

# Система колесо-рельс. Лубрикация. Трибология

Тематическая подборка

2022



## СОДЕРЖАНИЕ

1.	Абдурашитов А. Ю. Взаимодействие профилей в системе "колесо-рельс" на участках скоростного движения / А. Ю. Абдурашитов, Ю. Н. Юркова // Путь и путевое хозяйство. - 2022. - № 2. - С. 4-6;	1
2.	Абдурашитов, А. Ю. Влияние очертания профилей в системе "колесо-рельс" на напряженно-деформированное состояние пути [Текст] / А. Ю. Абдурашитов, Ю. Н. Юркова // Путь и путевое хозяйство. - 2021. - № 11. - С. 33-35;	7
3.	Аккерман, Г. Л. Экспериментальные исследования сил взаимодействия колеса и рельса на пространственной кривой [Текст] / Г. Л. Аккерман, Д. В. Каргопольцев // Путь и путевое хозяйство. - 2021. - № 9. - С. 26-28;	12
4.	Дудкин, Е. П. Повышение ресурса колес и рельсов на железных дорогах промышленных предприятий [Текст] / Е. П. Дудкин, М. В. Малахов, Л. А. Андреева // Путь и путевое хозяйство. - 2021. - № 3. - С. 28-31;	16
5.	Иванова, Т. В. Влияние лубрикации на ресурс рельсов по предельному боковому износу [Текст] / Т. В. Иванова, И. В. Мурзин, Д. Г. Налабордин // Путь и путевое хозяйство. - 2021. - № 2. - С. 13-15;	22
6.	Киреева Н. Одним решением убиты два зайца // Дальневосточная магистраль.- 2021.- № 229.- С. 7;	26
7.	Майбл, И. А. Испытания оборудования локомотивов на устойчивость к воздействию внешних механических факторов [Текст] / И. А. Майбл // Вестник РГУПС. - 2021. - № 2. - С. 52-57;	35
8.	Нугманов, А. Б. Совершенствование процесса лубрикации [Текст] / А. Б. Нугманов // Путь и путевое хозяйство. - 2021. - № 3. - С. 15-17;	41
9.	Определение напряженного состояния колеса грузового вагона от реакции рельса // Наука и техника транспорта.-2021- № 4.- С.32;	45
10.	Оптимизация расходования смазочных материалов во фрикционной системе "колесо-рельс" [Текст] / В. Т. Волон, А. А. Бондаренко // Путь и путевое хозяйство. - 2021. - № 8. - С. 26-30;	47

11.	Парахненко И.Л. Оценка влияния веса состава и режима ведения на силы взаимодействия в зоне контакта "колесо-рельс" // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения.- 2022.- № 1 (53).- С. 65-71;	54
12.	Солнцев А. Антимонопольная кантата для рельса и колеса // РЖД-Партнер.-2021.- № 24.- С.12;	59
13.	Солнцев А. Парадоксы колеса и рельса : [обзор за март 2022 г. ставок аренды вагонов на спотовом рынке] / А. Солнцев // РЖД-Партнер.-2022.- № 8.- С.13-15;	63
14.	Тужилина, Л. Не подмажешь - не поедешь [Текст] : лубрикация позволяет уменьшить износ рельсов и гребней колёс подвижного состава / Л. Тужилина // Пульт управления : журнал для руководителей Российских железных дорог. - 2020. - N 9. - С. 48-51;	69
15.	Федченко, Ю. И. Ресурсосберегающие технологии повышают эксплуатационные показатели рельсов [Текст] / Ю. И. Федченко // Путь и путевое хозяйство. - 2022. - № 3. - С. 5-6;	73
16.	Харламов П.В. Проектирование системы подачи модификаторов трения к фрикционным поверхностям трибологического контакта "колесо-рельс"// Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. - 2021. - № 2 (82).- С. 58-66;	78
17.	Эквивалентная конусность колесных пар и ее влияние на безопасность движения и боковой износ гребней колес и рельсов // Путь и путевое хозяйство. - 2022. - № 5. – С. 32;	85
18.	Эргашев, У. Э. Двойной роликовый рельсовый захват / У. Э. Эргашев. // Путь и путевое хозяйство. - 2021. - № 3. – С. 38-39;	91
19.	Эффективность технологий лубрикации рельсов для снижения уровня внешнего шума тепловоза [Текст] / В. С. Коссов [и др.] // Локомотив. - 2022. - № 5. - С. 34-36.	94

Сайт ЗабЦНТИБ в Интранет: <http://zabcentib.zrw.oao.rzd/jirbis2/>  
[http://zrw-dntbsite.zrw.oao.rzd/pls/dntb\\_publ!/dntb.test.news2](http://zrw-dntbsite.zrw.oao.rzd/pls/dntb_publ!/dntb.test.news2)

Источники информации:

- электронный каталог ДНТБ;
- портал корпоративных изданий;
- электронная библиотека Public.ru;
- ресурсы интернет.

Телефон отдела обслуживания читателей

2-44-81; 2-59-37

Составители:

Ответственный:

вед. библиотекарь

нач. центра

Е.О. Пивоварова

Е.В. Мельников

# ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРОФИЛЕЙ В СИСТЕМЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС» НА УЧАСТКАХ СКОРОСТНОГО ДВИЖЕНИЯ

Автор: АБДУРАШИТОВ А.Ю., ЮРКОВА Ю.Н.

**Аннотация.** Приведены результаты расчетов сил взаимодействия пути и подвижного состава на участках скоростного движения в зависимости от состояния поверхности катания рельсов и колес.

**Ключевые слова:** скоростное движение, очертание профилей рельсов, взаимодействие пути и подвижного состава, износ рельсов, прокат колес, контактное давление, вертикальные силы.

УДК 625.143.3



**АБДУРАШИТОВ А.Ю.,** ОАО «Российские железные дороги», Проектно-конструкторское бюро по инфраструктуре, начальник отдела рельсов



**ЮРКОВА Ю.Н.,** Российский университет транспорта (МИИТ), аспирант  
Отечественный и мировой опыт показывает, что профили колеса и рельса являются важнейшим фактором, определяющим эффективность взаимодействия экипажа и пути, а также обуславливающим интенсивность изнашивания, контактно-усталостные повреждения, срок службы колеса и рельса, безопасность движения.

Для оценки указанных параметров проведены расчеты с использованием математических моделей [1, 2] и результатов измерения профилей рельсов на

участках обращения высокоскоростных и скоростных поездов «Ласточка» и «Сапсан» (Октябрьская, Московская, Горьковская, Северо-Кавказская дороги) и профилей колес поездов «Сапсан» и «Ласточка» (депо приписки Металлострой, Подмосковная, станция Адлер).

На рис. 1 представлены результаты расчетов эквивалентных напряжений при взаимодействии нового колеса Р8 Сапсан и рельса Р65 при их осевом расположении, а также поперечном смещении от -6 до 6 мм.

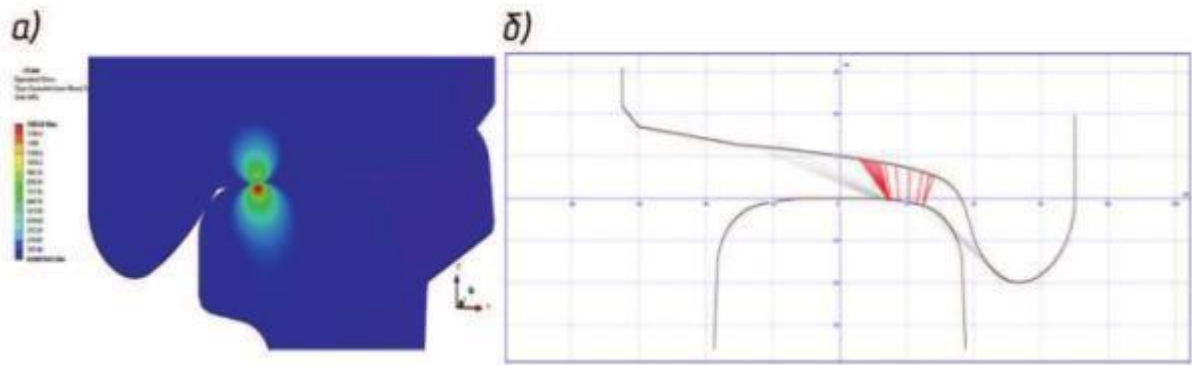


Рис. 1. Расчет напряженно-деформированного состояния при взаимодействии в системе «новое колесо Р8 Сапсан—новый рельс Р65»: а — колесо смещено относительно оси катания (по оси  $x$ ) на 6 мм, осевая нагрузка 20 тс; б — точки контакта при поперечном смещении от -6 до 6 мм

Результаты по оценке распределения эквивалентных напряжений в зависимости от положения колеса представлены на рис. 2 и 3. Профиль нового колеса Р8 Сапсан при контактировании с неизношенным рельсом Р65 обеспечивает уровень минимально возможных эквивалентных напряжений только в случае взаимодействия по оси катания. Отклонение от оси катания в пределах от -2 до +6 мм вызывает рост контактных напряжений в среднем на 90 %, при максимальном значении - 131 %. При контактировании нового колеса с изношенным рельсом уровень эквивалентных напряжений стабильный.

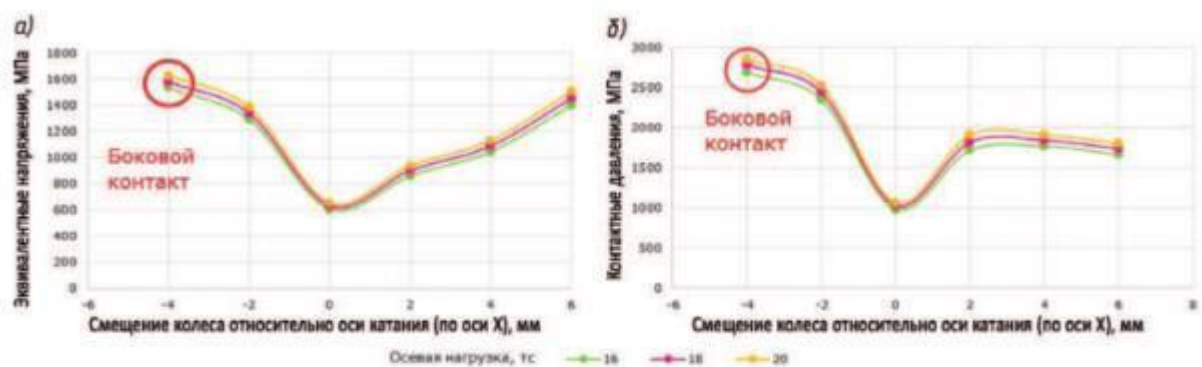


Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений (а) и контактных давлений (б) в системе «новое колесо Р8 Сапсан—новый рельс Р65» в зависимости от положения колеса

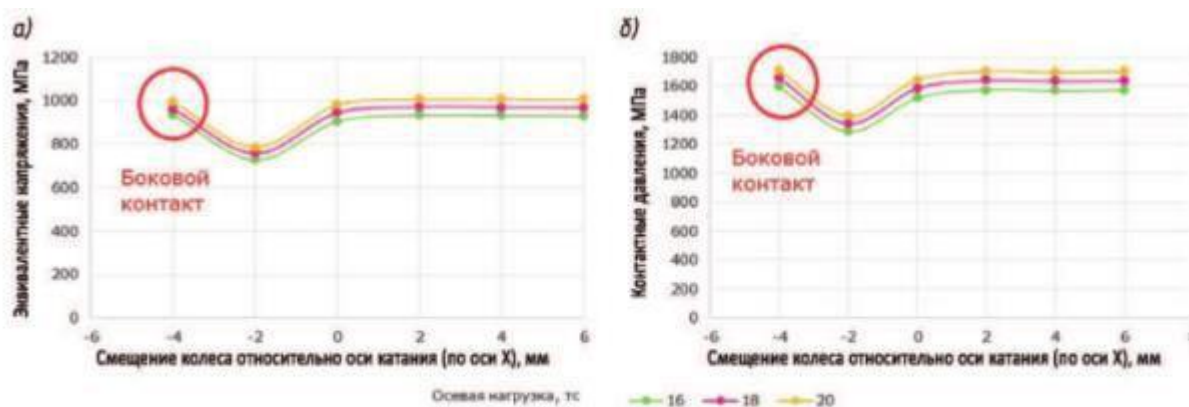


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений (а) и контактных давлений (б) в системе «новое колесо Р8 Сапсан—изношенный рельс Р65» в зависимости от положения колеса

Проведена оценка эквивалентной конусности сочетаний новых и изношенных профилей колеса Р8 Сапсан и рельса типа Р65 (рис. 4). Для скоростей движения до 250 км/ч по нормам Международного союза железных дорог (МСЖД) эквивалентная конусность не должна превышать 0,3.

Параметр	Новое колесо новый рельс	Новое колесо изношенный рельс	Изношенное колесо новый рельс	Изношенное колесо изношенный рельс
Эквивалентная конусность	0,123	0,125	0,363	0,023
Устойчивое движение со скоростью до 250 км/ч	обеспечивается	обеспечивается	не обеспечивается, ограничение до 200 км/ч	обеспечивается

Рис. 4. Значения эквивалентной конусности сочетаний новых и изношенных профилей колеса Р8 Сапсан и рельса типа Р65

Результаты расчета показали, что контактирование изношенного колеса с новым рельсом при скорости движения около 250 км/ч не рекомендуется в связи с рисками возникновения дополнительных колебаний и раскачиваний экипажа. При таких величинах эквивалентной конусности устойчивое движение возможно со скоростью до 200 км/ч.

Профиль нового колеса при контактировании с неизношенным рельсом обеспечивает уровень минимально возможных эквивалентных напряжений в случае взаимодействия по оси катания.

Достаточно низкий уровень эквивалентных напряжений и контактных давлений наблюдается при контактировании изношенных профилей колес и рельсов (рис. 5). Однако вследствие выходящей за пределы нормы эквивалентной конусности, а также максимального уровня контактных напряжений и давлений в системе «изношенное колесо-новый рельс» не рекомендуется эксплуатация изношенного профиля колеса Р8 Сапсан, требуется восстановление его очертания.

Параметр	Новое колесо новый рельс	Новое колесо изношенный рельс	Изношенное колесо новый рельс	Изношенное колесо изношенный рельс
Средние эквивалентные напряжения при контактировании по оси катания	629,8	943,1	1494,5	853
Средние контактные давления при контактировании по оси катания	1020,1	1582,9	2718,3	1494,8
Средние эквивалентные напряжения при контактировании при смещении колеса, не допуская бокового контакта	1081,4	921,4	1197,1	874,8
Средние контактные давления при контактировании при смещении колеса, не допуская бокового контакта	1767,5	1566	2088,1	1557,8
Средние эквивалентные напряжения при боковом контактировании	1580,2	962,6	1801,6	766,1
Средние контактные давления при боковом контактировании	2769	1651,3	2940,8	1317,4

Максимальные значения
  Минимальные значения

Рис. 5. Значения средних эквивалентных напряжений и контактных давлений при взаимодействии сочетаний новых и изношенных профилей колеса Р8 Сапсан и рельса типа Р65, МПа

В результате моделирования для электропоезда «Ласточка» в системе «колесо-рельс» (рис. 6 и 7) установлено, что профиль нового колеса во всем диапазоне контактирования с новым рельсом Р65 не обеспечивает уровень минимально возможных эквивалентных напряжений. Наиболее низкий уровень эквивалентных напряжений и контактных давлений наблюдается при взаимодействии изношенных профилей колеса и рельса на всем диапазоне исследований. Однако по мере роста износа колеса при контактировании с неизношенным профилем рельса Р65 возникают напряжения, близкие к максимальным. Данное обстоятельство не позволяет рекомендовать долгосрочное использование изношенного профиля колеса электропоезда «Ласточка». Профиль нового колеса при контактировании с изношенным рельсом обеспечивает стабильный уровень эквивалентных контактных напряжений. При этом средние величины контактных напряжений ниже на 40 %, чем при взаимодействии с новым рельсом.



Рис. 6. Контактные давления системы «новое колесо электропоезда «Ласточка»—изношенный рельс Р65» в зависимости от положения колеса относительно оси катания



Параметр	Новое колесо новый рельс	Новое колесо изношенный рельс	Изношенное колесо новый рельс	Изношенное колесо изношенный рельс
Средние эквивалентные напряжения при контактировании по оси катания	932,2	659,3	868,7	617,5
Средние контактные давления при контактировании по оси катания	1573,2	1326,1	1448,1	1048,7
Средние эквивалентные напряжения при контактировании при смещении колеса, не допуская бокового контакта	890,5	680,3	779,4	601,9
Средние контактные давления при контактировании при смещении колеса, не допуская бокового контакта	1533,4	1306,6	1307,7	1018,2
Средние эквивалентные напряжения при боковом контактировании	1545,4	879	939,1	757,4
Средние контактные давления при боковом контактировании	2501,3	1472	1510,6	1249

	Максимальные значения		Значения, близкие к максимальным		Минимальные значения
--	-----------------------	--	----------------------------------	--	----------------------

Рис. 7. Значения средних эквивалентных напряжений и контактных давлений при взаимодействии сочетаний новых и изношенных профилей колеса электропоезда «Ласточка» и рельса типа Р65, МПа

На рис. 8 представлены результаты моделирования при различном сочетании изношенных и новых профилей колес поездов «Сапсан» и «Ласточка».

