

На правах рукописи



САИДОВА
Алина Викторовна

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ИЗНОСА
ПРОФИЛЕЙ КОЛЕС ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ**

**Специальность 05.22.07-Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация**

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

5 ДЕК 2013

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2013



005542318

Диссертационная работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Петербургский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВПО ПГУПС) на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство».

Научный руководитель: доктор технических наук
Орлова Анна Михайловна

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор,
главный научный сотрудник
ОАО «Научно-исследовательский
институт железнодорожного
транспорта»
Ромен Юрий Семенович

кандидат технических наук, доцент
кафедры «Технология металлов»
ФГБОУ ВПО «Петербургский
государственный университет путей
сообщения»
Воробьев Александр Алфеевич

Ведущая организация - ФГБОУ ВПО «Брянский государственный
технический университет»


Защита состоится «25» декабря 2013 г. в 13 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д 218.008.05 на базе ФГБОУ ВПО «Петербургский государственный университет путей сообщения» по адресу: 190031, г. Санкт-Петербург, Московский пр., д. 9, ауд. 5-407.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Петербургский государственный университет путей сообщения».

Автореферат разослан «25» ноября 2013 года.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью организации, просим направлять в адрес диссертационного совета.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., профессор



Кручек Виктор Александрович

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы. Задача увеличения межремонтного пробега является одной из основных для разработчиков современных грузовых вагонов.

Детали подвешивания в тележках Barber S-2-R, Motion Control, 18-194-1 обеспечивают износостойкость при пробеге до 500 тыс. км, однако, вопрос необходимости обточки колес в течение этого периода из-за достижения предельных износов профилей не решен. Для повышения износостойкости применяют колеса с увеличенной твердостью обода до 320-360 НВ в сравнении с применявшейся ранее 248-285 НВ, математические модели прогноза износа которых отсутствуют.

В связи с этим поставленные в диссертации задачи совершенствования математической модели прогнозирования износа профилей колес, исследования влияния на износ параметров подвешивания трехэлементных тележек и оценки результирующего экономического эффекта являются актуальными.

Целью диссертационной работы является создание уточненной модели прогнозирования износа профилей колес и разработка на ее основе научно-обоснованных технических решений в конструкции тележек грузовых вагонов, обеспечивающих снижение износа профилей колес.

Научная новизна исследований заключается в следующем:

1. Модель движения грузового вагона на трехэлементных тележках, учитывающая индивидуальные параметры каждой колесной пары, скользуна, пятникового узла, фрикционных клиновых гасителей колебаний, нелинейного рессорного комплекта, дополнена моделью изнашивания профилей колес.

2. Для колес с твердостью обода 320-360 НВ в паре с рельсом Р 65 расчетно-экспериментальным методом впервые определены параметры модели изнашивания - коэффициент трения между колесом и рельсом, коэффициенты износа для слабой и сильной стадий, значение отношения мощности сил трения в пятне контакта к его площади, при котором происходит переход от слабой стадии изнашивания к сильной.

3. Установлены зависимости износа гребней и поверхностей катания колес в кривой от коэффициента трения между колесом и рельсом и коэффициентов износа, амплитуд неровностей рельса, ширины колеи пути и расстояния между колесами в колесной паре.

4. Предложена новая конструкция узла соединения боковой рамы с колесной парой в тележке грузового вагона, обеспечивающая пониженный темп износа профилей колес (патент РФ на полезную модель № 118274).

Практическая значимость работы. Разработанная модель расчета износа профилей колес позволяет оценивать влияние на него изменения конструкции вагона и количественно определять его величину при пробеге экипажа в заданных условиях. Получаемые при этом данные могут использоваться при выборе рациональных характеристик подвешивания тележек грузовых вагонов и создании новых конструкций (в том числе профилей колес), обеспечивающих снижение износов в системе колесо-рельс, при определении периодичности обточек колесных пар.

Достоверность выбранных параметров модели изнашивания профилей колес подтверждается сходимостью расчетных величин износа с результатами экспериментальных исследований, полученных при пробеговых испытаниях грузового вагона с наработкой 53,3 тыс. км в условиях экспериментального кольца (ст. Щербинка). Расхождение между результатами расчета и эксперимента не превышает 0,4 мм.

Реализация результатов работы. Обоснованная исследованиями конструкция узла соединения боковых рам с колесными парами и боковых скользунов постоянного контакта использована ФГБОУ ВПО «ПГУПС» (г. Санкт-Петербург, Россия) в тележке модели 18-9889 с осевой нагрузкой 27 тс для ОАО «Ружиммаш».

