, полученный по результатам				Расхождение результатов, мм	
		измерений для		расчета для			
		гребня	поверхности катания	гребня	поверхности катания	гребень	поверхность катания
1	набегающее	3,8	1,2	3,6	1,1	0,2	0,1
	ненабегающее	0,3	1,1	0,6	1,0	0,3	0,1
2	набегающее	0,6	1,9	0,6	1,5	0,0	0,4
	ненабегающее	0,6	0,9	0,5	0,8	0,1	0,1
3	набегающее	4,1	1,6	3,9	1,2	0,2	0,4
	ненабегающее	0,4	0,8	0,6	1,1	0,2	0,3
4	набегающее	0,7	1,0	0,3	0,7	0,4	0,3
	ненабегающее	0,5	0,8	0,6	1,0	0,1	0,2

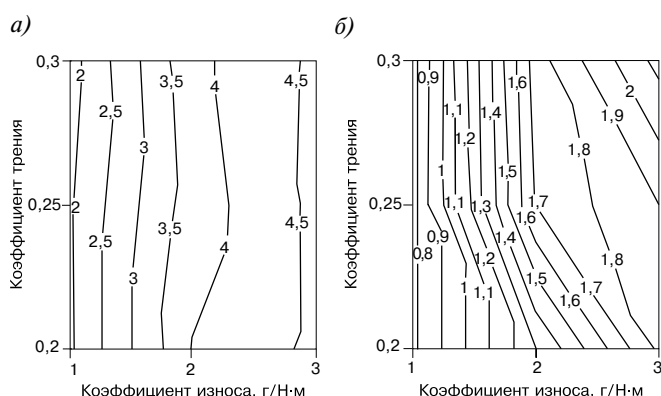


Рис. 2. Зависимости линейного износа, мм, левого (набегающего) колеса первой по ходу движения колесной пары от коэффициентов износа и трения:

а — на гребне; б — на поверхности катания

Fig. 2. Dependences of linear wear, mm, of the left (oncoming) wheel of the first wheelset in the direction of travel from wear and friction coefficients:

а — on the flange; б — on the rolling surface

коэффициентов трения между колесом и рельсом в диапазоне от 0,2 до 0,3. Ширина колеи составляла 1522 мм.

По результатам моделирования построены диаграммы зависимости износа поверхности катания и гребня колеса от коэффициентов износа и трения между колесом и рельсом, позволяющие выбрать наилучшую пару значений. На рис. 2–3 представлены диаграммы износа, построенные для колес первой (ведущей) колесной пары.

Лучшая сходимость результатов расчета с данными эксперимента была получена при величине коэф-

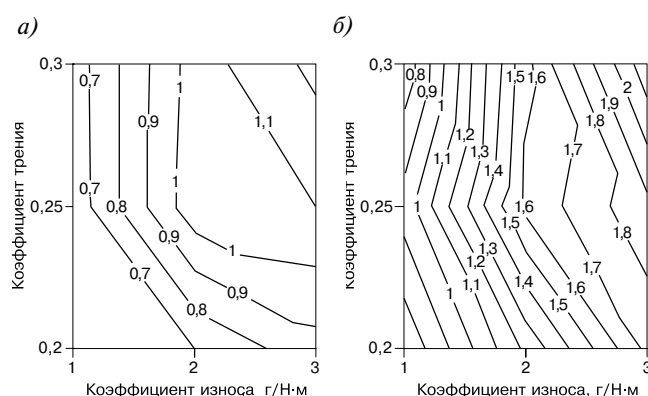


Рис. 3. Зависимости линейного износа, мм, правого (ненабегающего) колеса первой по ходу движения колесной пары от коэффициентов износа и трения:

а — на гребне; б — на поверхности катания

Fig. 3. Dependences of linear wear, mm, of the right (non-running) wheel of the first wheelset in the direction of travel from wear and friction coefficients:

а — on the flange; б — on the rolling surface

фициента трения между гребнем колеса и боковой гранью рельса 0,28, поверхностью катания и головкой рельса 0,25; коэффициентом износа для сильной стадии $2,2 \cdot 10^{-6}$ г/Н·м и $1,4 \cdot 10^{-6}$ г/Н·м для слабой. Расхождение данных моделирования и результатов измерений представлено в табл. 4.

По двенадцати контрольным точкам расхождение результатов расчета и данных эксперимента составило не более 0,4 мм при погрешности измерения линейного износа $\pm 0,4$ мм для поверхности катания и $\pm 0,9$ мм для гребня колеса, что говорит о высокой достоверности полученных результатов.