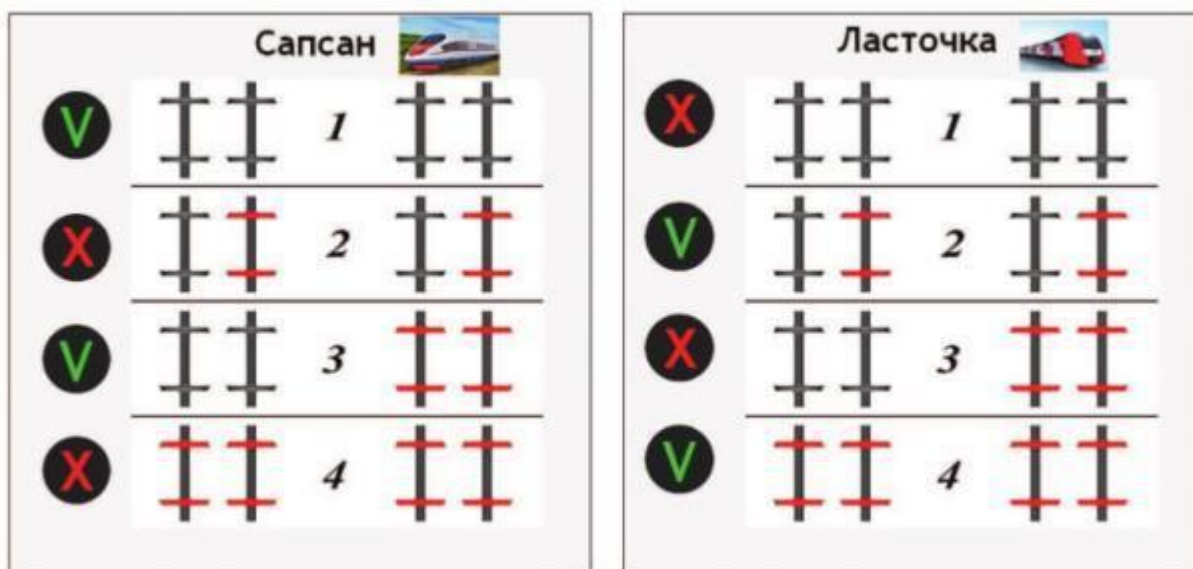


Рис. 8. Схемы сочетания изношенных (красный цвет) и новых (серый цвет) профилей колес

Контактирование изношенных колес Р8 Сапсан с новыми рельсами типа Р65 вызывает очень медленное затухание колебательного процесса при прохождении неровности в плане, что приводит к возникновению дополнительных боковых сил и раскачиванию экипажа. Таким образом, не рекомендуется эксплуатация изношенных колес Р8 Сапсан с новыми рельсами типа Р65.

Устойчивое движение при контактировании колес подвижного состава «Сапсан» с изношенным рельсом типа Р65 наблюдается при использовании схемы 1 и 3. Если на тележках расположены изношенные и новые колеса (схема

2) или все колеса вагона с износом (схема 4), то при контактировании с изношенными рельсами типа Р65 наблюдается возникновение колебательного процесса вследствие разности радиусов качения.

Устойчивое движение при контактировании колес подвижного состава «Ласточка» с неизношенным рельсом типа Р65 наблюдается при использовании схемы 2 и 4, расположение изношенных колес по схеме 1 и 3 приводит к возникновению колебаний, не затухающих в процессе следования экипажа. Следует заметить, что изношенный профиль колес подвижного состава «Ласточка» выступает как своеобразный компенсатор боковых колебаний при проходе неровностей. Следовательно, не рекомендуется эксплуатация новых и изношенных колес подвижного состава «Ласточка», установленных на соседних тележках вагона (схема 3) с изношенными рельсами типа Р65.

Что касается контактирования неизношенного профиля всех колес вагона подвижного состава «Ласточка» с изношенными рельсами типа Р65, то может быть актуально дальнейшее совершенствование профиля электропоезда «Ласточка» для обеспечения устойчивого стабильного контакта как с изношенным рельсом типа Р65, так и новым при различных схемах расположения изношенных колес.

\*\*\*

Абдурашитов Анатолий Юрьевич - канд. техн. наук, доцент, начальник отдела рельсов Проектно-конструкторского бюро по инфраструктуре (ПКБ И) - филиала ОАО «РЖД». Москва, Россия. E-mail: abdran@yandex.ru.

Юркова Юлия Николаевна - аспирант кафедры «Путь и путевое хозяйство» Российского университета транспорта (МИИТ). Москва, Россия. E-mail: y.lenin@bk.ru

## **Влияние очертания профилей в системе «колесо-рельс» на напряженно-деформированное состояние пути**

Автор: АБДУРАШИТОВ А.Ю., ЮРКОВА Ю.Н.

**АБДУРАШИТОВ А.Ю.,** ОАО «Российские железные дороги», Проектно-конструкторское бюро по инфраструктуре, канд. техн. наук, **ЮРКОВА Ю.Н.,** Российский университет транспорта (МИИТ), аспирант



При движении поезда встречаются различные сочетания колес и рельсов: от новых до изношенных в разной степени. Для оценки характера такого взаимодействия и возможных дефектов (изнашивания и контактно-усталостной повреждаемости) в исследовании была использована трибодинамическая модель, созданная на основе комплекса «Универсальный механизм» [1]. Динамическая часть модели основана на численном интегрировании алгебродифференциальных уравнений динамики движения подвижного состава по пути с различным планом и профилем, включая переходные кривые, а также имеющего вертикальные и горизонтальные неровности рельсовых нитей. Для учета упруго-диссипативных свойств пути введены линейные упругость и диссипация каждого рельса в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Общая схема моделирования изнашивания, приведена в [2]. Необходимые для этого силы в контакте «колесо-рельс» и значения проскальзывания, а также другие контактные параметры (тангенциальные силы) определяют с помощью алгоритма FastSim при известных положениях колесной пары и в известные моменты времени.

Расчет нормальных и касательных сил имеет итерационный характер, причем итерации включают два цикла: внешний и внутренний. Внутренний - предназначен для решения нелинейных уравнений равновесия рельса при известных значениях касательных сил. Внешний - используют для уточнения значения касательных сил. В качестве нулевого приближения во внутреннем цикле принимают значения касательных сил, вычисленных на предыдущем шаге интегрирования уравнений движения.

Таким образом, расчет контакта выглядит следующим образом: посредством внутреннего итерационного цикла определяют неизвестные нормальные реакции и поперечное отжатие рельса, значения касательных сил берут с предыдущего шага. Если отличие новых значений касательных сил от предыдущих больше заданного допуска, включается внешняя итерация, т. е. уравнение равновесия решают с новыми значениями.

В соответствии с принятым подходом область контакта разбивали на 20 полос, в каждой из которых было 20 элементов. Модуль упругости материалов - 210 ГПа, коэффициент Пуассона - 0,28. Износ профилей колес рассчитывали по

явной схеме Эйлера с переменным шагом. При моделировании эволюции профилей рельсов использовали схему с двухуровневым сглаживанием.

На каждом шаге по времени происходит накопление износа, распределяемого по профилю колеса или рельса. Полученная эпюра масштабируется до характерной величины 0,1 мм, и объем материала «снимается» с профиля. Далее расчет повторяют, но с уже измененными профилями колес или рельсов. Поскольку процесс изнашивания существенно более медленный по сравнению с динамическим поведением экипажа, для реализации численной схемы изнашивания и ускорения расчета используется алгоритм усреднения процесса динамики по заданному периоду (т.е. используются средние значения без учета разброса, как огибающая линия на графике).

Для расчета эквивалентных напряжений при взаимодействии в системе «колесо-рельс» приняты граничные условия. По зоне подошвы рельса смоделирована жесткая заделка, контактная поверхность колеса и оси перемещаются: при одноточечном контакте только в вертикальном направлении, при двухточечном - в вертикальном и горизонтальном. Также применены симметричные граничные условия. Используемые при решении параметры следующие:

диаметр вагонного колеса - 950 мм;

нагрузка на колесо - 3, 6, 9, 12 тс;

боковая сила - 4, 8 тс;

ось колеса находится в вертикальном положении;

наклон оси рельса - 1/20, 1/12 и 1/60;

контактирующие поверхности соответствуют заданным профилям.

Проведен расчет напряженно-деформированного состояния при взаимодействии рельса и вагонного колеса при различном положении относительно оси катания (рис. 1).

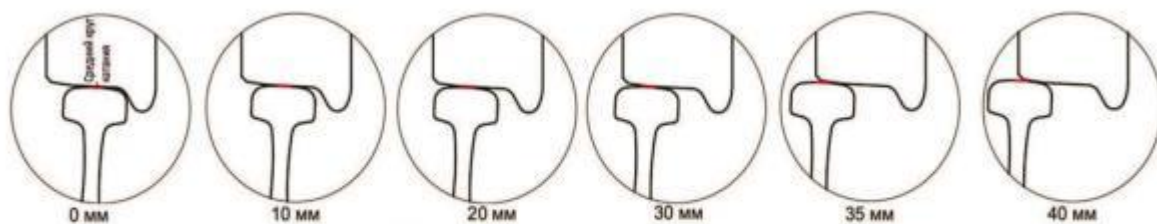


Рис. 1. Расчетные положения колеса и рельса

Выполненные расчеты показывают, что изменение зоны контакта в пределах поверхности катания рельса радиусом 500 мм вызывает колебания контактных напряжений в пределах от 3 до 12 %. Смещение зоны контакта колеса относительно среднего круга катания более чем на 15 мм приводит к росту контактных напряжений в 1,15 раза и более при неизменности других параметров геометрии пути.

### Оценка контактных напряжений

Проведены теоретические расчеты (математическое моделирование) взаимодействия экипажа и пути с отклонениями параметров подуклонки и наклона поверхности катания рельсов от номинала в рамках допусков (1/20 +

1/30) при различных типах креплений (КБ, ЖБР и АРС), в прямых и кривых разного радиуса, при разных величинах возвышения и износа рельса. На основе математического моделирования по результатам экспериментальных исследований и натурных измерений определены допустимые при эксплуатации параметры подуклонки и наклона поверхности катания рельсов.

На рис. 2 представлены результаты определения эквивалентных напряжений при взаимодействии колеса и рельса при одноточечном (а) и двухточечном (б) контактировании.

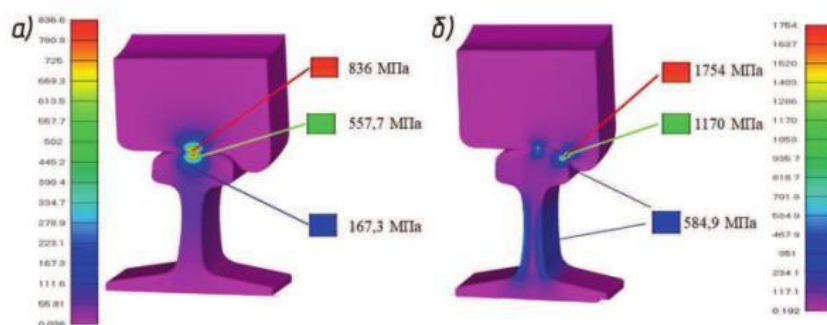


Рис. 2. Результаты определения эквивалентных напряжений при взаимодействии колеса и рельса при одноточечном (а) и двухточечном (б) контактировании

## Оценка усталостной прочности рельсов

Ресурс усталостной прочности материала  $G$  зависит от напряжения в металле  $\sigma_0$ , образующегося при нагружении, и числа циклов нагрузки  $n_0$  согласно выражению:

$$\sigma_0^m n_0 = G = \text{const}, \quad (1)$$

где  $m$  определяется свойствами материала и для сталей колеблется в пределах от 3 до 5.

Средневзвешенные механические напряжения  $\bar{\sigma}$  вычисляют как произведение сумм механических напряжений  $\sigma_j$ , возникающих в системе «колесо—рельс», и сумм весовых коэффициентов  $k_j$ , отображающих преобладание конкретных дефектов рельсов на рассматриваемом участке пути. В первом приближении весовые коэффициенты  $k_j$  примем равными процентному соотношению выявленных дефектов в головке и подошве рельса к общему числу дефектов. Таким образом учитывается влияние особенностей подвижного состава, обращающегося на рассматриваемом участке, на рельсы в каждом цикле воздействия:

$$\bar{\sigma} = \frac{\sum \sigma_j k_j}{\sum k_j}. \quad (2)$$

Формула для определения размеров тоннажа брутто  $T_1$ , который можно пропустить по  $i$ -му участку с заданными эксплуатационными характеристиками, при известном тоннаже брутто  $T_0$ , пропущенном на опытном участке, принимая во внимание эмпирические коэффициенты  $\alpha_1$  (учет выполнения объема шлифовки рельсов),  $\alpha_2$  (учет типа подвижного состава и рельефа участка),  $\alpha_3$  (влияние климатических условий) имеет вид:

$$T_1 = T_0 \frac{\bar{\sigma}_0}{\bar{\sigma}_1} \cdot \frac{P_1}{P_0} \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3. \quad (3)$$

Коэффициенты  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  принимаются согласно нормативным документам ОАО «РЖД». Коэффициент  $\alpha_3$  учитывает влияние растягивающих напряжений в рельсах, скорость роста трещины, критические размеры дефекта (внутренней и внешней трещины в головке рельса) и ряд других факторов [1, 2].

Прогнозное значение пропущенного тоннажа до исчерпания ресурса прочности рельсов зависит от многих факторов: типов обращающегося по участку подвижного состава, скорости движения, типа верхнего строения пути, плана линии, состоянии рельсовой колеи по геометрическим очертаниям. При этом напряженно-деформированное состояние рельсов  $[\sigma](0)$  определяется математическим моделированием [3,4,5]. Участок пути разбивают на  $i$  участков

с идентичными характеристиками и эксплуатационными факторами длиной, равной 1 км.

Известная методика оценки напряженно-деформируемого состояния рельсов основана на использовании коэффициентов, полученных эмпирическим способом для определенных конструкций верхнего строения пути, эксплуатация которых адаптирована к новым условиям, что вызывает погрешность в получаемых результатах до 25 %.

Предлагаем для повышения точности расчетов применить метод конечных элементов, основанный на разбиении модели на совокупность элементов простейшей формы, в частности, треугольной, задавая во всех узлах смещения, совокупность которых для элемента запишем в виде матрицы обобщенных координат [лямбда](i).

Были разработаны трехмерные модели порядка 2 млн узлов действующей конструкции пути. Общий вид модели приведен на рис. 3.

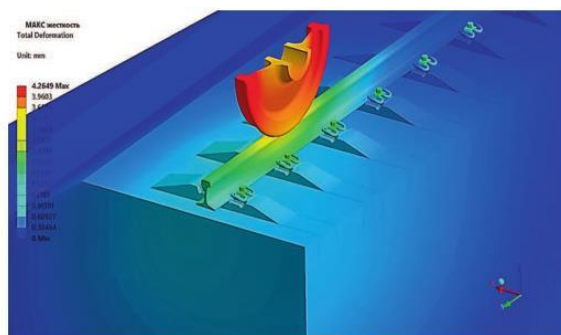


Рис. 3. Конечно-элементная модель пути

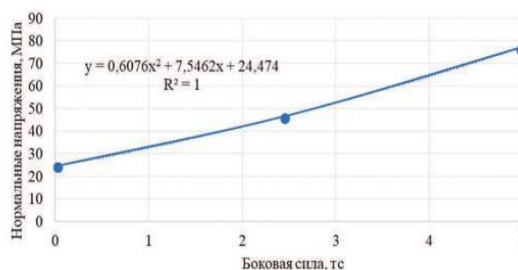


Рис. 4. Значения нормальных напряжений при различном уровне боковых сил

На рис. 4 показана зависимость нормальных напряжений от боковой силы при нагрузке от колеса 5 тс.

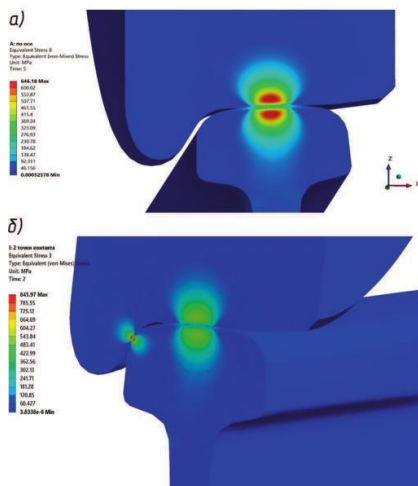


Рис. 5. Напряженное состояние при одноточечном (а) и при двухточечном (б) контактировании

Результаты аппроксимации по построенным моделям показали сходимость, близкую к единице, что дает возможность использовать полученные модели для расчета напряжений в рельсах в зависимости от характера взаимодействия с колесами подвижного состава (рис. 5).

### Заключение

Проведена оценка действующих на рельс вертикальных осевых и боковых сил под действием подвижного состава на участках скоростного движения. При этом учитывалось напряженно-деформированное состояние в системе «колесо-рельс» при различных очертаниях профилей колес и рельсов, смещении дорожки контакта с учетом подуклонки рельсов.

Напряжения, возникающие в рельсе при взаимодействии с колесами подвижного состава, подразделялись на изгибающие, действующие во всем сечении рельса, и контактные - на площадке контакта «колесо-рельс». Проведена апробация методик расчетов.

Предстоит дальнейшее совершенствование методики, которое заключается в сборе статистических данных для определения оптимального сочетания профилей в системе «колесо-рельс», а также расширение применения результатов моделирования для оценки напряжений в рельсах при наличии отступлений от норм содержания в плане, профиле, износе колес и рельсов и т. д.

Для оптимизации профилей колеса и рельса по контактным напряжениям рекомендуем следующее:

избегать контактных напряжений, которые превышают предел прочности материала на сдвиг;

распределять точки контакта по поверхностям катания колеса и рельса с помощью обточки профиля колеса и шлифовки головки рельса

\*\*\*

### **ВЛИЯНИЕ ОЧЕРТАНИЯ ПРОФИЛЕЙ В СИСТЕМЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС» НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПУТИ**

**Ключевые слова:** скоростное движение, железнодорожный путь, моделирование, напряженно-деформируемое состояние, очертание профилей колес и рельсов, прокат колес, контактное давление, вертикальные силы.

Абдурашитов Анатолий Юрьевич - канд. техн. наук, доцент, начальник отдела Проектно-конструкторского бюро по инфраструктуре (ПКБ И) - филиала ОАО «РЖД». Москва, Россия. E-mail: abdran@yandex.ru.

Юркова Юлия Николаевна - аспирант кафедры «Путь и путевое хозяйство» Российского университета транспорта (МИИТ). Москва, Россия. E-mail: y.lenin@bk.ru

**Аннотация.** На основе опыта эксплуатации на скоростных участках железных дорог РФ с использованием метода конечных элементов разработана модель напряженного-деформированного состояния пути в зависимости от очертания профилей в системе «колесо-рельс». Приведены результаты расчетов сил взаимодействия пути и подвижного состава на участках скоростного движения в зависимости от состояния поверхности катания рельсов и колес.

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И РЕЛЬСА НА ПРОСТРАНСТВЕННОЙ КРИВОЙ**

**Ключевые слова:** переходная кривая, вертикальная кривая, пространственная кривая, моделирование, силы, колесо и рельс, дефекты, железнодорожный путь, исследование, проектирование.