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно-технических конференциях: «Шаг в будущее (Неделя науки)» (Санкт-Петербург, ПГУПС, 2010-2012 гг.); «Подвижной состав XXI века (идеи, требования, проекты)» (Санкт-Петербург, ПГУПС, 2011 г., 2013 г.); «Проблемы механики железнодорожного транспорта. Динамика, надежность и безопасность подвижного состава» (Украина, г. Днепрпетровск, ДНУЖТ, 2012 г.); симпозиуме «International Symposium

on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks» (Китай, г. Циндао, 2013 г.); на научных семинарах кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» ПГУПС (2011-2013 гг.), представлены на конкурсе «Инновационный потенциал молодежи» (Ульяновск, УлГУ, 2012 г.).

Публикации. Основные положения диссертационной работы и научные результаты опубликованы в 7 печатных работах, из них три в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, определенных Высшей аттестационной комиссией; на разработанную конструкцию соединения боковой рамы с колесной парой тележки грузового вагона получен патент РФ на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация включает в себя введение, 6 глав, заключение и изложена на 121 странице машинописного текста, в том числе 32 таблицы, 48 рисунков. Список использованных источников насчитывает 116 наименований.

Основное содержание диссертации

Во введении обоснована актуальности темы диссертации, определена цель работы, ее научная новизна и практическая значимость.

В первой главе проведен краткий обзор и анализ исследований в области теоретических и экспериментальных методов определения износа колес, а также задач взаимодействия колеса с рельсом. Показано, что большой вклад в решение задач контакта двух тел внесли следующие отечественные ученые: Н.М. Беляев, Л.А. Галин, А.Л. Голубенко, И.Г. Горячева, Н.Б. Демкин, А.Н. Динник, Б.С. Ковальский, А.Я. Коган, Н.И. Мухелишвили, Э.В. Рыжов, И.Я. Штаерман и др. Среди зарубежных ученых следует отметить работы П. Вермеллена, Г. Герца, К. Джонсона, Д. Калкера, Ф. Картера, В. Кика, К. Котанео, Е. Пиотровски, О. Полака, Д. Хейнса, Г. Шолле, Д. Эйасса и др. Проблемам изнашивания материала особое внимание уделяли И.А. Жаров, И.В. Крагельский, Д.П. Марков, А.С. Талызин и др., зарубежные ученые - Д. Арчард, Т. Квин, Е. Рабинович, Н. Сингх, Д. Флейшер, Р. Холм, В. Шпехт и др. Решение контактной задачи и создание моделей изнашивания позволило перейти к моделированию износа железнодорожных колес и рельсов численными методами. Наибольшее распространение получили программные

комплексы: «Универсальный механизм», «GENSYS», «MEDYNA», «NUCARS», «SIMPACK» и «VAMPIRE». Влияние различных факторов на износ колес или роликов экспериментально или с помощью математического моделирования исследовано в работах А.В. Заверталока, С.М. Захарова, Д.Ю. Погорелова, Ю.С. Ромена, В.А. Симонова и др., а также зарубежных ученых: А. Чудзиковича, О. Кретека, А. Жабо, И. Зоборого, У. Олофсона, Р. Энблома, Р. Левиса и др. Существенный вклад в исследование процессов взаимодействия колеса и рельса вносят работы ученых БГТУ, ВНИИЖТа, ПГУПСа, УрГУПСа и других организаций. На их основе разработаны методики расчета износа колес, сил взаимодействия и напряжений в контакте колеса и рельса.

На основе обзора работ отечественных и зарубежных ученых установлено, что для грузовых вагонов с колесами с твердостью обода 320-360 НВ модель расчета износа не отработана и требует проведения дополнительных экспериментальных работ.

Исходя из этого, были поставлены задачи диссертационной работы:

- создать математическую модель движения грузового вагона, позволяющую рассчитывать износ профилей колес;
- экспериментально определить износ профилей колес грузового вагона при его движении в детерминированных условиях;
- провести многовариантные расчеты в условиях, соответствующих таковым при испытаниях, и установить параметры модели изнашивания, обеспечивающие наименьшее расхождение результатов расчета и эксперимента;
- использовать уточненную модель расчета износа профилей колес для оценки влияния параметров буксового узла и бокового скользунa тележки на износ колес и рекомендовать их рациональные значения;
- предложить конструктивную реализацию буксового узла, обеспечивающего снижение износа колес в тележке грузового вагона;
- рассчитать экономический эффект от снижения износа колес повышенной твердости в тележке с усовершенствованной конструкцией буксового узла.