Заключение. Сравнение полученных данных по износу колес с упрочненной поверхностью катания для условий Экспериментального кольца АО «ВНИИЖТ» позволило установить параметры абразивной модели износа Арчарда, такие как коэффициенты износа для слабой и сильной стадий и точка перехода между стадиями в зависимости от коэффициента трения в системе колесо — рельс. Для колес с упрочненными поверхностями установлены следующие значения:

- коэффициент износа $2,2 \cdot 10^{-6}$ г/Н·м для стадии сильного износа;
- коэффициент износа $1,4 \cdot 10^{-6}$ г/Н·м для стадии слабого износа;
- отношение мощности сил трения в пятне контакта колеса с рельсом к его площади, соответствующее переходу от слабого износа к сильному, 7 МВт/м²;
- коэффициент трения на поверхности катания 0,25;
- коэффициент трения на гребне 0,28.

В дальнейших исследованиях уточненные параметры модели износа могут быть использованы для разработки новых тележек грузовых вагонов, обеспечивающих пониженное изнашивание профилей колес, а также для оценки влияния различных факторов на износ колес в существующих конструкциях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лосев Д. Н. Организация ТОР инновационного подвижного состава: опыт, проблемы и перспективы // Инновации транспорта. 2013. № 4. С. 9–10.
2. Archard J. Elastic deformation and the laws of friction // Proc. Royal Society. London, 1957. Ser. A 243. P. 190–205.

3. Лесничий В. С., Орлова А. М. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Ч. 3: Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе MEDYNA: учеб. пособие. СПб: ПГУПС, 2002. 35 с.

4. Лазерный профилометр поверхности катания колесной пары. Серия ИКП: руководство по эксплуатации / ООО «РИФТЭК» (Беларусь). Минск, 2010. 63 с.

5. Саидова А. В., Орлова А. М. Разработка математических моделей вагонов на тележках 18-9810 и 18-9855 для исследования износов колес // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепровского национального университета железнодорожного транспорта. 2013. № 2. С. 118–123.

6. РД 32.68–96. Руководящий документ. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. Введ. 1997-01-01. М.: ВНИИЖТ, 1996. 17 с.

7. ГОСТ 10791–2011. Колеса цельнокатанные. Технические условия. Введ. 2012-01-01. М.: Стандартиформ, 2011. 33 с.

8. Kik W. Wear simulation using AC-wheel-rail-element. Computer Aided Railway Engineering. ArgeCare, Templin, 2013. 18 p.

9. Kik W., Moelle D. Parallel or on-line simulation of wear using general wheel rail element // Presentation of 4th VI-grade Users' Conference (18.10.2011–19.10.2011), Udine, Italy. URL: http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=4th_vigrade_conference.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

САИДОВА Алина Викторовна, канд. техн. наук, старший научный сотрудник ДПХ, ООО «Всероссийский научно-исследовательский центр транспортных технологий»

ОРЛОВА Анна Михайловна, д-р техн. наук, заместитель генерального директора по научно-техническому развитию ПАО «Научно-производственная корпорация «Объединенная Вагонная Компания»

Статья поступила в редакцию 26.04.2017 г., принята к публикации 17.07.2017 г.

Specification of the Archard's wear model parameters for calculating wheels wear of freight cars with an axial load of 25 tons

A. V. SAIDOVA¹, A. M. ORLOVA²

¹Limited Liability Company "All-Union Scientific Research Center for Transport Technologies", St. Petersburg, 199106, Russia

²Public Joint-Stock Company "Scientific and Production Corporation" United Wagon Company", St. Petersburg, 199106, Russia

Abstract. The purpose of the study was a reasonable choice of the wear coefficient for the strong and weak stages in the Archard's abrasive wear model and the coefficient of friction on the flange and the rolling surface of the wheel for calculating the wear of the wheel profiles using dynamic models. 12-9853 universal gondola car with unloading hatches on three-element bogies of model 18-9855 was chosen as an object of research.

At the first stage, the car wheels were measured (the thickness of the flange, quality of rolling) before and after the endurance running tests of the gondola car at the Test Loop of the JSC "VNIIZhT".

At the second stage in the "MEDYNA" software complex, a dynamic model of the car motion was developed, supplemented by the Archard model of wear. The effect of irregularities of the track

on wear is determined under the conditions of the Test Loop and the value of the frictional force attributed to the contact area of the wheel with the rail is determined from the results of modeling the motion in tangent and curved sections of the track at which the transition from a weak wear stage to a strong one occurs.

In the third part of the work, the hardness of the various areas of the surface of the worn wheel (4 samples) was measured in order to establish the ratio of the coefficient of friction on the flange and the surface of the wheel.

In the final part, a multivariate calculation of the wear of the gondola wheels was carried out based on the results of which the wear curves of the rolling surface and the flange of the wheel were plotted on the coefficients of wear and friction between the wheel and the rail. This allowed choosing a pair of

values ensuring the best convergence of the calculation results to the experimental results and, thus, to establish parameters of the Archard wear abrasive model for wheels with a hardened rolling surface.

The specified parameters of the wear model can be used to develop new freight car bogies that provide a reduced wear of the wheel profiles, as well as to evaluate the influence of various factors on wheel wear in existing structures.