Аккерман Геннадий Львович - докт. техн. наук, профессор кафедры «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения. Екатеринбург, Россия. E-mail: GAkkerman@usurt.ru

Каргапольцев Дмитрий Владимирович - аспирант кафедры «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения. Екатеринбург, Россия. E-mail: DVKargapolitsev@gmail.com

**Аннотация.** Современные тенденции проектирования и роста железнодорожной сети должны учитывать развитие технологий как в проектировании, так и в текущем содержании железнодорожного пути. В статье исследуется движение подвижного состава по существующим кривым на одном из участков Свердловской железной дороги, где в процессе эксплуатации произошло наложение переходной кривой в плане на вертикальную кривую в профиле, что не соответствует требованиям стандарта. Таким образом сформировалась «пространственная» кривая. Анализируется ее влияние на подвижной состав, изучаются силы как в контакте «колесо-рельс», так и в межвагонном пространстве. В исследовании приводятся аргументы в пользу снятия ограничений на запрет проектирования совмещенных переходных и вертикальных кривых.

Расширение железнодорожной сети, вызванное ростом объемов перевозок, комплексный план модернизации и усиление магистральной инфраструктуры в рамках федерального проекта «Железнодорожный транспорт и транзит» [1] требуют внедрения современных идей и решений в области проектирования и строительства железнодорожных путей.

Следует отметить, что действующими нормами [2] не разрешается совпадение вертикальных кривых в профиле с переходными кривыми в плане. Негласное объяснение этому - трудность содержания такой пространственной кривой. Однако на практике, до выправки плана линии, такие совпадения встречаются. Исследование, проводимое на кафедре «Путь и железнодорожное строительство» УрГУПС, направлено на оценку влияния пространственной кривой на плавность, безопасность и скорость движения поездов.

Изучение «накладки» переходных и вертикальных кривых осуществляется в различных направлениях. Так, в [3] рассматривались силы между колесом и рельсом при движении экипажа с различными скоростями по совмещенным переходным и вертикальным кривым. В результате исследования выяснилось, что разница при движении подвижного состава по классическим или пространственным кривым незначительна.

В [4] проведен сравнительный анализ сил взаимодействия между колесом и рельсом при движении поезда по разным типам кривых со скоростями движения от 70 до 400 км/ч при различном состоянии колеи (без дефектов и с дефектами). Анализ результатов показал, что при увеличении скорости



подвижного состава значения суммарных сил в системе «колесо-рельс» возрастают на 10 % в случае прохода поезда по участку пути без дефектов и в среднем на 15 %, если имеются отступления в плане при движении по пространственной кривой. Следует отметить, что движение по вертикальной кривой практически не сказывается на силовом воздействии, в отличие от движения по переходной кривой. Поэтому колебания сил на пространственной кривой не выше, чем колебания от влияния переходной кривой. Эти исследования были проведены на смоделированном участке пути.

Рассмотрим движение поездов по существующим кривым в реальных условиях на Свердловской дороге.

Путеизмерительные ленты показали, что смещение переходных кривых на вертикальные не носит массовый характер и составляет не более 3 % от общего количества кривых, но тем не менее такое смещение встречается.

Для расчетов в программе «Универсальном механизме» [5] использованы путеизмерительные ленты и продольный профиль участка. Эта программа позволяет определять силы, возникающие между колесом и рельсом и в межвагонном пространстве.

Для изучения взяты две кривые, получившие в процессе эксплуатации наибольшее смещение в плане, тем самым образовав пространственную кривую.

Анализ полученных результатов показал, что колебания экипажа на переходной и вертикальной кривых различны. При совмещении на исследуемом участке переходной и вертикальной кривых установлено, что силы между колесом и рельсом практически идентичны и сопоставимы с изменениями сил на «чистой» переходной кривой. Таким образом, по результатам многократных исследований, изменение сил между колесом и рельсом на «чистой» переходной кривой и на совмещенной кривой идентичны при одинаковых скоростях движения экипажа, и пространственная кривая не оказывает существенного влияния на процесс взаимодействия системы «колесо-рельс». Доказательством вышесказанному служат результаты компьютерного моделирования, представленные на рис. 1.

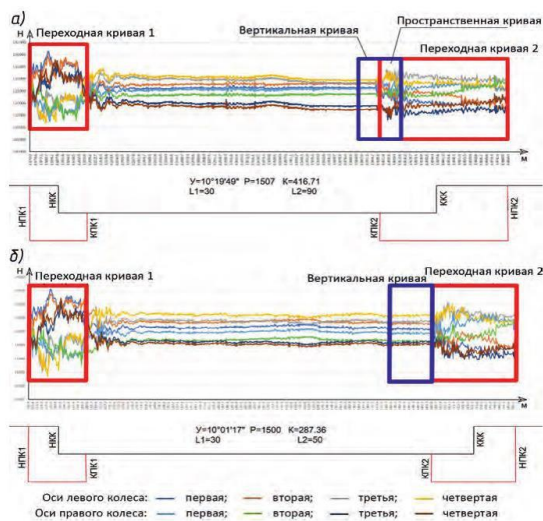


Рис. 1. Силы взаимодействия между колесом и рельсом на исследуемом участке № 1: а – при наличии пространственной кривой (вертикальная и переходная кривые частично совмещены); б – без пространственной кривой (проектный вариант, когда вертикальная и переходная кривые разделены)

Не вызывает опасений и характер проявления динамических эффектов при движении поезда по совмещенной кривой с дефектами II степени. На участках кривых с дефектами силы взаимодействия возрастают до 15 % относительно участка без дефектов. Такие отдельные всплески вызваны неровностями пути и не представляют серьезной угрозы плавности и безопасности движения. На рис. 2 приведен случай возникновения дефекта II степени на переходной кривой в непосредственной близости к пространственной кривой.

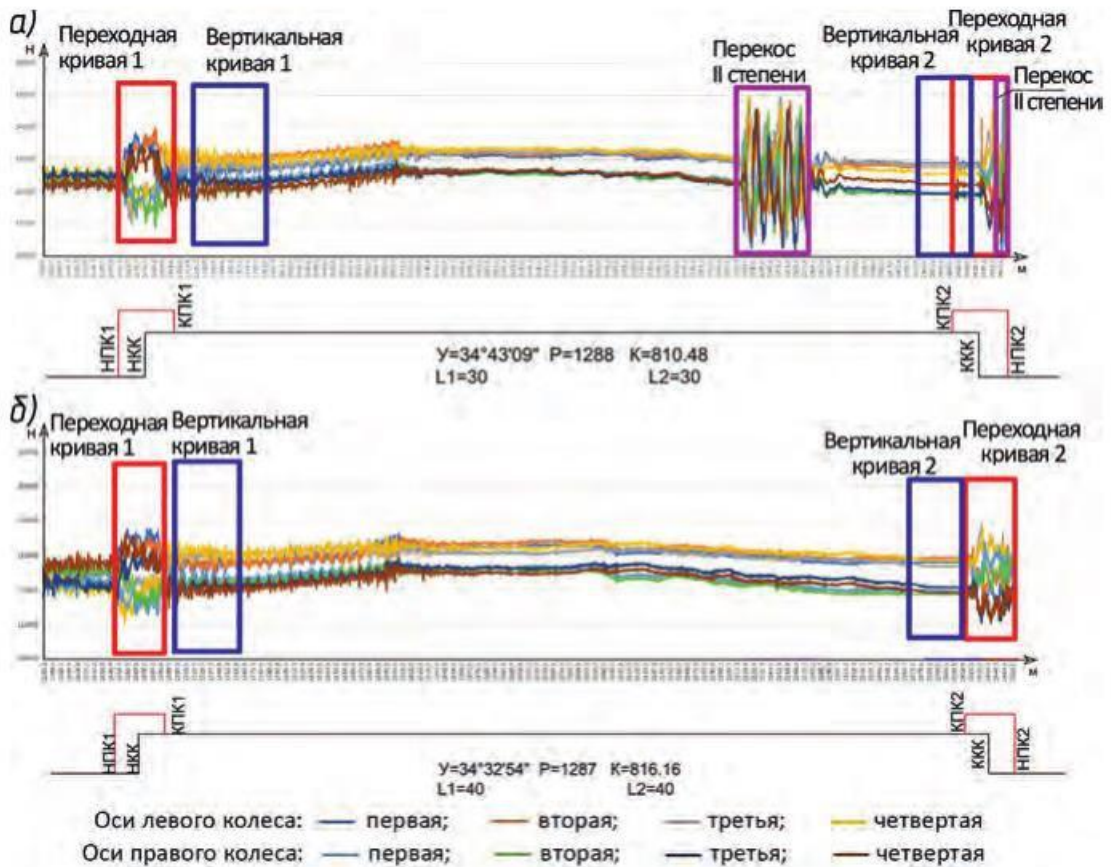


Рис. 2. Силы взаимодействия между колесом и рельсом на участке № 2: а — при пространственной кривой и перекосе II степени; б — без пространственной кривой (согласно проектному варианту)

Полученные данные подтверждают предположение о допустимости совмещения переходных и вертикальных кривых.

Кроме этого, анализу были подвергнуты более 30 кривых, более 10 различных вариаций со скоростями движения. Полученные динамические процессы по характеру повторяют те, которые приведены в примерах выше. Качественные характеристики подтверждают диаграммы на рис. 3.

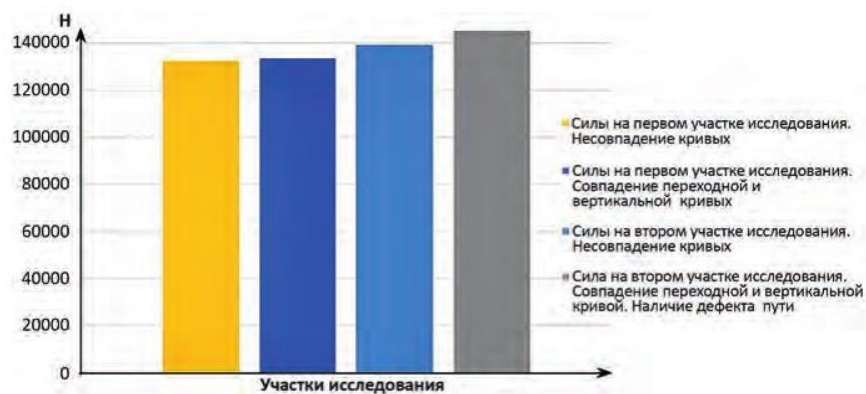


Рис. 3. Исследование силового взаимодействия на участке Свердловской дороги

На рис. 4 представлен анализ сил в межвагонном соединении при разных вариантах совпадения и несовпадения кривых. Колебания сил незначительны, и

связаны с влиянием уклона на межвагонное соединение. Сравнение сил на «чистых» вертикальной и переходной кривых и пространственной кривой еще раз подтверждают предположение о допустимости совмещения переходных кривых в плане с вертикальными кривыми в профиле.

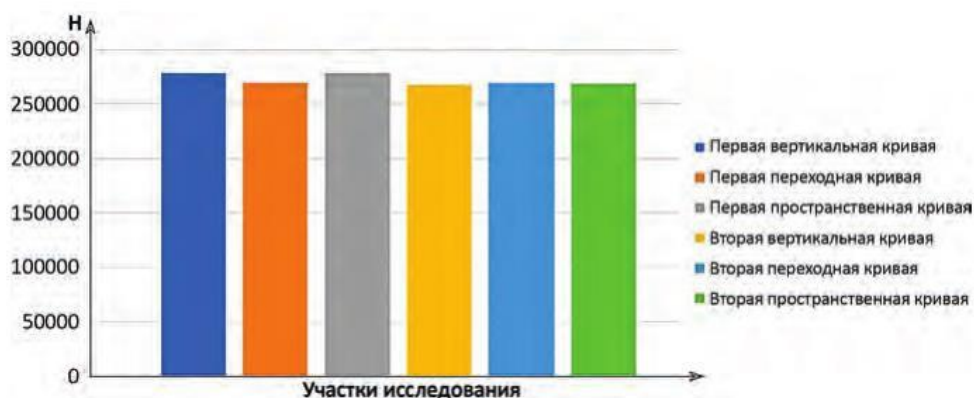


Рис. 4. Диаграмма сил в межвагонном пространстве при различных вариантах совпадений и несовпадений кривых на участках исследования

Сопоставляя динамические эффекты, проявляющиеся при проходе экипажем переходных и вертикальных кривых, можно прийти к следующим выводам: пространственные кривые не оказывают влияния на силы, в сравнении с несовмещенными кривыми. Наличие дефектов пути также не изменяет полученного вывода.

Таким образом, проведенное исследование подтверждает необходимость снятия требований к обязательному несовпадению кривых в плане и профиле. Кроме этого, следует отметить, что на вновь проектируемых участках железнодорожного пути применение пространственных кривых ведет к сокращению длины линии, в особенности на высокоскоростных магистралях.

# ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА КОЛЕС И РЕЛЬСОВ НА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Автор: ДУДКИН Е.П., МАЛАХОВ М.В., АНДРЕЕВА Л.А.

**ДУДКИН Е.П.**, Петербургский государственный университет путей сообщения (ПГУПС), докт. техн. наук,

**МАЛАХОВ М.В.**, ПГУПС, старший преподаватель,

**АНДРЕЕВА Л.А.**, ЗАО «Промтрансниипроект», докт. техн. наук

Условия эксплуатации технологического железнодорожного транспорта существенно отличаются от условий эксплуатации транспорта общего и необщего пользования, и в первую очередь это связано с высокими осевыми нагрузками (до 600 кН) и малыми радиусами кривых (менее 200 м). Поэтому интенсивность и форма износа колес и рельсов, выход их из строя вследствие дефектов и даже виды дефектов также имеют существенные различия. Исходя из этого, мероприятия по повышению ресурса колес и рельсов должны разрабатываться на основе анализа формы и интенсивности их износа и статистики дефектности [2].

За последние двадцать с лишним лет мы провели многочисленные и длительные наблюдения по выходу из эксплуатации колес и рельсов на путях различных промышленных предприятий [1, 2]. Характер износа колес во многом зависит от состояния железнодорожного пути, радиуса кривых, их протяженности, количества стрелочных переводов и т.д. Однако для всех исследуемых подвижных единиц наблюдается определенная зависимость характера износа колес от отношения боковой силы  $Y(\delta)$  к осевой нагрузке  $P_{ос}$  ( $K(1) = Y(\delta) / P_{ос}$ ) и осевой нагрузки к диаметру колеса  $D$  ( $K(2) = P_{ос}/2D$ ).

Из табл. 1 видно, что отношение  $Y(\delta)/P_{ос}$  для всех исследуемых подвижных единиц, за исключением чугуновоза ПМ600 и думпкара 2ВС105, практически одинаково, т.е. конструкция ходовых частей этих вагонов обеспечивает одинаковые условия вписывания в кривые участки пути, и боковые силы пропорциональны осевым нагрузкам. Снижение этого отношения у миксерных чугуновозов обусловлено улучшенной конструкцией ходовых частей по условиям вписывания. Увеличение отношения  $Y(\delta)/P_{ос}$  у думпкаров 2ВС105 объясняется особенностями конструкции тележки УВ311А.

Т а б л и ц а 1

**Значения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  для различных типов подвижного состава технологического железнодорожного транспорта**

Показатели	Подвижной состав						
	1	2	3	4	5	6	7
$K_1 = Y_{\delta}/P_{ос}$	0,345	0,375	0,36	0,374	0,35	0,48	0,21
$K_2 = P_{ос}/2D$	0,11	0,31	0,21	0,13	0,15	0,13	0,33

П р и м е ч а н и е . В столбце 7 показаны значения для чугуновозов миксерного типа ПМ-600.

Анализ данных табл. 1 позволяет заключить, что в том случае, когда значение коэффициента  $K(2)$  больше (чугуновоз ПМ-600) или близко к значению

коэффициента  $K(1)$  (тележки для перевозки изложниц, чугуновозы открытого типа) выход колес из эксплуатации происходит по контактно-усталостным дефектам и прокату колес. Если коэффициент  $K(2)$  существенно (в два и более раз) меньше  $K(1)$ , то, как правило, выход колес происходит по износу гребня.

Таким образом, из полученных результатов видно, что характер износа колес определяют не абсолютные величины боковых сил и статистических нагрузок, а их соотношение для определенной подвижной единицы и величина нагрузки, приходящаяся на единицу диаметра колеса  $P(oc)/2D$ . Так, по абсолютной величине боковые силы и направляющие усилия у платформ для перевозки изложниц и миксерных чугуновозов почти на 20 % больше, чем думпкаров 2С-105, однако выход колес этих подвижных единиц обуславливается прежде всего контактно-усталостными повреждениями и прокатом по кругу катания, так как отношение у них  $P(oc)/2D = 0,31-0,33$ , что более чем в два раза выше, чем у 2ВС105 ( $P(oc)/2D = 0,13$ ).

Повреждаемость рельсов дефектами и их износ исследовали на четырех участках технологических путей металлургических заводов. В табл. 2 приведены характеристики этих участков: 1 - слитковозные пути, 2 - чугуновозные, 3 - шлаковозные, 4 - смешанные.

Таблица 2  
Характеристики опытных участков путей металлургических заводов

Характеристики	Участки пути			
	1	2	3	4
Грузопоток, млн т груза брутто/год	19,7	7,7	12,4	Не известен
Пропущенный тоннаж, млн т груза брутто	47,3	30,0	58,4	Не известен
Максимальные осевые нагрузки, кН	440	345	225	265
Срок службы рельсов, лет	2,4	3,9	4,7	7,8

Результаты выполненных исследований по износу рельсов за весь период их эксплуатации на тех же участках приведены в табл. 3.