Вторая глава посвящена разработке нелинейной математической модели движения вагона на трехэлементных тележках, дополненной моделью расчета износа профилей колес на основе теории износа Арчарда.

Моделирование движения вагона проводилось в программном комплексе «MEDYNA». Расчетная схема вагона содержит 23 твердых тела-кузов, две надрессорные балки, четыре боковые рамы, четыре колесные пары, четыре участка пути и восемь участков рельсов.

При описании связи колес с рельсами использовалась нелинейная модель контакта колеса и рельса, допускающая многоточечный контакт профилей. В нелинейном элементе связи «колесо – рельс» тела колеса и рельса имеют профилированные поверхности контакта, по которым они могут скользить друг относительно друга. При этом положение и форма пятна контакта, а также коэффициенты крипа вычисляются в каждый момент времени.

Нормальная реакция в пятне контакта вычислялась безытерационным упрощенным методом, предложенным В. Киком и Е. Пиотровски. Для вычисления нелинейных зависимостей сил крипа от относительных проскальзываний в точках контакта использовался алгоритм FASTSIM.

Вычисление износа в модели основывается на теории износа Арчарда. Масса изношенного материала пропорциональна работе сил трения, причем различаются фазы слабого и сильного износа (рисунок 1), для каждой из которых устанавливается свой коэффициент пропорциональности:

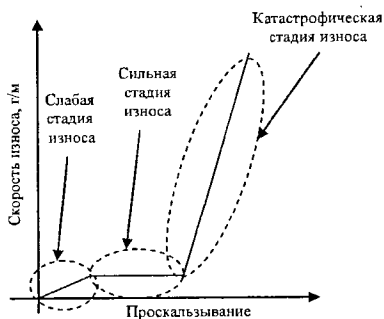


Рисунок 1 – Схема режимов износа

$$I = k_v \cdot A,$$

$$k_v = \begin{cases} k_{v1}, & \text{если } P \leq P_{пер} \\ k_{v2}, & \text{если } P > P_{пер} \end{cases}$$

где I – масса изношенного материала; k_v – коэффициент износа по массе; A – работа сил трения; P – мгновенная мощность сил трения в контакте колеса с рельсом, отнесенная к площади контакта; $P_{пер}$ – значение

мгновенной мощности сил трения в контакте колеса с рельсом, отнесенной к площади контакта, при которой происходит переход от слабого износа (k_{v1}) к сильному (k_{v2}).

Работа сил трения в контакте вычисляется на основании результатов решения нормальной и тангенциальной задач и определяется по формуле

$$A = P_k \cdot L,$$

где L – пройденное точкой расстояние; P_k – фактор износа, определяется:

$$P_k = s_x \cdot T_x + s_y \cdot T_y,$$

где $s_{x/y}$ – продольное/поперечное псевдо проскальзывание (крип) в пятне контакта; $T_{x/y}$ – сила крипа в продольном/поперечном направлении.

Коэффициент износа k_v зависит от материалов, их твердости, загрязнения, контактного давления, касательных напряжений, скорости скольжения и др. Обзор литературы в этой области показал, что k_v лежит в пределах $10^{-4} \dots 10^{-2}$ мг/(Н·м).

Мгновенная мощность сил трения в контакте колеса с рельсом, отнесенная к площади контакта, определялась для каждого пятна контакта (на поверхности катания и на гребне) по формуле:

$$P = \frac{P_k \cdot v_0}{F},$$

где v_0 – скорость движения вагона; F – площадь пятна контакта колеса и рельса; P_k – фактор износа.

Для колес с твердостью обода 320..360 НВ и условий эксплуатации вагонов на российских железных дорогах используемая в расчетах математическая модель износа колеса требует определения коэффициента износа для слабой (k_{v1}) и сильной (k_{v2}) стадий изнашивания, а также точки перехода от слабой стадии износа к сильной (значение мощности сил трения в пятне контакта, отнесенной к его площади ($P_{пер}$)).

В третьей главе представлены результаты обмеров профилей колес тележки, полученные при ресурсных пробеговых испытаниях полувагона с колесами с твердостью обода 320..360 НВ на Экспериментальном кольце ОАО «ВНИИЖТ» (ст. Щербинка, Московская ж.д.), определены условия, подлежащие учету при проведении моделирования износов колес, и оценено влияние неизвестных из эксперимента параметров на него.