Keywords: three-piece bogie; wheel wear; wear modeling; wear coefficient; friction coefficient; wheel hardness

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-4-202-208>

REFERENCES

1. Losev D. N. *Organizatsiya TOR innovatsionnogo podvizhnogo sostava: opyt, problemy i perspektivy* [TOR organization of innovative rolling stock: experience, problems and prospects]. Innovatsii transporta [Innovations in transport], 2013, no. 4, pp. 9–10.
2. Archard J. *Elastic deformation and the laws of friction*. Proc. Royal Society. London, 1957, ser. A 243, pp. 190–205.
3. Lesnichiy V. S., Orlova A. M. *Komp'yuternoe modelirovanie zadach dinamiki zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Chast' 3: Modelirovanie dinamiki gruzovykh vagonov v programnom komplekse MEDYNA: uch. posobie* [Computer modeling of the dynamics of railway rolling stock. Part 3: Modeling the dynamics of freight cars in the MEDYNA software package: textbook]. Saint-Petersburg, PGUPS Publ., 2002, 35 p.
4. *Laser profilometer of the rolling surface of the wheel pair*. IKP series. User manual. Belarus, Minsk, RIFTEK Publ., 2010, 63 p.

5. Saidova A. V., Orlova A. M. *Razrabotka matematicheskikh modeley vagonov na teleshkakh 18-9810 i 18-9855 dlya issledovaniya iznosov koles* [Development of mathematical models of cars on bogies 18-9810 and 18-9855 for the study of wheel wear]. Nauka i progress transporta. Vestnik Dnepropetrovskogo natsional'nogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta [Science and transport progress. Bulletin of Dnepropetrovsk National University of Railway Transport], 2013, no. 2, pp. 118–123.

6. RD 32.68–96. *Guidance document. Estimated unevenness of the railway track for use in research and design of passenger and freight cars*. Moscow, VNIIZhT Publ., 1996, 17 p. (in Russ.).

7. GOST 10791–2011. *Solid-rolled wheels. Technical specifications*. Moscow, Standartinform Publ., 2011, 33 p. (in Russ.).

8. Kik W. *Wear simulation using AC-wheel-rail-element*. Computer Aided Railway Engineering, ArgeCare, Templin, 2013, 18 p.

9. Kik W., Moelle D. *Parallel or on-line simulation of wear using general wheel rail element*. Presentation of 4th VI-grade Users' Conference (18.10.2011–19.10.2011), Udine, Italy. URL: http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=4th_vigrade_conference.

ABOUT THE AUTHORS

Alina V. SAIDOVA,

Cand. Sci. (Eng.), Senior Researcher, LLC "All-Union Scientific Research Center for Transport Technologies"

Anna M. ORLOVA,

Dr. Sci. (Eng.), Deputy General Director on scientific-technological development of PJSC "Scientific and Production Corporation "United Wagon Company"

Received 26.04.2017

Accepted 17.07.2017

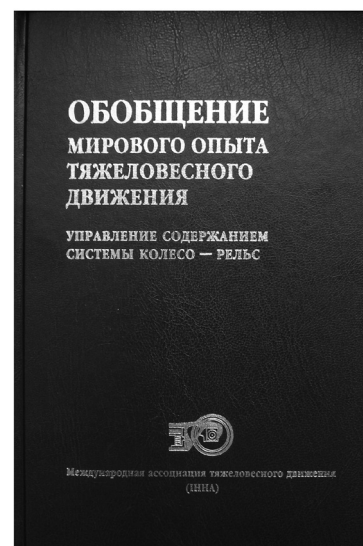
■ E-mail: av-saidova@yandex.ru (A. V. Saidova)

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения. Управление содержанием системы колесо—рельс: пер. с англ. / под ред. С. М. Захарова. М.: Интекст, 2017. 420 с.

Вопросы содержания системы колесо—рельс, являющейся основной для железнодорожного транспорта, приобретают все большее значение по мере роста грузонапряженности, массы и длины поездов, осевых нагрузок и необходимости обеспечивать экономически оправданную эксплуатацию железнодорожных систем. Для лучшего понимания происходящих процессов в данной системе рассмотрены фундаментальные вопросы взаимодействия железнодорожного экипажа и пути, механика контактного взаимодействия колеса и рельса, виды и причины возникновения дефектов в элементах системы, применяемые материалы и перспективы их совершенствования. Описаны современные системы автоматизированного мониторинга состояния подвижного состава и пути. Большое внимание уделено используемым в разных странах подходам и технологиям текущего содержания подвижного состава и пути, обеспечивающим снижение стоимости жизненного цикла. Отдельная глава посвящена вопросам безопасности, анализу причин и способам предотвращения сходов подвижного состава. Изложен опыт железных дорог разных стран с тяжеловесным движением по выявлению проблем, способам реализации решений и достигнутым результатам. В конце книги приведен словарь используемых терминов, их эквивалентов на английском языке, определений, расширяющих термины.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся вопросами железнодорожного транспорта, и студентов, изучающих данные проблемы.



По вопросам приобретения книги обращаться по адресу: 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.