Таблица 3  
Показатели износа рельсов для различных участков путей металлургических заводов

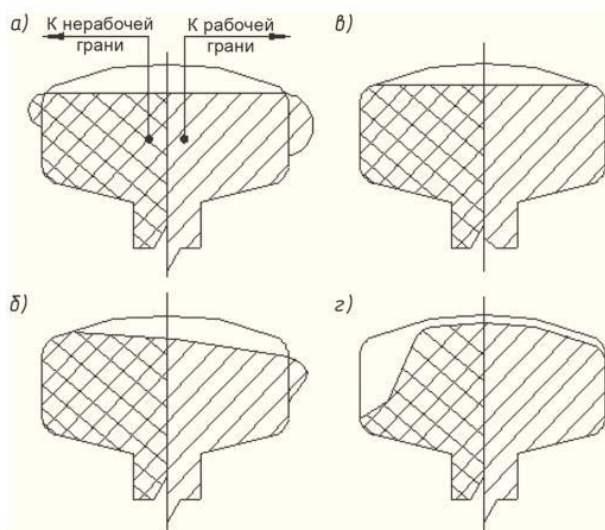
Показатели износа	Участки пути			
	1	2	3	4
Вертикальный за весь срок эксплуатации $\beta_v$ , мм	4,0/9,4	3,6/6,0	1,8/3,7	5,0/7,7
Вертикальный за год эксплуатации $\beta_v$ /год, мм	1,4/3,9	0,9/1,5	0,4/0,8	0,7/0,9
Интенсивность вертикального износа $\beta_v$ /гр, мм/млн т груза брутто	0,08/0,20	0,12/0,20	0,03/0,06	—
Площадь износа $S$ , мм	250/620	263/382	130/347	328/480
Коэффициент износа $S$ /гр, мм/млн т груза брутто	5,29/13,11	8,77/12,73	2,23/5,94	—
Площадь сплывных участков $S_c$ , мм	56/136	31/98	12/29	28/75
Ширина головки, мм	81,4/90,4	78,2/86,5	75,0/77,1	78,2/85,0

Примечание. В числителе показаны среднестатистические значения, а в знаменателе — максимально вероятные.

Качественный анализ данных по поперечным профилям головок рельсов позволяет выделить четыре наиболее характерных формы износа [2, 7]. Первая (рис. а) - спливы металла на обе стороны головки. Эта форма наиболее характерна. Она обнаружена на 1, 2 и 4 участках и проявляется в кривых по обоим рельсовым нитям. Вторая форма (рис. б) - спливы металла только со стороны рабочей грани - также характерна для обеих рельсовых нитей. Она наблюдается на первой стадии работы рельса и в процессе дальнейшей эксплуатации переходит в первую форму износа.

Третья форма (только вертикальный износ), показанная на рис. в, характерна для прямых участков и неупорных рельсовых нитей кривых. Четвертая форма (вертикальный и горизонтальный износ), представленная на рис. г, образуется на упорных рельсовых нитях.

Наблюдения показали, что из-за увеличения осевой нагрузки в 1,53 раза (с 225 до 345 кН) возросла интенсивность вертикального износа примерно в 2 раза, а



Формы износа рельсов, эксплуатируемых на технологических путях металлургических заводов:  
а — спливы металла на обе стороны головки, б — спливы металла только со стороны рабочей грани, в — вертикальный износ, г — вертикальный и горизонтальный износ

из-за увеличения нагрузки в 1,7 раза (с 110 до 188 кН) интенсивность износа повысилась в 1,25- 1,31 раза. Таким образом, влияние нагрузок на интенсивность износа зависит как от величины, так и от диапазона их изменения. При больших нагрузках, вызывающих пластические деформации, влияние их на интенсивность износа более существенно. Вертикальный износ формируется на таких участках в значительной степени за счет пластических деформаций головки рельса (см. рис. а, б). Площадь спливов в общей площади износа достигает 27-62 %. Наличие спливов

существенно сказывается на изменении ширины колеи, для слитковозных путей она может уменьшаться на 20 мм. Спливы создают крайне неблагоприятные условия для работы рельсов, так как значительно увеличивается эксцентриситет приложения вертикальных давлений.

Наименьший вертикальный износ наблюдается на путях обращения шлаковозов (3 участок). Для этого участка вертикальный износ практически не лимитирует срок службы рельсов в пути.

В кривых малых радиусов определяющим является горизонтальный (боковой) износ, который может проявляться в виде абразивного истирания и пластических деформаций (спливов). Горизонтальный износ в виде спливных деформаций металла головки рельса в сторону рабочей и нерабочей граней образуется на 1 и 2 участках, а в виде истирания - на 3 и 4 участках.

Интенсивность и величина износа рельсов на технологических путях в 5-7 раз выше, чем на магистральных железных дорогах. Существенными факторами,

определяющими интенсивность износа, являются уровень осевых нагрузок и технические особенности подвижного состава. Расчеты показали, что удельный коэффициент приведенного износа по металлургическому производству [Бета](р) равен 9,567 мм(2) /млн т груза брутто, по горнорудному производству [Бета](р) - 15,541 мм(2) /млн т груза брутто, по остальным - 4,784 мм(2) /млн т груза брутто.

Исходя из этого, основные направления повышения ресурса рельса и колеса заключаются в снижении силового воздействия подвижного состава на путь в кривых за счет совершенствования существующих и создания новых конструкций ходовых частей вагонов (радиальные тележки), смазки колес и рельсовых нитей, постановки контррельсов, разработки специального комплекса мероприятий по снижению контактных напряжений, повышения прочностных характеристик стали.

Выход рельсов и колес по контактно-усталостным дефектам происходит из-за высоких контактных напряжений в паре «колесо-рельс». Снизить эти напряжения можно только увеличением площадки контакта. При малых скоростях движения на технологических путях наличие конусности бандажа и подуклонки рельса не влияет на устойчивость движения экипажа, и от них можно отказаться [3].

Как показали исследования, выполненные на заводе «Северсталь», приведение профиля бандажа к среднеизношенному позволило увеличить площадку контакта и срок службы колес миксерных чугуновозов ПМ600 [3]. Основная причина высокого износа трибологической пары «колесо-рельс» в криволинейных участках по сравнению с прямолинейными - рост силы внешнего трения гребня колеса о боковую грань рельса. Э?? связано с тем, что в кривых колесо оказывает дополнительное горизонтальное воздействие на рельс за счет центробежной силы [4].

Сила внешнего трения

$$F_{\text{тр}} = \mu \sum_{i=0}^n F_i, \quad (1)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения;  $F_i$  — сила, действующая на боковую грань рельса.

Э?? сила называется направляющим усилием, которое зависит от осевой нагрузки, радиуса кривой, скорости движения, конструкции ходовых частей и железнодорожного пути. Конструктивные характеристики пути, определяющие величину направляющего усилия, - это ширина колеи, возвышение наружного рельса и наличие контррельса. Правильный подбор этих параметров может существенно снизить направляющее усилие и, следовательно, износ пары «колесо-рельс» [4, 5]. Еще больший эффект можно получить за счет совершенствования конструкции ходовых частей вагонов. Экспериментальные исследования, проведенные на Оленегорском ГОКе, показали, что применение радиальных тележек позволяет снизить направляющие усилия при вписывании в кривые малых радиусов на 40-60 % [6].

Направляющее усилие во многом зависит от силы инерции. Сила инерции - векторная величина, численно равная произведению массы и ускорения

движения и направленная противоположно ускорению. Предположим, что сила трения в контакте «колесо-рельс», при прочих равных условиях, зависит только от силы инерции, тогда для направляющей колесной пары формула (1) примет следующий вид:

$$F_{\text{тр}} = \frac{\mu m v^2}{R}, \quad (2)$$

где  $v$  — скорость;  $R$  — радиус кривой;  $m$  — масса подвижного состава.

С другой стороны, известно, что сила внешнего трения связана с объемом удаленного с поверхности физического тела материала ( $V$ ) на длине пробега ( $L$ ) следующим соотношением:

$$F_{\text{тр}} = \frac{\sigma V}{L}, \quad (3)$$

где  $\sigma$  — коэффициент, называемый сопротивлением изнашиванию.

Приравняв (2) и (3), получим:

$$\frac{\sigma V}{L} = \frac{\mu m v^2}{R}, \quad (4)$$

$$\frac{V}{L} = S_m, \quad (5)$$

где  $S_m$  — площадь сечения, на которую уменьшается сечение рельса при взаимодействии с  $m$ -ным по счету колесом на длине пробега  $L$ .

$$S_m = \frac{\mu m v^2}{\sigma R}. \quad (6)$$

Полученная зависимость не дает возможности аналитически рассчитывать боковой износ рельса, но вполне пригодна для качественного анализа факторов, влияющих на его величину.

Значения таких параметров как  $R$ ,  $m$ ,  $v$  и [сигма] зависят от условий эксплуатации и изменять их практически невозможно. Но коэффициент трения гребня о боковую поверхность головки можно существенно изменить за счет смазки. Известно, что коэффициент сухого трения стали о сталь равен 0,8, а в случае наличия качественного смазочного материала - 0,05-0,1. Это значит, что смазывание боковой грани головки рельсов может уменьшить горизонтальный боковой износ почти на порядок. Это теоретические предположения подтверждаются эксплуатационными наблюдениями, выполненными на ряде промышленных предприятий. Автоматический стационарный путевой рельсосмазыватель универсального типа «СПРУТ-02», разработанный ООО «ТЕХПАРТНЕР», предназначен для дозированной подачи и нанесения консистентного смазочного материала «СПРУТ-ВС» в зону контакта «колесо-рельс» с целью снижения сил трения между боковой гранью рельса и гребнем колеса при прохождении подвижным составом криволинейных участков пути и стрелочных переводов. Рельсосмазыватель «СПРУТ-02» разработан на базе концепции, предложенной специалистами компании «Lincoln GmbH» [8].

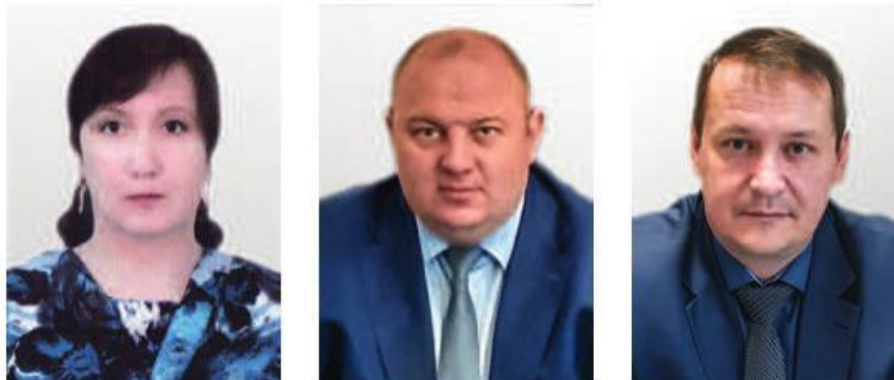


На путях Железнодорожной транспортно-экспедиторской компании (Ижорский завод), ОАО «Карельский Окамыш» (Костомукша) и ОАО «Новолипецкий металлургический комбинат» были проведены эксплуатационные испытания, которые показали высокую эффективность разработанных лубрикаторов и смазки. Было установлено, что в результате применения рельсосмазывателей на путях ОАО «Новолипецкий металлургический комбинат» в кривой радиусом 350 м интенсивность износа рельсов при лубрикации снизилась в 4-6 раз по сравнению с сухим периодом и в 2-3 раза по сравнению с периодом естественной смазки (дождь, снег). Таким образом, эффективность смазки и лубрикатора оказалась достаточно высокой. Предварительные экономические расчеты показали, что все затраты, связанные с установкой лубрикатора только на одном участке ОАО «Карельский Окамыш», окупятся за один год. Использование же комплекса лубрикаторов (12 комплектов) на металлургическом комбинате с протяженностью железнодорожных путей около 300 км позволит добиться экономического эффекта более 14 млн руб. за счет увеличения срока службы рельсов в кривых участках и стрелочных переводах, а также уменьшения количества обточек колесных пар [9].

# ВЛИЯНИЕ ЛУБРИКАЦИИ НА РЕСУРС РЕЛЬСОВ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ БОКОВОМУ ИЗНОСУ

Автор: ИВАНОВА Т.В., МУРЗИН И.В., НАЛАБОРДИН Д.Г.

**ИВАНОВА Т.В.,** Забайкальский институт железнодорожного транспорта, канд. техн. наук, **МУРЗИН И.В.,** ОАО «Российские железные дороги», Забайкальская дирекция инфраструктуры, первый заместитель начальника, **НАЛАБОРДИН Д.Г.,** ОАО «Российские железные дороги», Забайкальская дирекция инфраструктуры, начальник сектора контроля и технического аудита системы менеджмента безопасности движения



За последние 10 лет грузонапряженность по сети дорог выросла в среднем на 11 %, а на Восточном полигоне - на 33,7 %. С повышением массы поездов увеличиваются нагрузки на путь и, как следствие, объемы работ. Статистика показывает, что ежегодно на сети дорог изымается из пути около 175 тыс. дефектных и остродефектных рельсов. Наблюдается рост дефектов, связанных с отслоением и выкрашиванием металла на поверхности катания головки рельса, его смятием и износом [1].

Обзор отечественного и зарубежного опыта показал, что на протяжении многих лет ученые и практики ведущих стран мира уделяют большое внимание проблеме износа пары трения колесо-рельс. Решением проблемы занимается как производственный, так и научный комплекс железнодорожной отрасли. Анализ мер, направленных на снижение интенсивности износа колес и рельсов, выявил, что наиболее эффективны лубрикация зоны контакта гребня колеса с головкой рельса, внедрение технологий восстановления гребней колес вагонов наплавкой (с использованием специальной проволоки с легирующими элементами), магнитноплазменное упрочнение гребней бандажей локомотивов и применение вагонных колес повышенной твердости [2].

Известно, что изнашивание материалов - это процесс разрушения поверхностных слоев трущихся тел, приводящий к уменьшению их размеров (износу) в направлении, перпендикулярном к поверхности трения. Интенсивность изнашивания пар трения зависит от удельной нагрузки, упругих свойств материала, его прочностных свойств, фрикционных свойств сопряжения, шероховатости и волнистости поверхностей, молекулярного взаимодействия на контакте, температурно-скоростных факторов и т.д. [3].

При трении тел фрикционный процесс совершается поэтапно. На первом этапе взаимодействуют поверхности твердых тел, формируется контакт, на втором -

изменяются свойства трущихся тел и среды, на третьем - поверхностно разрушаются эти тела. Каждый из этих этапов существенно влияет на результат фрикционного взаимодействия (уровень трения, интенсивность изнашивания и т.п.). Поэтому процессы необходимо исследовать и при этом учитывать взаимосвязь свойств материалов трущихся тел, микро- и макрогеометрии элементов и режимов трения в зависимости от скорости движения, нагрузки, температуры и свойств окружающей среды. Только комплексный учет всех факторов позволит достаточно объективно оценить работу конкретной фрикционной пары.

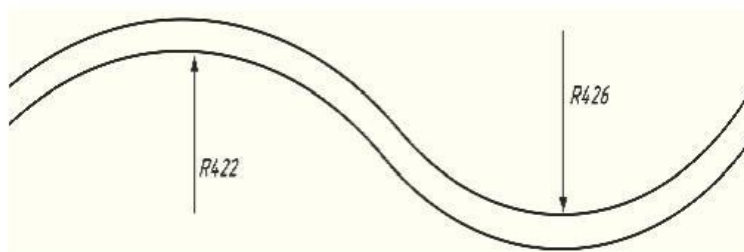
Все это непосредственно относится к работе системы «колесо-рельс». Таким образом, для того чтобы оценить взаимодействие колеса с рельсом при различных режимах, необходимо исследовать конкретный узел с учетом состояния поверхностей трения и нагрузок и выявить реализующиеся процессы физикохимической механики.

Множество форм контактирования новых и изношенных (с разной степенью) колес и рельсов при различной их динамической подуклонке можно разделить на три основные группы: новые колеса и новые рельсы при нормальной подуклонке, изношенные колеса и новые рельсы при нормальной подуклонке, изношенные колеса с подрезом гребня и изношенные рельсы.

Соответственно, учитывая многообразие факторов, влияющих на интенсивность износа в системе «колесо-рельс» (изношенность рельсов и колес, наличие смазки на рельсах, отступлений в содержании пути и ходовых частей вагонов, загрузка подвижного состава, количество и радиусы кривых и т.д.), величину износа трущихся тел можно определить наиболее достоверно и эффективно с помощью метода, основанного на экспериментах, проведенных в реальных условиях эксплуатации.

На полигоне Забайкальской дороги было исследовано влияние лубрикации на интенсивность бокового износа рельсов, расположенных в кривых участках пути, и рассчитан их ресурс в условиях применения лубрикации и без нее. Для проведения эксперимента было прекращено нанесение смазки вагонами-рельсосмазывателями в составах пассажирских поездов № 100, 70, 78, 2, 8 по левой нити четного пути на участке Могзон-Черновская (6053-6172 км). По правой нити вагоны-рельсосмазыватели наносили смазку с расходом 300 мл/км в кривых на уровне 9-11 мм от поверхности катания.

Участок испытаний представлен двумя смежными кривыми, которые имеют практически одинаковый радиус  $R$  и расположены на подъеме 3,5 % (рис. 1).



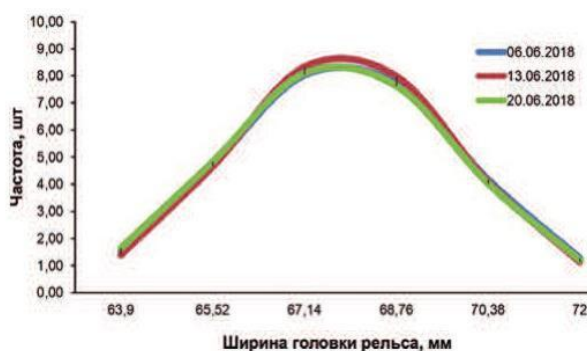
Ширину головки рельса (на уровне 13 мм) в экспериментальных кривых измеряли по точкам в соответствии с требованиями Инструкции по текущему содержанию железнодорожного пути, утвержденной Распоряжением ОАО «РЖД» от 14.11.2016 № 2288р. В качестве средства измерения использовали штангенциркуль.

Методика обработки экспериментальных данных основывалась на гипотезе, что выборка (ширина головки рельса) распределена по нормальному закону. Соответственно по мере наработки пропущенного тоннажа будут изменяться только параметры распределения. Тогда разность параметров выборочного среднего значения в начале и конце эксперимента будет являться средней величиной износа головки рельса

$$\bar{X} = \bar{X}_1 - \bar{X}_2,$$

где  $\bar{X}_1$ ,  $\bar{X}_2$  — выборочное среднее значение ширины головки рельса соответственно в начале и конце эксперимента, мм.