Опытный вагон в составе поезда эксплуатировался по кольцевому пути по 10 часов в сутки в одном направлении (по часовой стрелке) с постоянной скоростью 70 км/ч и минимальным количеством торможений. Правый рельс являлся внутренним, левый – наружным. При измерениях стороны вагона (правая и левая, передняя и задняя) были приняты по ходу движения поезда.

Погрешность измерения износа профилей колес складывалась из погрешности шаблона абсолютного вагонного, которым выполнены измерения профилей колес вагона до начала его испытаний (составляет $\pm 0,1$ мм для проката и $\pm 0,3$ мм для толщины гребня), профилометра, которым выполнены измерения в четырех сечениях круга катания колеса (через каждые 90°) после пробега вагона 53,3 тыс.км. ($\pm 0,1$ мм для всех измерений), и разброса величин износа для четырех сечений круга катания ($\pm 0,2$ мм для проката и $\pm 0,5$ мм для износа гребня). Суммарная погрешность измерения проката составила $\pm 0,4$ мм, износа гребня $\pm 0,9$ мм.

Путь уложен с рельсами Р65 и деревянными шпалами на щебеночном балласте. Возвышение наружного рельса - 90 мм. Радиус кольца – 956 м.

Информация о ширине колен, величинах неровностей экспериментального пути, а также о распределении данных параметров по длине пути отсутствует.

Для исследования влияния величины неровностей пути на интенсивность износа колес были рассмотрены три варианта: путь с временными реализациями горизонтальных и вертикальных неровностей рельсовых нитей по РД 32.68-96, с уменьшенными в 2 раза и увеличенными в 1,5 раза неровностями.

На рисунке 2 представлены расчетные изношенные профили набегающего колеса вагона первой по ходу движения колесной пары после пробега 50 тыс. км по круговой кривой радиусом 956 м со скоростью 70 км/ч в сравнении с новым профилем по ГОСТ 10791. Анализ результатов расчета показал, что профили колес практически не зависят от амплитуды неровностей в кривых – максимальные расхождения составляют не более 5 %.

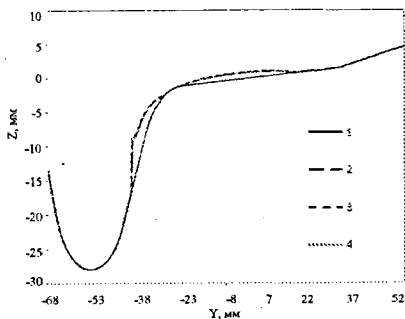


Рисунок 2 - Профили колес при различных величинах неровностей пути:
 1 — неизношенный профиль;
 2 — профиль при неровностях по РД 32.68;
 3 — профиль при увеличенных неровностях;
 4 — профиль при уменьшенных неровностях

В четвертой главе на основании результатов многовариантных расчетов установлены параметры модели износа Арчарда для расчета износа колес. Для этого определено соотношение коэффициентов трения на гребне и поверхности катания колеса, значения коэффициентов износа для слабой и сильной стадий изнашивания и точка перехода между ними.

Значения твердостей колеса в области круга катания и гребня в эксплуатации могут различаться. В свою очередь, твердость определяет величину взаимного внедрения микронеровностей трущихся поверхностей и таким образом влияет на деформационную составляющую силы трения. От величины твердости зависит площадь фактического касания поверхностей и объем материала, втянутого в деформацию. При моделировании разница твердостей в различных зонах колеса и рельса может быть задана различными коэффициентами трения для этих зон (износ зависит от тангенциальных (касательных) псевдопроскальзываний в пятне контакта, которые обратно пропорциональны коэффициенту трения скольжения).

Для неизношенных новых колес согласно ГОСТ 10791 разница значений твердостей обода, измеренных по периметру колеса, не должна превышать 20 НВ (8%). В работе установлено соотношение твердости для колес, бывших в эксплуатации, по результатам измерений на четырех образцах, вырезанных из предельно изношенных колес (таблица 1).

Твердость колес на поверхности катания больше таковой на гребне в среднем на 13%. При дальнейших расчетах коэффициент трения на гребне варьировался в диапазоне на 10-20% больше, чем для поверхности катания.

Определение значения мощности, отнесенной к площади пятна контакта, при которой происходит переход от слабой стадии износа к

сильной, для колес повышенной твердости в паре с рельсом Р 65 проводилось методом математического моделирования для порожнего и груженого полувагона со статическими осевыми нагрузками 6 тс (58,86 кН) и 25 тс (245,25 кН), соответственно. Неизношенный профиль колес принимался по ГОСТ 10791. Движение вагонов осуществлялось со скоростью 70 км/ч на различных участках пути.