По результатам обработки экспериментальных данных установлено, что значения толщины головки рельсов обоих (экспериментальных) участков пути распределены по нормальному закону. В итоге получены основные числовые характеристики распределения ( $\bar{X}$  — математическое ожидание и  $\sigma$  — среднее квадратичное отклонение) по ширине головки рельса в начале, середине и конце эксперимента. Характеристики нормального распределения толщины головки приведены в таблице, кривые плотности вероятностей значений — на рис. 2 и 3.



Основные характеристики нормального распределения выборки в начале, середине и конце эксперимента 2018 г.

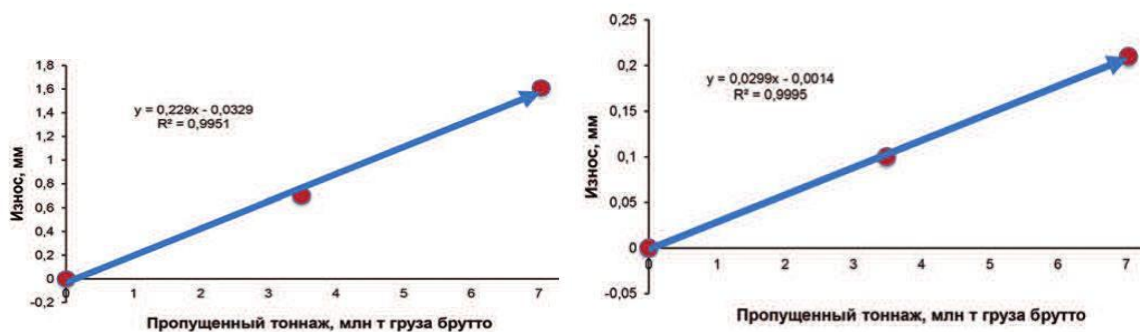
Параметр	Дата замеров		
	06.06	13.06	20.06
Без смазки:			
$\bar{X}$	70,88	70,18	69,27
$\sigma$	0,63	0,75	0,84
Со смазкой:			
$\bar{X}$	67,83	67,73	67,62
$\sigma$	2,14	2,05	2,16

На основе результатов измерений выполнены расчеты по аппроксимации линейной функции, определяющей величину износа рельса в кривом участке пути в зависимости от пропущенного тоннажа. В результате получены линейные уравнения

$$y = 0,229x + 0,033 \text{ (без смазки),}$$

$$y = 0,0299x - 0,0014 \text{ (со смазкой).}$$

Из графиков (рис. 4 и 5) видно, что уравнения описывают эмпирические данные на 99 %.



Полученные результаты позволили определить наработку рельса, при которой будет достигнута предельная величина (15 мм) бокового износа головки рельса:

$$x = \frac{15 - 0,033}{0,229} \approx 65 \text{ млн т груза брутто (без смазки),}$$

$$x = \frac{15 + 0,0014}{0,0299} \approx 501 \text{ млн т груза брутто (со смазкой).}$$

Соответственно, можно сделать вывод, что лубрикация снижает интенсивность изнашивания рельса в 7,7 раза.

\*\*\*

## **ВЛИЯНИЕ ЛУБРИКАЦИИ НА РЕСУРС РЕЛЬСОВ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ БОКОВОМУ ИЗНОСУ**

**Ключевые слова:** путевая инфраструктура, рельсосмазывание, ресурс рельса, боковой износ рельса, интенсивность износа рельса.

Иванова Татьяна Владимировна - канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Подвижной состав железных дорог» Забайкальского института железнодорожного транспорта. Чита, Россия. E-mail: ivanova@zab.megalink.ru

Мурзин Игорь Владимирович - первый заместитель начальника Забайкальской дирекции инфраструктуры ОАО «Российские железные дороги». Чита, Россия. E-mail: murzin.igor201177@gmail.com

Налабордин Денис Геннадьевич - начальник сектора контроля и технического аудита системы менеджмента безопасности движения Забайкальской дирекции инфраструктуры ОАО «Российские железные дороги». Чита, Россия. E-mail: denis\_gn@mail.ru

**Аннотация.** В статье рассмотрены вопросы о влиянии лубрикации на ресурс железнодорожного рельса по критерию предельного бокового износа. Приведены результаты дорожного эксперимента и сравнительные расчеты по интенсивности износа рельсов с применением и без лубрикации.

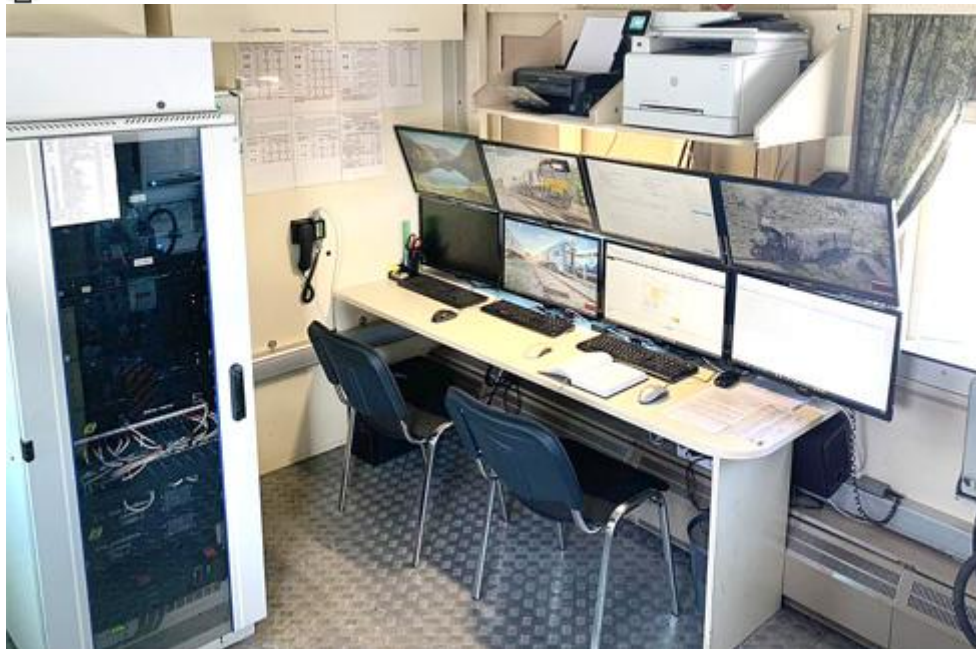


фото: архив РЦДМ

## Одним решением убиты два зайца

**Технологию одновременной лубрикации рельсов и проверки состояния инфраструктуры внедрила команда Хабаровского центра диагностики и мониторинга устройств инфраструктуры. Это позволило не только совместить несколько хозяйственных процессов, но и полностью высвободить нитку графика за счёт движения диагностических вагонов в составе пассажирских поездов.**

Из-за роста грузоперевозок на полигоне Дальневосточной магистрали остро стоит проблема износа пары трения «колесо–рельс».

– Около 43% от развёрнутой длины главных путей дороги – это криволинейные участки малого радиуса. Именно на них происходит интенсивный износ боковых поверхностей рельсов и гребней колёсных пар. Такие участки требуют ограничение скорости движения поездов, что в свою очередь приводит к нереализуемым участковым скоростям. Для снижения износа необходима периодическая лубрикация рельсов вагонами-рельсосмазывателями, – говорит начальник Хабаровского РЦДМ Роман Перегуда.

Кроме этого, тяжеловесные поезда оказывают негативное влияние на состояние инфраструктуры, поэтому для своевременного предупреждения отказов необходима дополнительная проверка участков сверх установленной периодичности.

Сегодня технология совмещения вагонов-рельсосмазывателей-путеизмерителей в составе пассажирских поездов позволяет осуществлять работу по лубрикации рельсового хозяйства, а также производить диагностику состояния пути на участках обращения тяжеловесных поездов по направлениям Тында – Комсомольск, Тында – Штурм, Известковая – Новый Ургал. По результатам проверки вагонами оценивается качество выполнения капитальных ремонтов пути.

Диагностическое оборудование, установленное в совмещённых вагонах, позволяет выполнять проверку состояния как основных, так и дополнительных (боковой износ, подуклонка рельсов, длинные неровности в профиле) геометрических параметров рельсовой колеи. Система линейной видеофиксации выявляет нарушения в содержании верхнего строения пути в автоматическом режиме и является своего рода аналогом натурального осмотра пути.

– Огромным преимуществом совмещённых вагонов-путеизмерителей-рельсосмазывателей является возможность измерения бокового износа рельсов. – говорит Роман Перегуда. – Ежемесячная информация о реальном состоянии кривых участков пути используется для расчёта интенсивности износа, оценки эффективности лубрикации, а также составления прогноза появления участков со сверхнормативным износом для своевременной замены рельсов.

На фото: Технология позволяет оценивать качество выполнения ремонта пути

Наталья Киреева

# МАГНИТНОЕ УСИЛЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС ЛОКОМОТИВА С РЕЛЬСАМИ ПРИ ОСЕВОМ НАМАГНИЧИВАНИИ

Автор: А.С. КОСМОДАМИАНСКИЙ, В.О. КОРЧАГИН, В.И. ВОРОБЬЕВ, БГТУ

**А.С. КОСМОДАМИАНСКИЙ**, РУТ (МИИТ),  
**В.О. КОРЧАГИН**, РУТ (МИИТ),  
**В.И. ВОРОБЬЕВ**, БГТУ

**Аннотация.** Рассмотрены конструкции магнитных усилителей сцепления колёс локомотива с рельсами при хордовом, осевом и центральном намагничивании. Построены схемы замещения магнитных цепей трёхосной и двухосной тележек локомотива, оборудованных индукторами. Выполнено сравнение, приведены основные конструкционные и эксплуатационные достоинства и недостатки каждого принципа расположения индуктора. Осевое и центральное намагничивание наиболее подходит для магнитных усилителей сцепления. В программном комплексе Ansys Maxwell определены параметры магнитного поля, рассчитаны характеристики магнитных усилителей сцепления для насыщенного состояния области контакта колёс локомотива с рельсами.

## **ВВЕДЕНИЕ**

Недостающее сцепление колеса локомотива с рельсом компенсируется различными способами: использованием в области контакта третьего тела, перераспределением тяговых усилий между осями, догрузением колёс, регулированием осевых нагрузок, изменением профиля колеса и рельса, изменением свойств области контакта между колесом и рельсом за счёт воздействия физических полей. Последний способ исследован в меньшей степени, к нему относится использование магнитных полей [1].

Ранее магнитные усилители сцепления устанавливались на паровозах серии СО, электровозах ВЛ23, а также тепловозе ТЭМ2УС-001, изготовленном на Брянском машиностроительном заводе в 1978 году [2]. Исследования электромагнитного увеличения сцепления колёс тепловоза ТЭМ2УС показали необходимость провести анализ магнитной цепи тележки, позволяющий определить распределение магнитных потоков по колёсным парам.

В данной статье рассмотрен ряд вопросов, актуальность которых была обозначена в 1980-х годах и сохранилась по настоящее время. Проведено исследование магнитных цепей трехосных и двухосных тележек локомотива, объяснены причины низкой эффективности хордового намагничивания, даны альтернативные технические решения осевого намагничивания и выбраны наиболее пригодные для применения в условиях реальной эксплуатации.

## **МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ**

В XX веке исследователи сцепления колёс с рельсами при расчёте магнитных полей могли пользоваться преимущественно классическими методами. В таких условиях глубокий анализ магнитного поля в ферромагнетиках сложной формы практически невозможен, а для использования численных методов требовался



значительный опыт и интуиция. Не смотря на то, что советские учёные ещё в первой половине XX века разработали метод конечных элементов, в локомотивном хозяйстве он не использовался, широкое внедрение метод получил после развития вычислительной техники.

В данной статье магнитные цепи тележек локомотива рассчитаны с использованием программного комплекса Ansys Maxwell, который хорошо зарекомендовал себя в анализе магнитных полей. Рассмотрено три конструкции магнитных усилителей сцепления с: хордовым, осевым и центральным позиционированием индуктора. В расчётных магнитных цепях источники намагничивающей силы  $F$  создают магнитные потоки  $\Phi$ , которые протекают через следующие магнитные сопротивления:  $R(RB)$  - рама тележки, тяговые двигатели, редукторы, буксовые узлы и элементы рессорного подвешивания;  $R(A)$  - оси колёсных пар;  $R(W)$  - колёса;  $R(R)$  - рельсы;  $R(AC)$  - области контакта колеса с рельсом [3].

### ХОРДОВОЕ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ

Хордовое (опоясывающее) позиционирование позволяет область контакта колеса с рельсом подключить последовательно с источником намагничивающей силы. При этом через область контакта проходит основной магнитный поток. Схема замещения магнитной цепи трёхосной тележки локомотива при хордовом намагничивании приведена на рис. 1.

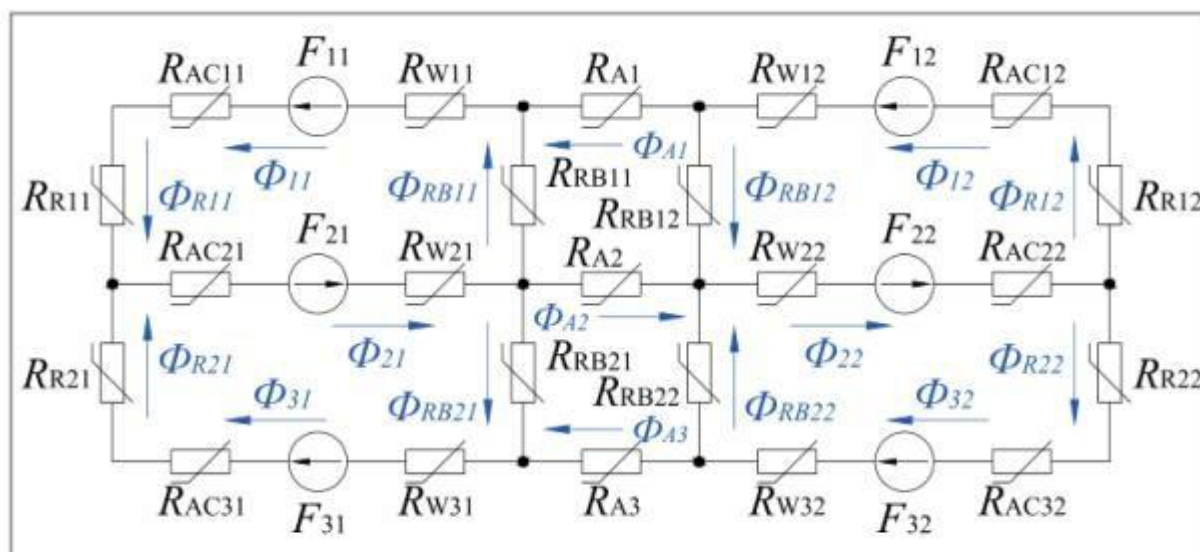
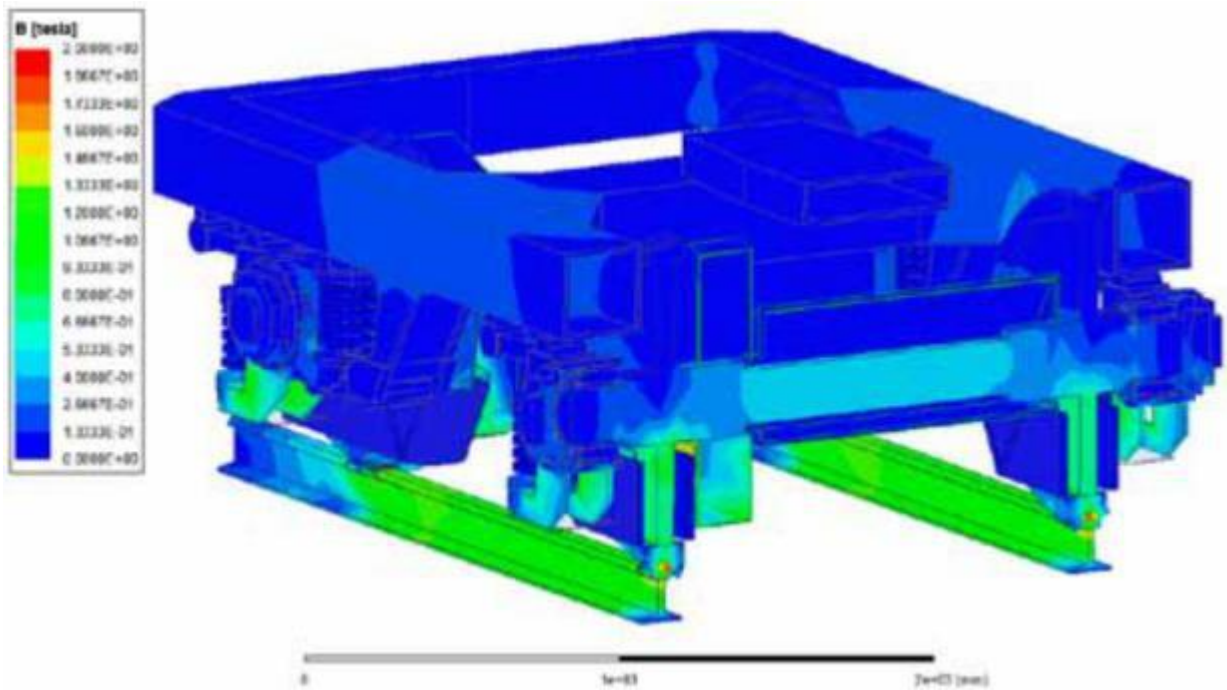


Рис. 1. Схема замещения магнитной цепи трёхосной тележки локомотива при хордовом позиционировании

Распределение магнитного поля в трёхосной тележке локомотива при хордовом позиционировании показано на рис. 2.



На рисунке цветами показана величина индукции магнитного поля в элементах тележки и верхнего строения пути. Условное обозначение представлено в виде спектра: тёплым оттенкам соответствуют значительные значения индукции, холодным - малые. Таким образом, красным цветом показаны насыщенные области магнитной цепи, синим цветом - немагнитные области.

При хордовом позиционировании обмотка катушек наматывается в непосредственной близости от области контакта колеса с рельсом. При эксплуатации создаются сложности осмотра поверхности катания колёс. Катушки индуктора крепятся к буксе, остову тягового двигателя или кожуху редуктора над головкой рельса на высоте 100 мм. Толщина намотки находится в пределах от 20 до 25 мм и ограничивается зазорами между колесом, остовом тягового двигателя или кожухом редуктора. Данное решение позволяет отнести индуктор к обрессоренным массам тележки и вписать его в габарит подвижного состава. Пропуск такого подвижного состава по механизированным сортировочным горкам возможен при нерабочем положении замедлителей.

### **ОСЕВОЕ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ**

При осевом позиционировании обмотка катушек наматывается вокруг оси колёсной пары. Области контакта колёс с рельсами включаются параллельно источникам намагничивающей силы и шунтируются буксовыми узлами и рамой тележки. Схема замещения магнитной цепи трёхосной тележки локомотива при осевом позиционировании приведена на рис. 3.

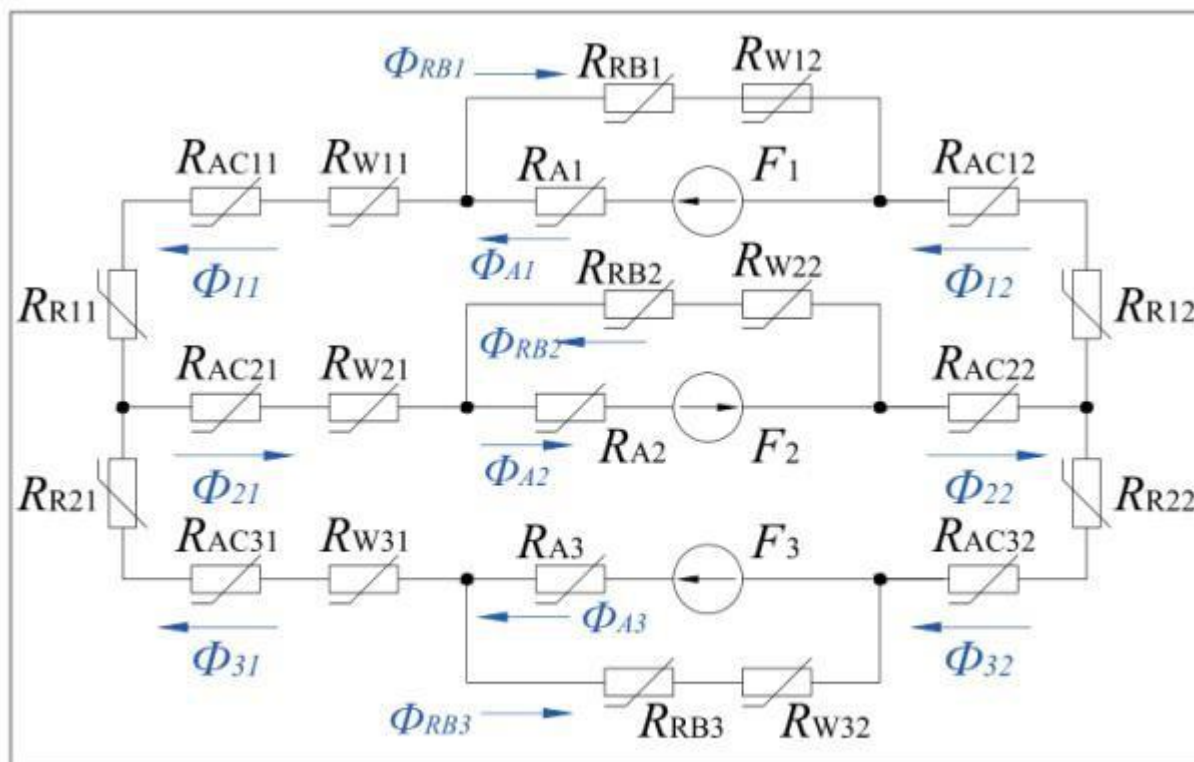
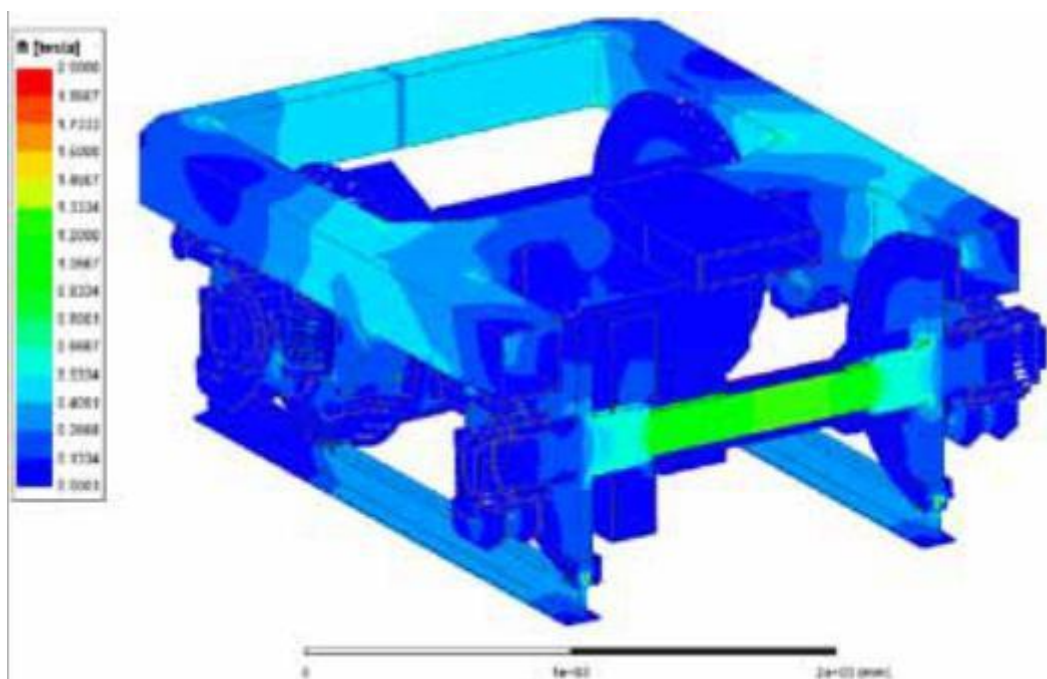


Рис. 3. Схема замещения магнитной цепи трёхосной тележки локомотива при осевом позиционировании

Распределение магнитного поля в трёхосной тележке локомотива при осевом позиционировании показано на рис. 4.



При опорно-осевом подвешивании тягового двигателя индуктор располагается между моторно-осевыми подшипниками в удалении от области контакта колеса с рельсом. В случае использования подшипников качения возникает необходимость в парамагнитной прокладке на оси колёсной пары для исключения шунтирования источника намагничивающей силы остовом двигателя. В случае использования подшипников скольжения остов тягового

двигателя в магнитном отношении изолирован от оси колёсной пары, это позволяет магнитное сопротивление тягового двигателя отнести к раме тележки.

### ЦЕНТРАЛЬНОЕ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЕ

При центральном позиционировании обмотки катушек наматывается на радиальные сектора колёсного центра, которые соединяются в  $n$  параллельных ветвей. Колёсный центр может иметь спицевое или коробчатое исполнение. Между собой источники намагничивающей силы каждой колёсной пары подключены последовательно-параллельно и образуют единый электромагнит. При этом одному колесу соответствует северный полюс, а другому - южный. Северный и южный полюсы соединены ферромагнитной осью колёсной пары значительного сечения, это позволяет с одной стороны отнести схему замещения данного способа намагничивания к соосному типу, а с другой стороны исключить шунтирование источников намагничивания тяговым двигателем. Схема замещения магнитной цепи двухосной тележки локомотива при центральном позиционировании приведена на рис. 5.

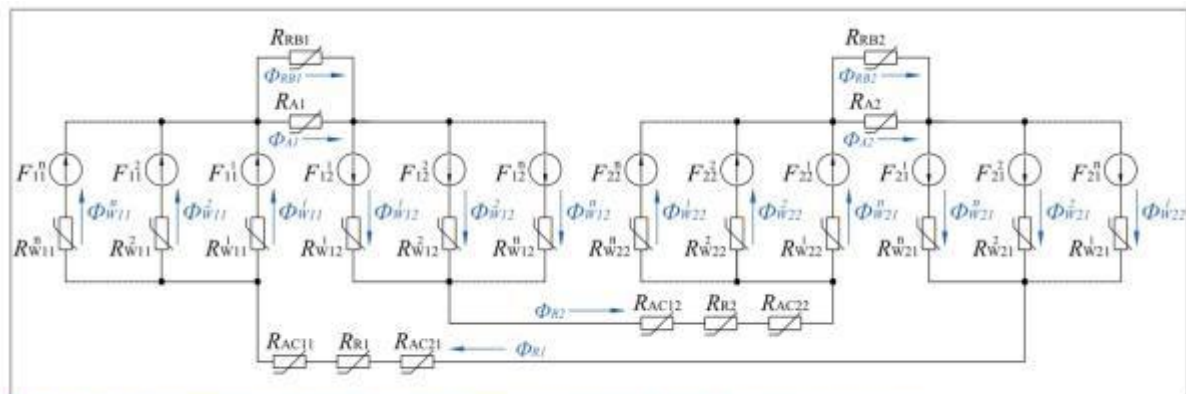


Рис. 5. Схема замещения магнитной цепи двухосной тележки локомотива при центральном позиционировании

Распределение магнитного поля в двухосной тележке локомотива при центральном позиционировании показано на рис. 6.

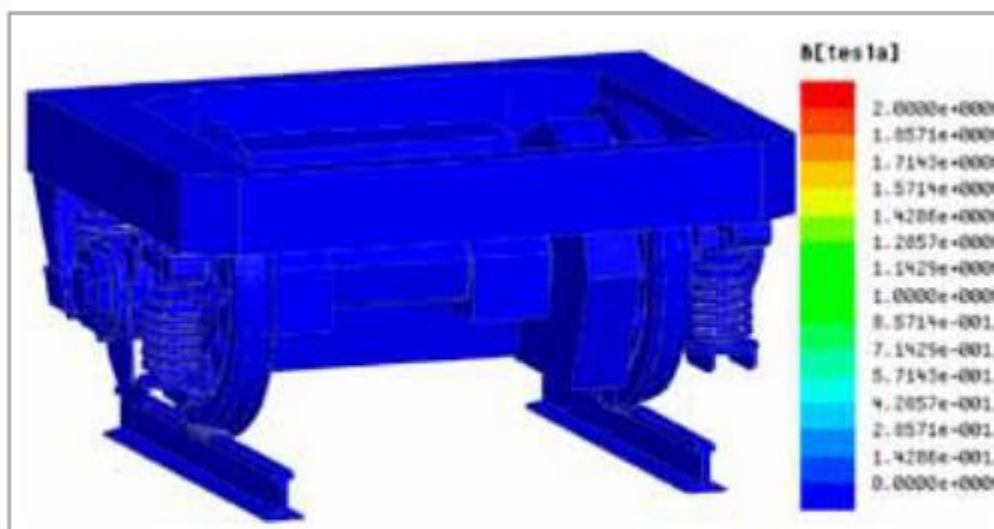


Рис. 6. Распределение магнитного поля в двухосной тележке локомотива при центральном позиционировании (показан разрез по оси шкворневой балки)

Недостатком данной конструкции является её усложнение из-за подвода энергии к обмоткам индуктора колеса, а также увеличение неподрессоренной массы колёсной пары до 100 кг. Положительной особенностью данной конструкции является расположение индуктора в непосредственной близости от области контакта колеса с рельсом, а также минимальные магнитные потоки индукторов в раме тележки, тяговых двигателях, редукторах, буксовых узлах и элементах рессорного подвешивания. На двухосной тележке области контакта колёс с рельсами включаются последовательно с источниками намагничивающей силы в один ферромагнитный контур, на трёхосной тележке - в два контура.

## РЕЗУЛЬТАТЫ

Для представленных магнитных цепей были определены намагничивающие силы индукторов, позволяющие насытить области контакта колесо - рельс. Картина распределения магнитных полей при хордовом позиционировании индуктора показывает (рис. 2), что существенному намагничиванию подвергаются отдельные элементы ходовых частей, тягового привода и верхнего строения пути. В частности, значительные потоки рассеяния  $\Phi(RB)$  намагничивают буксовый узел, кожух редуктора и рельсы. Указанные элементы являются местом концентрации непроизводительных потерь магнитного поля.

Распределение магнитных полей при осевом позиционировании индуктора (рис. 4) демонстрирует снижение непроизводительных магнитных потерь в элементах ходовых частей, тягового привода и верхнего строения пути. В тоже время наблюдаются потоки рассеяния  $\Phi(RB)$  в раме тележки.

При центральном позиционировании индуктора картина распределения магнитных полей (рис. 6) показывает существенное снижение потоков рассеяния  $\Phi(RB)$  и непроизводительных магнитных потерь. Намагничиванию подвергаются внутренние слои колёсных пар и непосредственно места контакта с рельсами. Это исключает необходимости увеличения намагничивающей силы индуктора.

Результаты сравнительных расчётов в условиях насыщения области контакта колеса с рельсом получены параметры магнитного поля и характеристики рассмотренных усилителей сцепления. Основные характеристики, отнесённые к одной колёсной паре, приведены в табл. 1.

**Характеристики усилителей сцепления (на одну колесную пару)**

Расположение индуктора	Позиционирование индуктора	Намагничивающая сила, А-витков	Мощность, кВт
Опоясывающее	Хордовое	12000	194
	Осевое	12000	31
	Центральное	1200	24

В рассмотренных конструкциях магнитных усилителей сцепления достигнуто магнитное насыщение области контакта колеса с рельсом. Расположение контактов колёс с рельсами и источников намагничивающей силы в замкнутых

ферромагнитных контурах без воздушных зазоров способствует намагничиванию области контакта крайних колёсных пар до индукции 1 Тл, а средней колёсной пары до 1,5 Тл.

Таким образом, пропускание магнитного потока способствует концентрации энергии в области контакта колеса с рельсом. Дополнительное энергетическое воздействие, направленное на пятно контакта, улучшает сцепные свойства локомотива [4]. Основное достоинство магнитных усилителей сцепления заключается в возможности дистанционного, адресного, своевременного энергетического воздействия непосредственно на область формирования сцепления - пятно контакта колеса с рельсом. В рассмотренных конструкциях источник магнитного поля вынесен из зоны трения, магнитный поток проходит непосредственно через пятно контакта, а скорость намагничивания позволяет отнести усилители сцепления к безынерционным.

Величина магнитного потока главным образом зависит от намагничивающей силы индуктора. При значительных магнитных напряжениях возникает перенасыщенное состояние области контакта колеса с рельсом, появляются дополнительные области насыщения с индукцией более 1,3 Тл. Существенное влияние на распределение магнитного поля между колесом и рельсом оказывает поперечное положение колеса относительно рельса, наличие воздушного зазора между гребнем колеса и рельсом [5-10].

## **ВЫВОДЫ**

В результате моделирования было выявлено, что наиболее приоритетным является соосное позиционирование индуктора. Осевому и центральному способу позиционированию присущи достоинства, позволяющие использовать их при оборудовании локомотивов магнитными усилителями сцепления. Вместе с этим возникают сопутствующие задачи, связанные с размещением индукторов на остовах тягового двигателя и колёсах, а также выбором режимов намагничивания.

*И. А. Майба*

## **ИСПЫТАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ НА УСТОЙЧИВОСТЬ К ВОЗДЕЙСТВИЮ ВНЕШНИХ МЕХАНИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ**

**Аннотация.** Представлены результаты исследований прочностных характеристик оборудования локомотивов при проведении испытания на устойчивость к внешним механическим факторам. В ходе компьютерного моделирования по оценке несущей способности элементов конструкции устройства смазывания гребня получены значения расчетных напряжений, деформаций, коэффициенты запаса сопротивления усталости проводимого при условии действия сочетания расчетных нагрузок. Определены коэффициенты запаса по статистической прочности показал, запас прочности по допускаемым значениям напряжений, максимальный уровень напряжений на каждом участке несущего элемента конструкции.

**Ключевые слова:** испытания, устройство смазывания гребня, внешние механические воздействия, напряжения, коэффициент запаса прочности, этапы проекта.

**Для цитирования:** Майба, И. А. Испытания оборудования локомотивов на устойчивость к воздействию внешних механических факторов / И. А. Майба // Вестник РГУПС. – 2021. – № 2. – С. 52–57. DOI: 10.46973/0201-727X\_2021\_2\_52.

Одни из важнейших общих требований, которые являются определяющими в формировании эксплуатационных показателей надежности технических средств, – это технические требования, предъявляемые к механическому оборудованию по стойкости к внешним воздействиям, к которым относятся климатические и механические факторы. В работах [1–3] показано, что наибольшее влияние на надежность узлов и деталей локомотивов оказывают окружающая эксплуатационная среда, режимы работы, нагрузки и механические воздействия на узлы и детали.

Специфика применения общих требований к изделиям, которые устанавливаются на локомотивы, заключается в том, что требования, изложенные в ГОСТ 30631-99 (далее – Стандарт 1), классифицированы в виде отдельных групп механического исполнения, для которых устанавливаются свои требования к испытаниям. Основным признаком классификации является место установки оборудования, а также виды и интенсивность механических воздействий. Оборудование, устанавливаемое на локомотивах, относится к различным группам механического исполнения. Стандартом 1, в зависимости от места установки оборудования на локомотиве, устанавливаются индивидуальные требования к испытаниям на устойчивость к механическим внешним воздействиям. Для локомотивов, которые относятся к группе передвижных наземных рельсовых установок, определены три группы механического воздействия. Для оборудования в кузовах и под кузовами – группа М25, для обрессоренного оборудования установленного на тележках – группа М26, для необрессоренного оборудования – группа М27. Существенное значение имеет расположение оборудования на конкретной ступени рессорного подвешивания и особенность крепления оборудования: выполнено оно при помощи крепежных элементов или сварных соединений.

В любом случае, вне зависимости от места расположения и условий внешних воздействий оборудование, установленное на локомотиве, должно сохранять свои параметры на протяжении всего периода эксплуатации в пределах норм, установленных в технической документации, и норм межремонтного технического обслуживания.