Таблица 1– Результаты измерения твердости

№ 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			

Результаты расчета средней мощности сил трения в контакте колесо-рельс, отнесенной к площади пятна контакта, первой по ходу движения (подверженной наиболее интенсивному износу) колесной пары полувагона в различных режимах его движения представлены в таблице 2.

Предполагая, что на поверхностях катания всех колес при движении вагона в прямой и ненабегающих колесах при движении вагона в кривых реализуется слабый износ, для расчетов было принято значение мощности, отнесенной к площади пятна контакта, при котором происходит переход от слабой стадии износа к сильной, равное 7 МВт/м^2 .

Дальнейший выбор коэффициента износа для слабой и сильной стадий производился на основе диаграмм износов, построенных отдельно для гребней и поверхностей катания колес при движении груженого вагона (пробег 53,3 тыс. км) по круговому пути радиусом 956 м со скоростью 70 км/ч (имитация условий испытаний на экспериментальном кольце).

Таблица 2 - Результаты расчета средней мощности сил трения, отнесенной к площади пятна контакта

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
Груженный вагон, прямая	6,3	119,0	0,0	6,4	101,0
Груженный вагон, кривая радиусом 956м	7,2	78,1	0,0	6,2	79,0
Груженный вагон, кривая радиусом 650м	20,2	78,7	1350,0	4,0	72,7
Груженный вагон, кривая радиусом 350м	40,1	133,0	2630,0	9,7	82,3
Порожний вагон, прямая	6,7	67,0	0,0	6,0	68,3
Порожний вагон, кривая радиусом 956м	7,4	58,8	0,0	5,4	80,9
Порожний вагон, кривая радиусом 650м	9,0	150,0	0,0	3,8	890,0
Порожний вагон, кривая радиусом 350м	18,0	210,0	0,0	6,0	1270,0

Для этого была проведена серия расчетов износа каждого колеса вагона в зависимости от коэффициента износа (диапазон от $1 \cdot 10^{-6}$ г/(Н·м) до $3 \cdot 10^{-6}$ г/(Н·м)) и коэффициента трения между колесом и рельсом (диапазон от 0,2 до 0,3). При этом в каждом расчетном случае одинаковыми принимались коэффициенты трения в зоне гребня и поверхности катания колеса, а также коэффициенты износа для слабой и сильной стадий.

Дополнительно количественно было оценено влияние ширины колеи на износ колес. Рассматривались три варианта ширины колеи – 1520 мм, 1522 мм и 1524 мм. Результаты показали, что наилучшая сходимости результатов расчета и эксперимента наблюдается при средней ширине колеи по длине пути 1522 мм.

Полученные диаграммы зависимости износа колес от коэффициентов для первой по ходу движения тележки представлены на рисунке 3. На основании проведенных расчетов по построенным диаграммам выбраны коэффициенты трения (0,28 на гребне и 0,25 на поверхности катания) и коэффициенты износа ($2,2 \cdot 10^{-6}$ г/(Н·м) для стадии сильного износа и $1,4 \cdot 10^{-6}$ г/(Н·м) для стадии слабого износа), при которых наблюдается наилучшая сходимости с результатами измерений для каждого колеса.

Дальнейший расчет износа профилей колес вагона с использованием установленных параметров модели изнашивания проводился на

уточненной в соответствии с результатами измерений параметров вагона при ресурсных пробеговых испытаниях модели движения вагона. Корректировке подлежала высота пружин скользунов (соответственно и момент трения под заданным весом кузова), коэффициент относительного трения в подвешивании, профили обоих колес первой колесной пары и левых второй и третьей колесных пар (толщина гребня составила 32,5 мм) и фактическое расстояние между колесами в колесных парах. Результаты расчета износа колес на уточненной модели с использованием выбранных параметров модели износа в сравнении с полученными при испытаниях результатами представлены в таблице 3.