От корректности проведения проектных расчетов и лабораторно-стендовых испытаний зависит эффективность работы оборудования в эксплуатации. При составлении программы и методики испытаний оборудования для локомотивов недостаточно руководствоваться положениями Стандарта 1, в котором для групп механического исполнения установлены рабочие значения механических воздействий, которые необходимо воспроизвести в процессе испытаний. Необходимо учитывать дополнительные требования к динамическим качествам локомотивов, которые устанавливает ГОСТ Р 55513-2013 (далее – Стандарт 2) в части проведения расчетов на прочность, жесткость усталостную прочность.

Соблюдение требований вышеуказанных стандартов при разработке нового изделия для локомотива предполагает индивидуальный подход к формированию программы и методики испытаний из-

делия, требований к испытуемым показателям. Исследование этого вопроса и решение задач методической подготовки процесса испытаний являются весьма актуальной задачей, так как от корректности составленной программы испытаний зависит надежность изделия в эксплуатации и безопасность его применения.

Далее представлены результаты исследований формирования требований к испытаниям в соответствии с действующими стандартами, на примере исследования прочностных и усталостных характеристик устройства смазывания гребня локомотивов.

Объектами испытаний являются устройства смазывания гребней колесных пар локомотивов (далее – УСГЛ), предназначенные для контактного нанесения на гребень колеса локомотива твердого антифрикционного элемента (далее ТАЭЛ) и обеспечения снижения износа гребней, повышения ресурса колесных пар локомотивов и снижения сопротивления движению при движении локомотива в кривых участках пути. Исследованию вопросов, связанных с повышением эффективности работы системы «колесо-рельс» на основе управления параметрами фрикционного контакта при использовании устройств гребнесмазывания и специальных смазочных материалов для лубрикации, посвящены многочисленные работы отечественных и зарубежных ученых. В работах: В. В. Шаповалова, П. Н. Щербака, автора данного исследования [4–6], – подробно рассмотрены вопросы контактно трущихся поверхностей колеса и рельса. При этом вопросам проектирования устройств лубрикации, особенностям расчетов прочностных их характеристик уделено недостаточно внимания.

Рассматриваемое в настоящей работе устройство УСГЛ представляет собой устройство, обеспечивающее подачу ТАЭЛ, закрепленное на крышке буксы колесной пары или на раме тележки локомотива с ориентацией корпуса направляющей на гребень колеса в точке, максимально удаленной от тормозной колодки тормозной рычажной передачи.

Устройство УСГЛ, которое устанавливается на буксе колесной пары локомотива, в соответствии со Стандартом 1, относится к группе механического исполнения М27. Эта группа предусмотрена для необрессоренного оборудования локомотива.

Устройство УСГЛ, которое устанавливается на раме тележки локомотива, в соответствии со Стандартом 1, относится к группе механического исполнения М26. Эта группа предусмотрена для обрессоренного оборудования локомотива.

К каждой из вышеуказанных групп (М26 и М27) предъявляются свои требования по режимам испытаний, которые сведены в таблицу 1.

Таблица 1

**Режимы испытаний**

Наименование Компонента/ место размещения	Режимы испытаний			
	Группа механического исполнения	Синусоидальная вибрация		
		Диапазон ча- стот. Гц	Максимальная амплитуда ускорения, м·с <sup>-2</sup> (g)	Степень жёсткости
Устройство УСГЛ/ необрессоренное	М26	0,5–100	30(3)	12
Устройство УСГЛ/ обрессоренное	М27	0,5–100	150(15)	13

При определении схемы испытаний устройств УСГЛ на соответствующую группу механического воздействия необходимо определить места закрепления устройств, как правило они совпадают с местами штатных креплений на локомотиве, а также определить плоскости, в которых будут проводиться испытания на вибростенде, например: вертикальная продольная плоскость  $Y$  ( $XZ$ ) и горизонтальная плоскость  $Z$  ( $XY$ ). Также требуется установить время испытаний в каждой плоскости

Одним из требований испытаний является оценка работоспособности устройства УСГЛ по ходу проведения испытаний. Проверка исправности и работоспособности (функционирования) устройства УСГЛ должна включать внешний осмотр устройства, корпуса, крепежных элементов на наличие внешних повреждений в виде трещин, сколов и прочих дефектов поверхности. Перед началом и после завершения испытаний необходимо проверить работоспособность устройства при помощи моделиро-



вания процесса его работы в штатном режиме. Для моделирования штатной работы устройства необходимо использовать специальные стенды. При контроле функционирования устройства УСГЛ требуется проверить осуществление перемещения рабочих элементов, а также возможность регулирования позиционирования посредством изменения схемы крепления кронштейнов крепления.

Важным этапом проведения испытаний на подтверждение соответствия устройств УСГЛ требованиям прочности и усталости в соответствии со Стандартом 2. Одним из современных способов оценки показателей динамики и прочности является компьютерное моделирование с использованием специализированных программ, направленных на оценку напряженно-деформированного состояния конструкций при моделировании условий работы устройства.

Стандартом 2 предусмотрена возможность использования для расчетов на прочность трехмерных моделей, выполненных из объемных и оболочечных элементов. Для проведения расчетов устройств УСГЛ необходимо использовать специализированные программы систем автоматизированного проектирования (далее – САПР), способные создавать трехмерные модели с использованием метода конечных элементов и проводить расчеты напряженно-деформированного состояния конструкций при действии сочетания внешних воздействий.

Подготовка геометрической модели и задание материала осуществляется программными средствами САПР. Целью расчетов была проверка на прочность и усталость несущих элементов устройства УСГЛ при действии сочетания расчетных нагрузок, установленных п.6.3 Стандарта 2. Несущая способность УСГЛ определялась по допускаемым значениям:

- напряжений;
- деформаций;
- коэффициентов запаса прочности;
- коэффициентов запаса усталости.

Полученные расчетные данные сопоставлялись с допустимыми значениями, приведенными в таблице 8.1 Стандарта 2. На рис.1 представлена модель УСГЛ и ее расчетная схема.

В случае крепления устройства УСГЛ на крышке буксы локомотива, несущие элементы конструкции будут испытывать на себе воздействия от неровностей пути, которые передаются через буксу. При оценке динамических сил в контакте «колесо-рельс», формирующих воздействие на элементы крепления УСГЛ, необходимо учитывать ускорение колеса в вертикальном направлении с учетом динамического воздействия при движении по неровностям пути.

Вертикальная нагрузка от сил инерции неподрессоренных масс устройства УСГЛ, действующая на буксу колеса, определяется по формуле:

$$P = m \times j,$$

где  $m$  – суммы неподрессоренных масс частей УСГЛ, приходящихся на болты крепления крышки буксы;

$j$  – ускорения соответственно буксового узла.

При составлении расчетной модели динамическую вертикальную силу ( $P$ ), действующую на несущую элементы УСГЛ, определяли умножением силы тяжести неподрессоренной массы УСГЛ, увеличенной в 10 раз (10 g) в соответствии с известной закономерностью, установленной экспериментально, что ускорения колесных пар локомотивов на рельсовых стыках в среднем достигают 8–10 g.

При составлении расчетной модели нагруженного состояния элементов УСГЛ учитывались: собственная сила тяжести (вес) УСГЛ, динамическая вертикальная сила, действующая на УСГЛ от колебаний тележки, воздействия от неровностей пути в зависимости от размещения на первой или второй ступени рессорного подвешивания, крепление на раме тележки или на буксовом узле.

Характеристики материалов сопрягаемых деталей УСГЛ и рамы тележки принимаются в соответствии с конструкторской документацией и приведены в таблице 2.

Таблица 2

**Характеристики материалов сопрягаемых деталей**

Несущий элемент	Материал
Рама тележки локомотива	Сталь 09Г2Д
Корпус УСГЛ	Сталь 10 ГОСТ 535-88
Направляющая, плита крепления УСГЛ	Сталь 3 пс ГОСТ 14637-89
Кронштейн крепления УСГЛ	09Г2С по ГОСТ 5520-2017

При расчете динамической вертикальной силы, формируемой от устройства УСГЛ, расположенной на второй ступени рессорного подвешивания, производили умножение силы тяжести подрессоренной массы УСГЛ на максимальное значение коэффициента вертикальной динамики (Квд) первой ступени рессорного подвешивания – 0,35.

Допускаемые напряжения принимались в соответствии с таблицей 8.1 Стандарта 2. Для оценки характеристик усталости использовался расчетный режим, учитывающий сочетание статических и динамических сил. Для устройства УСГЛ допускаемые напряжения принимались  $0,6 \cdot \sigma_{0,2}$ , где  $\sigma_{0,2}$  – условный предел текучести материала.

Расчеты коэффициента запаса по прочности и усталостного расчета представлены в таблице 3 и на рисунке 2,3.

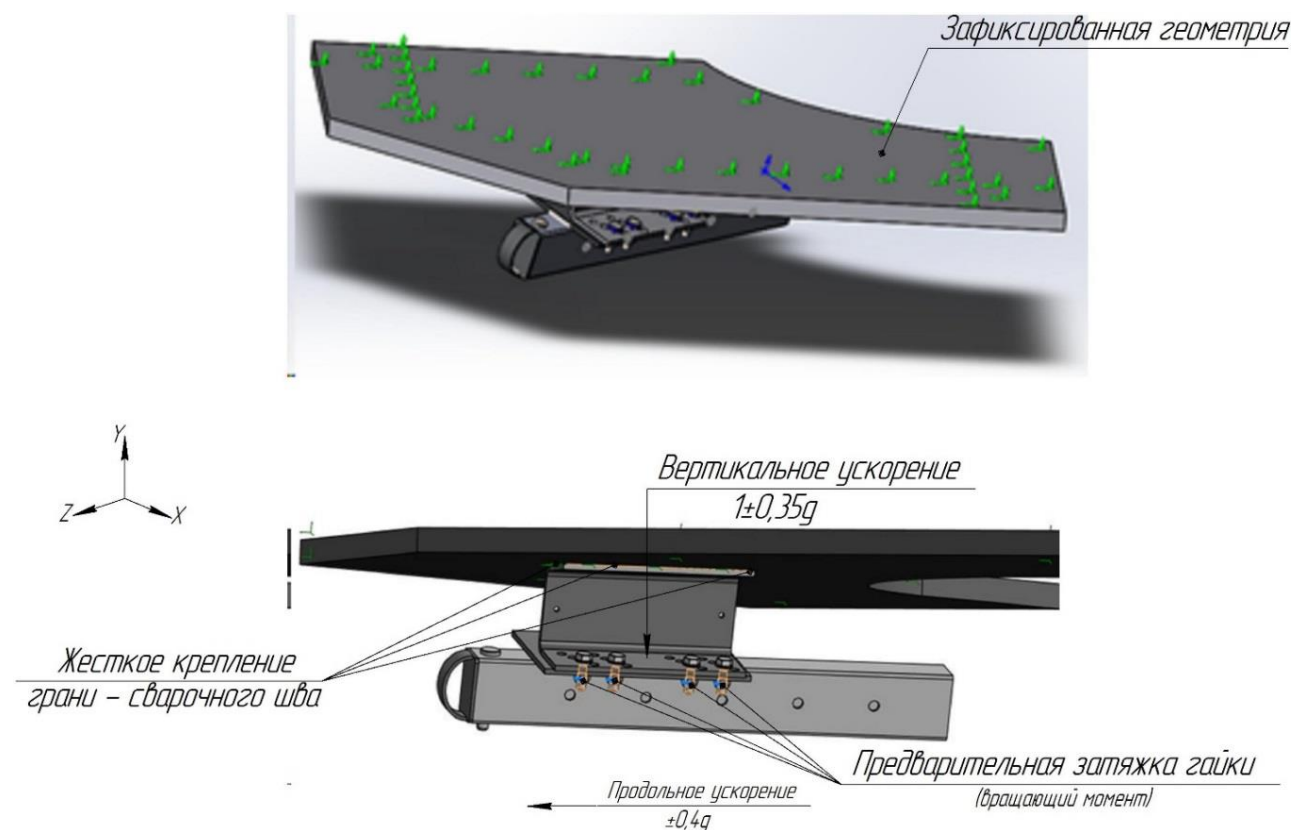
В результате компьютерного моделирования по проверке несущей способности элементов конструкции УСГЛ при действии сочетания расчетных нагрузок было установлено, что расчетные напряжения, деформации не превышают допускаемые значения, а коэффициенты запаса сопротивления усталости превышают установленные нормативные значения. Коэффициент запаса по статистической прочности показал, что конструктивные элементы УСГЛ имеют 8-кратный запас прочности по допускаемым значениям напряжений.

Максимальный уровень напряжений на каждом участке несущего элемента конструкции меньше уровня напряжения при абсциссе перелома кривой усталости, поэтому считается, что кронштейн может выдержать бесконечное число циклов.

Таблица 3

**Коэффициент запаса по прочности**

Наименование	Минимальное значение	Максимальное значение
Коэффициент запаса по прочности	8.560e+001	4.757e+008
Эпюра срока службы	1.000e+006 цикла	1.000e+006 цикла



**Рис. 1. Расчётная схема модели**

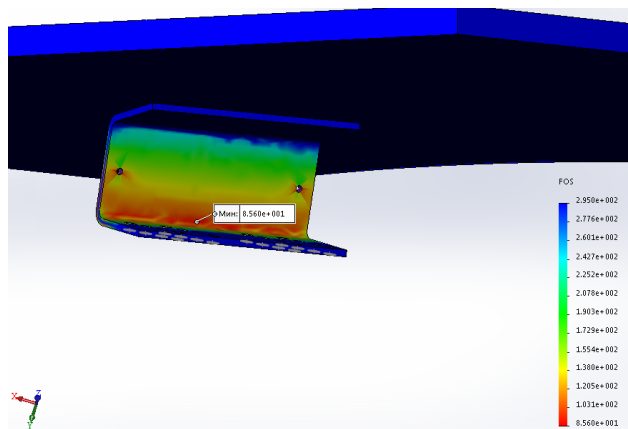


Рис. 2. Коэффициент запаса по прочности

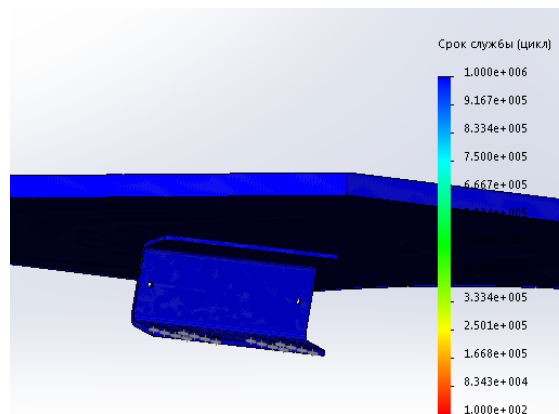


Рис. 3. Усталостный расчет

### Список литературы

- 1 **Пигунов, В. В.** Надежность подвижного состава железнодорожного транспорта: учебное пособие / В. В. Пигунов; М-во транспорта и коммуникаций. Респ. Беларусь; Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2016. – 202 с.
- 2 **Четвергов, В. А.** Стратегия управления надежностью локомотивов / В. А. Четвергов, С. М. Овчаренко // *Механика, машиностроение. Омский научный вестник.* – 2006. – 7 (43). – С. 101–103.
- 3 **Дрягилев, А. Е.** Анализ неисправностей механической части электровозов 2ЭС6 / А. Е. Дрягилев // *Известия Транссиба; Омский гос. ун-т путей сообщения.* – 2014, 2(18). – С. 18–23.
- 4 **Shapovalov, V. V.** Forecast of Frictional Bonds Abnormal Status / V. V. Shapovalov, P. N. Stcherbak, R. A. Kornienko // In: Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. (eds) *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering.* Springer, Cham, 2019. – P. 1127–1136. – DOI:10.1007/978-3-319-95630-5\_118.
- 5 **Shapovalov, V.** Improving the energy efficiency of power transmissions of a rolling stock on the basis of dynamic anisotropy of frictional contact / V. Shapovalov, P. Shcherbak, P. Kharlamov, T. Sajamova, D. Ryabysh // *E3S Web of International Conference «Energy Efficiency and Energy Saving in Technical Systems (EEESTS-2019)»* 2019. – Vol. 104. – P. 8. – DOI:10.1051/e3sconf/201910401002.
- 6 **Mayba, I. A.** Optimization of Tribotechnical Characteristics of Wheel-Rail Friction Modifiers / I. A. Mayba, D.V. Glazunov // *Jornal of friction and wear.* – 2020 (41). – No. 6. – P. 517–520. – DOI: 10.3103 / S1068366620060136.

### Reference

- 1 **Pigunov, V. V.** Reliability of rolling stock of railway transport: textbook. Manual / V. V. Pigunov; M-vo transport and communications. Rep. Belarus, Belarus. state univ. transp. – Gomel : BelGUT, 2016. – 202 p.
- 2 **Chetvergov, V. A.** Strategy of locomotive reliability management / V. A. Chetvergov, S. M. Ovcharenko // *Mechanical engineering, mechanical engineering. Omsk Scientific Bulletin.* – 2006, 7 (43). – P. 101–103.
- 3 **Dryagilev, A. E.** Analysis of malfunctions of the mechanical part of electric locomotives 2es6 / A. E. Dryagilev // *Izvestiya Transsiba. Omsk State University of Railway Transport.* – 2014, 2(18). – P. 18–23.
- 4 **Shapovalov, V. V.** Forecast of Frictional Bonds Abnormal Status. / V. V. Shapovalov, P. N. Stcherbak, R. A. Kornienko // In: Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. (eds) *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering.* Springer, Cham, 2019. – P. 1127–1136. – DOI:10.1007/978-3-319-95630-5\_118.
- 5 **Shapovalov, V.** Improving the energy efficiency of power transmissions of a rolling stock on the basis of dynamic anisotropy of frictional contact / V. Shapovalov, P. Shcherbak, P. Kharlamov, T. Sajamova, D. Ryabysh // *E3S Web of International Conference «Energy Efficiency and Energy Saving in Technical Systems (EEESTS-2019)»* 2019. – Vol. 104. – P. 8. – DOI:10.1051/e3sconf/201910401002.
- 6 **Mayba, I. A.** Optimization of Tribotechnical Characteristics of Wheel-Rail Friction Modifiers / I. A. Mayba, D.V. Glazunov // *Jornal of friction and wear.* – 2020 (41). – No. 6. – P. 517–520. – DOI: 10.3103 / S1068366620060136.



## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЛУБРИКАЦИИ\*

Автор: НУГМАНОВ А.Б.