Таблица 3 - Расхождение результатов расчета и эксперимента

Колесо в колесной паре по ходу движения	Величина износа, мм, полученная по результатам измерений для				Расхождение результатов, мм, для		
	измерений для		расчета для		гребня	поверхности катания	
	гребня	поверхности катания	гребня	поверхности катания			
1	набег.	3,8	1,2	3,6	1,1	0,2	0,1
	ненабег.	0,3	1,1	0,6	1,0	0,3	0,1
2	набег.	0,6	1,9	0,6	1,5	0,0	0,4
	ненабег.	0,6	0,9	0,5	0,8	0,1	0,1
3	набег.	4,1	1,6	3,9	1,2	0,2	0,4
	ненабег.	0,4	0,8	0,6	1,1	0,2	0,3
4	набег.	0,7	1,0	0,3	0,7	0,4	0,3
	ненабег.	0,5	0,8	0,6	1,0	0,1	0,2

Для всех контрольных точек расхождение между результатами расчета и эксперимента составило не более 0,4 мм при погрешности измерения износа в эксперименте $\pm 0,9$ мм для гребней и $\pm 0,4$ мм для поверхностей катания колес, что говорит о высокой достоверности полученных результатов.

По результатам выполненных исследований для расчета износа колес с повышенной твердостью обода с использованием модели износа Арчарда установлены следующие параметры: коэффициент износа $2,2 \cdot 10^{-6}$ г/(Н·м) для стадии сильного износа и $1,4 \cdot 10^{-6}$ г/(Н·м) для - слабого износа; отношение мощности сил трения в пятне контакта колеса с рельсом к его площади, соответствующее переходу от слабого износа к сильному, $7,0 \text{ МВт/м}^2$, коэффициент трения на поверхности катания 0,25; коэффициент трения на гребне 0,28.

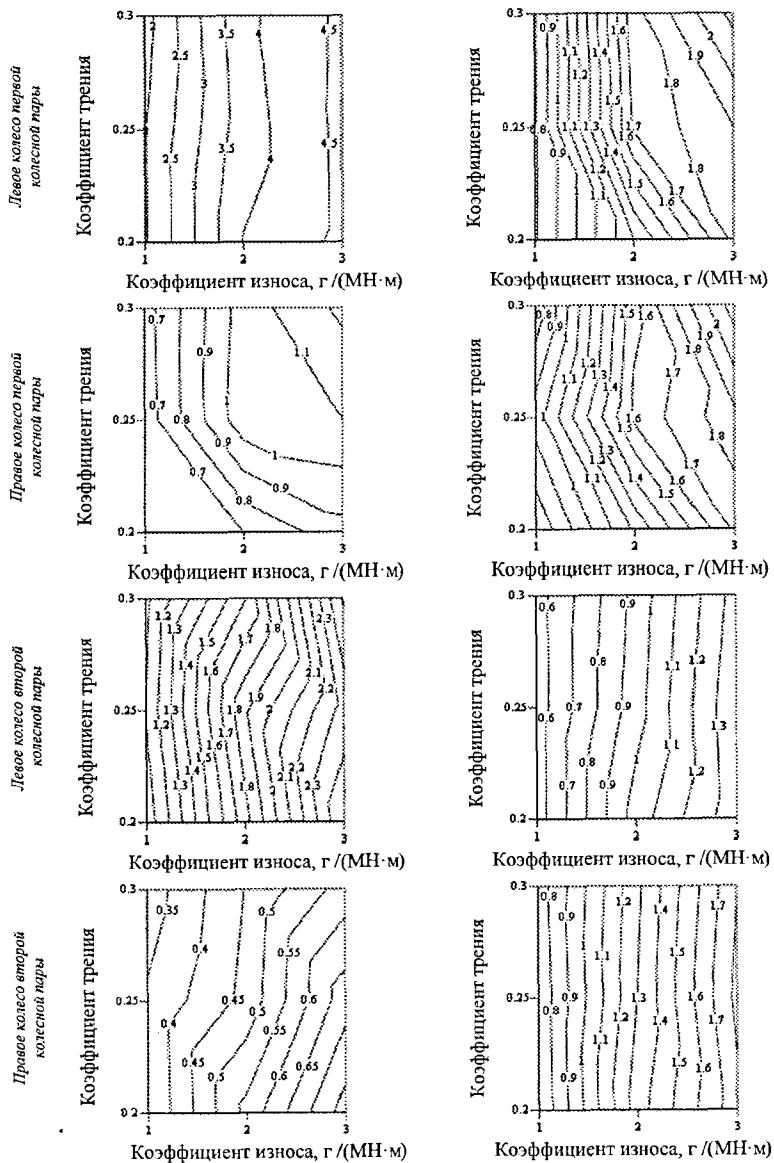


Рисунок 3 – Диаграммы зависимости износа гребней (первый столбец) и поверхностей катания (второй столбец) колес первой по ходу движения тележки

В пятой главе с использованием уточненной модели прогнозирования износа профилей колес произведен выбор жесткости связи колесной пары с боковой рамой в тележке грузового вагона.

Для этого на первом этапе исследовалось влияние характеристик буксового узла и боковых скользунов тележки на износ колес. Моделирование проводилось для вагонов на тележках различных конструкций (боковые скользуны постоянного контакта / жесткие скользуны с зазором, жесткая / упруго-фрикционная связь колесной пары с боковой рамой) по прямому и криволинейным (среднего ($R=650$ м) и малого ($R=350$ м) радиусов) участкам пути. Анализ результатов расчетов показал, что применение в современных вагонах тележек с упруго-фрикционной связью колесных пар с боковыми рамами в сочетании с корректно подобранным моментом трения скользунов постоянного контакта способствует уменьшению темпов износа гребней колес в кривых малого радиуса до 17% и поверхностей катания для всех участков пути более, чем в 2 раза по сравнению с таковыми для тележки с жестким буксовым узлом и скользунами с зазором.

На втором этапе оценивалось влияние упруго-фрикционной связи колесных пар с боковыми рамами на износ колес. Рассматривались два варианта связи - линейная и кусочно-линейная. Установлено, что для этих двух вариантов расхождение результатов составляет не более 10%, при этом величина износа поверхностей катания колес тележки с упруго-фрикционной связью значительно ниже таковой для тележки с фрикционной связью (до 30%).

Для комплексного сравнения износа профилей колес тележек с упруго-фрикционным и фрикционным буксовым узлом при движении вагона по различным участкам пути использована приведенная суммарная величина износа, которая вычислялась по формуле

$$I_{np} = P_{straight} \sum I_i^{straight} + P_{650} \sum I_i^{650} + P_{350} \sum I_i^{350},$$

где $P_{straight}$, P_{650} и P_{350} – вероятности движения в прямой, кривой среднего и малого радиуса, соответственно, принимались равными 0,75, 0,20 и 0,05; $I_i^{straight,650,350}$ – износ гребня/поверхности катания колеса с номером i на прямом участке пути, в кривой радиусом 650 м и 350 м соответственно.

Для тележки с упруго-фрикционной связью колесных пар с боковой рамой приведенный показатель износа меньше на 0,4% для гребня колеса и на 15% для поверхности катания по сравнению с тележкой с жестким буксовым узлом.

На третьем этапе был предложен вариант исполнения упруго-фрикционной связи колесных пар с боковыми рамами - упругая металлическая скоба, имеющая изогнутые вертикальные захваты с вырезами под ограничители продольных перемещений, плотно (с натягом)

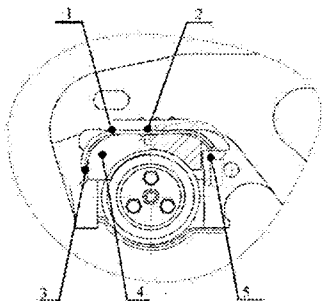


Рисунок 4 – Буксовый проем с установленной упругой скобой:

- 1 - скоба; 2 – опорная поверхность буксового проема; 3 – вертикальные захваты;
- 4 – адаптер; 5 – ограничители перемещений

прилегающие к боковым поверхностям адаптера (рисунок 4).

Для предложенной скобы проведены расчеты прочности, показавшие ее соответствие требованиям безопасности. Жесткость скобы без натяга составила 2,64 МН/м, с натягом – 5,27 МН/м при рекомендованных значениях 2,5...5,5 МН/м.

Дополнительно в работе исследовано влияние натягов скоб на показатели ходовых качеств вагона. Установлено, что разница натягов упругих скоб в буксовых узлах тележки не влияет на динамические качества, и натяг упругих скоб допускается реализовывать в диапазоне 0...2 мм с учетом допусков на изготовление адаптера и скобы.

В шестой главе представлены результаты расчета экономического эффекта от снижения износа колес повышенной твердости тележки с установленной упругой скобой в буксовом узле. Расчет учитывал затраты на текущий и плановый ремонты по причине дефектов и естественного износа колес и замену колесной пары по причине достижения ободом толщины менее допускаемой. Результаты расчета показали, что эксплуатация тележки с осевой нагрузкой 25 тс, жестким буксовым узлом и колесами повышенной твердости в течение 22 лет снижает затраты на

ремонт колесных пар по сравнению с тележкой модели 18-100 на 19,4 %, а тележки с упругой скобой в буксовом узле – на 22,7 %.

Заключение

В работе выполнен комплекс исследований по совершенствованию модели расчета износа (выбору параметров модели изнашивания) профилей колес грузового вагона, разработаны научно обоснованные технические решения конструкции трехэлементной тележки, обеспечивающие снижение темпа износа профилей колес:

1. Разработана нелинейная математическая модель движения грузового вагона на трехэлементных тележках, позволяющая вычислять износ профилей колес на основе теории износа Арчарда.

2. На экспериментальном кольце ОАО «ВНИИЖТ» (г. Щербинка) проведен натурный эксперимент по определению износа твердых колес при пробеге вагона 53,3 тыс. км.

3. С помощью разработанной модели показано отсутствие влияния величины неровностей пути на износ профилей колес грузового вагона при его движении в круговой кривой постоянного радиуса.

4. Установлено соотношение коэффициентов трения между колесом и рельсом в зонах контакта гребня с выкружкой головки рельса и поверхности катания колеса со средней частью головки рельса, используемое при моделировании износа профиля колеса.

5. На основании результатов многовариантных расчетов движения вагона в прямом и криволинейных участках пути различных радиусов установлено значение мощности сил трения в пятне контакта, отнесенной к его площади, при которой происходит переход от слабой стадии износа к сильной.

6. Построены диаграммы зависимости износа гребней и поверхностей катания колес грузового вагона от коэффициента трения и коэффициента износа, позволившие выбрать значения параметров модели изнашивания, обеспечивающих наилучшую сходимость результатов расчета и эксперимента.

7. С использованием усовершенствованной модели износа колеса проведено исследование влияния на него характеристик буксового узла и скользунов тележек грузовых вагонов, позволившее установить параметры

связи колесных пар с боковыми рамами и боковых скользунов постоянного контакта, обеспечивающие снижение износа профилей колес.

8. Показана возможность конструктивной реализации рекомендованных параметров на примере скобы, установленной в буксовом проеме боковой рамы, охватывающей с натягом боковые поверхности адаптера.

9. Установлена экономическая эффективность от снижения износа колес повышенной твердости в тележках с осевой нагрузкой 25 тс.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ:

1. Орлова А.М., Рудакова Е.А., Турутин И.В., Саидова А.В. Выбор конструкции первой ступени подвешивания трехэлементных тележек инновационных грузовых вагонов // Известия Петербургского Государственного Университета Путей Сообщения – СПб.: ПГУПС, №3 (28), 2011. – С. 88-99.

2. Саидова А.В., Орлова А.М. Уточнение некоторых параметров модели изнашивания колес грузового вагона // Известия Петербургского Государственного Университета Путей Сообщения – СПб.: ПГУПС, №1 (34), 2013. – С. 147-151.

3. Саидова А.В., Орлова А.М. Прогноз износа профилей колес с использованием динамических моделей // Транспорт Российской Федерации – СПб.: ООО «Т-Пресса», №3 (46), 2013. – С. 51-53.

Публикации, не входящие в перечень изданий, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ:

4. Саидова А.В. Математическое моделирование износов профилей колес грузовых вагонов // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы (Неделя науки – 2012): Материалы LXXII Всерос. научн.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых (12-27 апреля 2012 г / ПГУПС) – СПб.: ПГУПС, 2012. – С. 61-63.

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 Днепропетровского нац. ун-та ж.д. транспорта им. акад. В. Лазаряна – Д.: Изд-во ДНУЖТ, Вып.2 (44), 2013. – С. 118-123.

6. Saidova A., Orlova A. Refining the parameters of Archard's wear model for calculating wear of wheels applied for 25 t per axle freight wagons on Russian railways (Уточнение параметров модели изнашивания Арчарда для вычисления износа колес вагонов с осевой нагрузкой 25 т в условиях их эксплуатации на Российских железных дорогах) // Program and abstracts of 23rd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (19.08-23.08.2013) – Qingdao, 2013. – paper 42.1.

7. Патент на полезную модель № 118274. Узел соединения боковой рамы с колесной парой в тележке грузового вагона. Авторы: Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Рудакова Е.А., Саидова А.В., Турутин И.В. и др.; заявка 2012114283/11 от 11.04.2012; патентообладатель ФГБОУ ВПО ПГУПС, ОАО «Рузхиммаш».

Подписано к печати
Печать – ризография
Тираж – 100 экз.

20.11.2013
Бумага для множ. апп.
Зак. № 1163.

Печл. л. 0.
Формат 60x84 1/16