**НУГМАНОВ А.Б.,** ОАО «Российские железные дороги», Свердловская дирекция инфраструктуры, заместитель начальника Свердловск-Сортировочной дистанции пути

(\* По материалам Российской академии путей сообщения.

Наличие на сети железных дорог страны тысячи километров кривых участков пути способствует значительному износу рельсов, гребней вагонных колес и локомотивных бандажей. Получаемый при этом ущерб выражается не только в более частой смене рельсов и обточке колесных гребней, но также в потере силы тяги локомотивов. Лубрикация - один из наиболее эффективных способов борьбы с повышенным трением боковых поверхностей головок рельсов и гребней колесных пар.

На Свердловск-Сортировочной дистанции пути Свердловской дирекции инфраструктуры при существующих объемах поставки и способах продления сроков службы элементов верхнего строения не хватает новой стрелочной продукции. В связи с этим в кривых участках пути и на стрелочных переводах для уменьшения интенсивного бокового износа рельсов был опробован новый способ лубрикации.

Дистанция пути совместно с компанией ООО «Интелл Росс», производящей смазку, применила ее на элементах стрелочного перевода (рамном рельсе, криволинейном остряке), чтобы выяснить следующее:

насколько смазка способствует снижению интенсивности износа стрелочного перевода;

уменьшается ли влияние агрессивных факторов внешней среды (пыль, грязь, абразив);

насколько увеличивается период межремонтного обслуживания;

повышается ли надежность работы стрелочного перевода;

происходит ли снижение трудозатрат на обслуживание.

В подготовительный период с 21.11.2018 по 10.12.2018 были определены способ и периодичность нанесения смазки, ее оптимальный состав. Сначала нанесли смазку на боковую поверхность элементов стрелочных переводов № 323 и № 309 воздушно-капельным путем (ВКП). Распыленный таким способом состав практически мгновенно переходит в твердую фазу и образует плотный монолитный слой.

После пропуска нескольких составов получены следующие результаты:

слой смазки, нанесенный ВКП, имеет избыточную толщину, излишки смазки срезает гребень колеса (рис. 1);



Рис. 1. Слой смазки, нанесенный воздушно-капельным путем на боковую поверхность остряка, после пропуска состава

адгезия смазки на неочищенную боковую поверхность рельса при нанесении ВКП хорошая, несмотря на отрицательную температуру окружающей среды (около  $-10^{\circ}\text{C}$ );

после нанесения наружная поверхность смазки становится твердой, что исключает прилипание к ней пыли, грязи, абразива, металлических частиц - продуктов износа

трибоконтакта «колесо-рельс»;

после однократного нанесения смазка обеспечивает долгосрочный эффект, достаточный для пропуска нескольких составов (примерно по 300 колесных пар), вследствие равномерного распределения по боковой поверхности и заполнения углублений эрозионного износа;

в момент соприкосновения реборды колеса с рельсом из-за высоких удельных давлений смазка меняет свое фазовое состояние с твердого на жидкое, перетекая в свободные зоны, что увеличивает площадь контакта и уменьшает удельные нагрузки. После удаления нагрузки (перемещения реборды) смазка вновь становится твердой.

Принимая во внимание полученные результаты, способ нанесения смазки был измен с ВКП на ручной, т.е. состав наносился с помощью твердого стержня непосредственно на боковую поверхность головки рельса. Смазывание элементов стрелочных переводов № 323 и № 309 выполнялось дважды в течение дня (в 10 и 15 ч с учетом ограничения светового времени суток зимой) оптимальным смазочным составом (марка ТСЭ-1).

Для проведения эксперимента был выбран стрелочный перевод № 307, находящийся в кривой и имеющий самый интенсивный износ. Общая длина элементов перевода, на которые наносилась смазка, 27,5 м: рамный рельс с остряком - 12,5 м, рубка № 1 - 7 м, рубка № 2 - 8 м.

Испытания проводились с 10.12.2018 по 07.01.2019 с еженедельным замером износа по боковой поверхности, для чего на элементах стрелочного перевода были отмечены 17 точек, из них восемь - для постоянного контроля и девять - для дополнительного получения данных, исключения ошибок и погрешностей замеров.

Для сравнения величины и степени интенсивности износа были проведены замеры до начала эксперимента с 15.11.2018 (замена ремкомплекта) по 10.12.2018 и после - с 07.01.2019 по 21.01.2019.

В ходе испытаний ежедневно в 10 и 15 ч на элементы стрелочного перевода наносили смазывающий состав, фотографировали поверхность износа; еженедельно выполняли контрольные замеры бокового износа; постоянно проводили визуальный контроль слоя смазки, следили за ее состоянием и степенью адгезии. Особое внимание уделялось характеристикам смазки в дни с температурой воздуха ниже  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Результаты проведенного исследования показывают, что в среднем суточная величина износа снизилась в 3,5 раза с 0,098 до 0,028 мм (рис. 2).

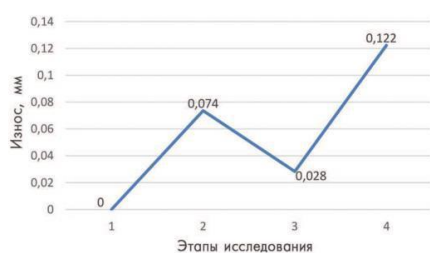


Рис. 2. Диаграмма изменения износа

На этапе исследования 1-2, проводимом с 15.11.2018 по 10.12.2018 «на сухую», износ изменился от 0,0 до 0,074 мм; на этапе 2-3 с 10.12.2018 по 07.01.2019 с применением смазки - от 0,074 до 0,028 мм; 3-4 с 07.01.2019 по 21.01.2019 «на сухую» - от 0,028 до 0,122 мм. Линии графика наглядно показывают общую тенденцию изменения степени износа в

зависимости от наличия или отсутствия смазки. Отмечено возрастание износа с увеличением срока службы стрелки.

Дополнительно в период с 27 по 29 декабря 2018 г. была проведена оценка вибрации элементов стрелочного перевода № 307 при пропуске составов до нанесения смазки и непосредственно после. Общий уровень спектров вибрации после нанесения смазки снизился на 35 % и имел более ровную и симметричную форму по сравнению с замерами на несмазанных рельсах.

Также можно отметить, что временная реализация сигнала вибрации, измеренная в контрольной точке после нанесения смазки, имеет более ровную и симметричную форму гармонических колебаний, и максимальная амплитуда вибрации не превышает 1 дБ(А), а до смазывания сигнал отличался сложной формой и достаточно сильными скачками амплитуды, пиковые значения которой достигали 5 дБ(А).

Таким образом, можно сделать следующие выводы относительно свойств исследуемой смазки:

средняя толщина слоя смазки составляет 0,03 мм, что в десятки раз превышает толщину слоя жидкой и консистентной смазок. Средний расход на одно нанесение - 0,785 г на 1 м рельса;

смазка обладает долгосрочным эффектом действия, равномерно заполняя углубления и неровности на изношенной поверхности (рис. 3). В течение суток смазка особенно эффективно действовала в период с 10 до 15 ч (между нанесениями). За это время (5 ч) по стрелочному переводу № 307 проходило в среднем 1000 колесных пар (20 тыс. т груза брутто). С 15 до 10 ч следующего дня (19 ч перерыва) наблюдалось недостаточное действие смазки, так как начинала появляться очаговая эрозия. За это время в среднем по участку проходило 4500 колесных пар (100 тыс. т груза брутто), т.е. примерно в пять раз больше, чем в дневной период;

выравнивание и заглаживание боковой поверхности рельса происходит в течение нескольких часов после применения смазки. При периодическом смазывании этот эффект стабилен;

до эксперимента шлифовка остряка проводилась один раз в две недели. В период применения



Рис. 3. Точка 11-307. Заполненные смазкой неровности на боковой поверхности головки рельса после прохода одного состава

смазки необходимость в шлифовке отсутствовала. Резко снизился эрозионный износ. В опытном порядке, для сравнения, смазку 04.01.2019 однократно не наносили, в результате на выглаженной, блестящей поверхности начался интенсивный эрозионный процесс;

при периодическом нанесении смазки эрозионно-пластическая деформация металла изменилась на преимущественно пластическую, что наглядно определяется по внешнему виду нижней и верхней частей изнашиваемой зоны (рис. 4);

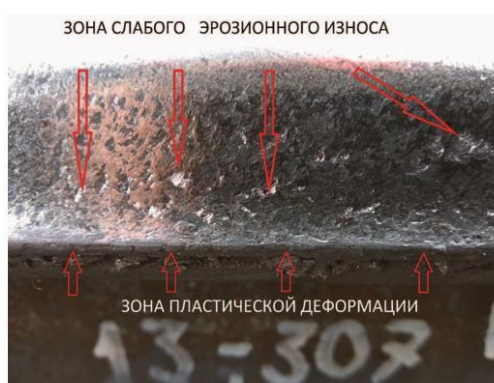


Рис. 4. Точка 13-307. Зоны изнашиваемой поверхности

при проходе состава по стрелочному переводу в боковом направлении исчез высокочастотный скрип, особенно это заметно при проследовании первого состава после нанесения смазки. Остается только низкочастотный звук вписывания колесных пар в кривую;

смазка обладает отличной адгезией к металлу рельса во всем диапазоне температур, не требует предварительной очистки поверхности, заполняет все впадины и

неровности, образуя слой достаточной толщины для формирования «третьего тела» в зоне трибоконтакта. В то же время наружная поверхность смазки обладает твердостью, что исключает прилипание пыли, грязи, абразива, металлических частиц, вызывающих цепную реакцию износа;

за период испытаний не зафиксировано проявлений питтинга, а также прогрессирующего адсорбционно-расклинивающего внутреннего эффекта Ребиндера. Боковая поверхность рельса выравнивается, заполировывается, приближаясь к параметрам исходного состояния, и в сочетании со слоем смазки обеспечивает увеличение площади трибоконтакта и, соответственно, снижает величину удельных нагрузок, близких или даже превышающих в некоторых случаях предел текучести металла, что благоприятно влияет на снижение активности усталостно-контактного износа;

зафиксирован эффект переноса смазки и заполировывания боковой поверхности рельса за пределы стрелочного перевода на 10-20 м.

В дальнейшем для автоматизации процесса нанесения смазки перед стрелочным переводом № 307 предполагается установить РСМ-1. С учетом затрат на установку, расходные материалы и эксплуатацию РСМ-1 экономический эффект от внедрения данного способа лубрикации составит 154383 руб. в год.

# Определение напряженного состояния колеса грузового вагона от реакции рельса

Рассматривается напряженно-деформированное состояние колеса при влиянии грузового вагона. При моделировании напряженно-деформированного состояния данный режим характеризуется изменением точки приложения реакции рельса и возможным появлением боковой составляющей реакции рельса при контакте гребня колеса с рельсом. Результаты показывают сильное воздействие влияния вагона на напряженно-деформированное состояние колеса.

Ключевые слова: метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, реакция рельса, диск колеса, обод колеса

DOI: 10.53883/20749325\_2021\_04\_08

С.Н. Коржин, О.И. Мироненко, В.М. Меланин, С.В. Беспалько



Рассмотрение напряженно-деформированного состояния колеса грузового вагона под действием реакции рельса представляет определенный интерес. Данное состояние отличается изменением точки приложения реакции рельса, а также появлением боковой составляющей реакции при контакте гребня колеса с рельсом.

Моделирование напряженно-деформированного состояния колеса грузового вагона основывается на применении метода конечных элементов [1]. Расчетная схема изображена на рис. 1.

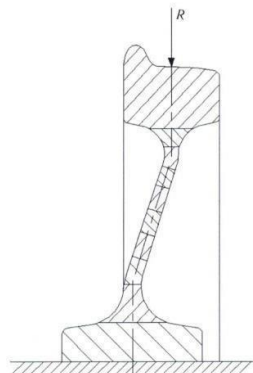


Рис. 1. Расчетная схема колеса грузового вагона

Диск колеса грузового вагона аппроксимируется оболочечными элементами в виде усеченных конусов (в нашем случае - плоских колец) на основе моментной теории оболочек [2], а обод колеса представлен одним элементом в виде кольцевого стержня на основе гипотезы плоских сечений.

Аппроксимация перемещений оболочечных элементов принимается в виде тригонометрических рядов по окружности и полиномами Эрмита вдоль



образующей, а разрешающая система уравнений - на основе принципа Лагранжа. Вклад от одного оболочечного элемента имеет вид [4]:

[Полный текст статьи смотрите в журнальной версии]

\*\*\*

**Коржин Сергей Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, директор Центра координации деятельности диссертационных советов, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Института транспортной техники и систем управления Российского университета транспорта (ИТТСУ РУТ (МИИТ)). Область научных интересов: технология ремонта ходовых частей нетягового подвижного состава железных дорог, повышение износостойкости и оптимизация профиля катания железнодорожных колес. Автор 14 научных работ.

**Мироненко Олег Игоревич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Нетяговый подвижной состав» Российской открытой академии транспорта Российского университета транспорта (РОАТ РУТ (МИИТ)). Область научных интересов: динамика систем, организация вагонной отрасли, дистанционные образовательные технологии. Автор 24 научных работ, в том числе четырех учебных пособий.

**Меланин Виктор Михайлович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Института транспортной техники и систем управления Российского университета транспорта (ИТТСУ РУТ (МИИТ)). Область научных интересов: динамика систем, организация вагонной отрасли. Автор 30 научных работ, в том числе пяти учебных пособий.

**Беспалько Сергей Валерьевич**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Нетяговый подвижной состав» Российской открытой академии транспорта Российского университета транспорта (РОАТ РУТ (МИИТ)). Область научных интересов: строительная механика вагона, динамика вагона, вопросы безопасности перевозки опасных грузов. Автор 61 научной работы.

## ОПТИМИЗАЦИЯ РАСХОДОВАНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ВО ФРИКЦИОННОЙ СИСТЕМЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС»

ВОЛОВ В.Т., Самарский государственный университет путей сообщения (СамГУПС), докт. техн. наук, БОНДАРЕНКО А.А., Учебный центр ИНФОТРАНС, докт. техн. наук, БОНДАРЕНКО Т.А., Учебный центр ИНФОТРАНС, заместитель директора, МАТЮШКОВА Л.И., СамГУПС, старший преподаватель, ЩЕННИКОВА Т.В., СамГУПС, старший преподаватель

Изменение режима движения поездов, а также состояние подвижного состава и пути значительно влияют на характер их взаимодействия и вызывают неисправности рельсовой колеи в кривых участках, износ колесных пар и рельсов, а также дополнительный нагрев рельсов.

Установлено [1-3], что более 80 % повреждений рельсов, вызывающих их отказ, происходят в кривых участках от повышенного воздействия колес подвижного состава. У новых колес поверхность катания имеет коничность  $1/20$ , при которой в кривых радиусом 1100 м и более происходит качение колес по рельсам без продольного скольжения контактирующих поверхностей. При радиусах менее 1100 м, других значениях коничности и конструктивных особенностях колесных пар в тележке такое скольжение неизбежно. Продольное скольжение внутренних (боксование) или наружных (юз) колес по рельсам вызывает интенсивный износ рельсов.

Массовое обследование показало, что только не более 10 % колесных пар имеют коничность  $1/20$ , у остальных она выше (или даже имеет отрицательные значения). Доля кривых участков пути радиусами 350-1100 м на сети составляет в среднем около 40 %. Например, на одной из дистанций Куйбышевской дороги (рис. 1) длина таких участков составляет около 56 %.

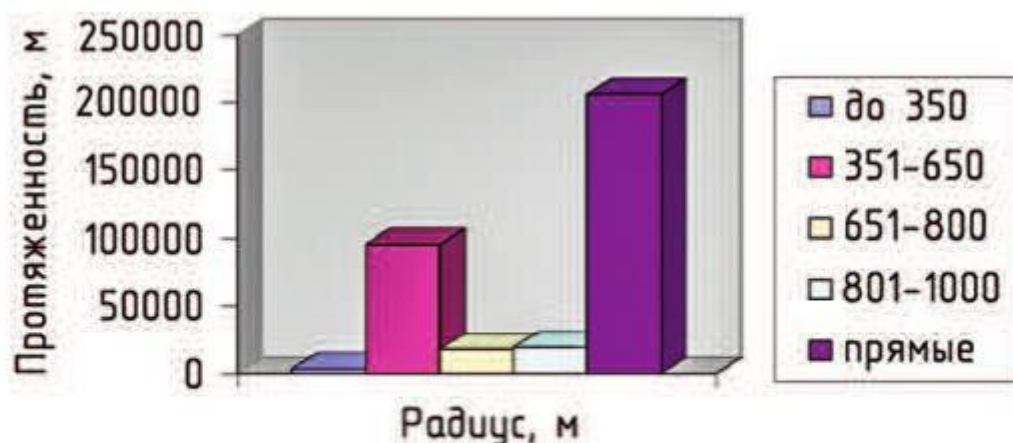


Рис. 1. Протяженность кривых участков пути на одной из дистанций Куйбышевской дороги

В целях уменьшения износа рельсов и колесных пар в кривых применяют различные смазочные материалы, которые наносят на рабочую грань головки рельса различными способами и средствами [4, 5]. В настоящее время, согласно утвержденной Концепции развития лубрикации зоны контакта «колесо-рельс»

(Распоряжение от 16.01.2015 № 60р), рельсы смазывают следующими техническими средствами:

главные ходы - вагонами-рельсосмазывателями (ВРС), курсирующими в составах пассажирских и почтово-багажных поездов, имеющих постоянное расписание;

широтные ходы - локомотивами-рельсосмазывателями (до окончания срока их службы) и рельсосмазывателями на базе специального самоходного подвижного состава;

кривые малого радиуса и стрелочные переводы - стационарными путевыми рельсосмазывателями.

В настоящее время количество ВРС на сети составляет около 95 единиц. Кроме того, эксплуатируются 89 передвижных рельсосмазывателей, оборудованных на базе локомотивов.

На сети также применяются 8893 стационарных путевых рельсосмазывателя (рис. 2), из которых 8514 (95,7 %) - современные типа СПР. Используются лубрикаторы СПР с одной (СПР-02) и двумя (СПР-02-04) форсунками и лубрикаторы с питающими пластинами (СПР-02-06). Подача смазки осуществляется с помощью сжатого азота или воздуха.

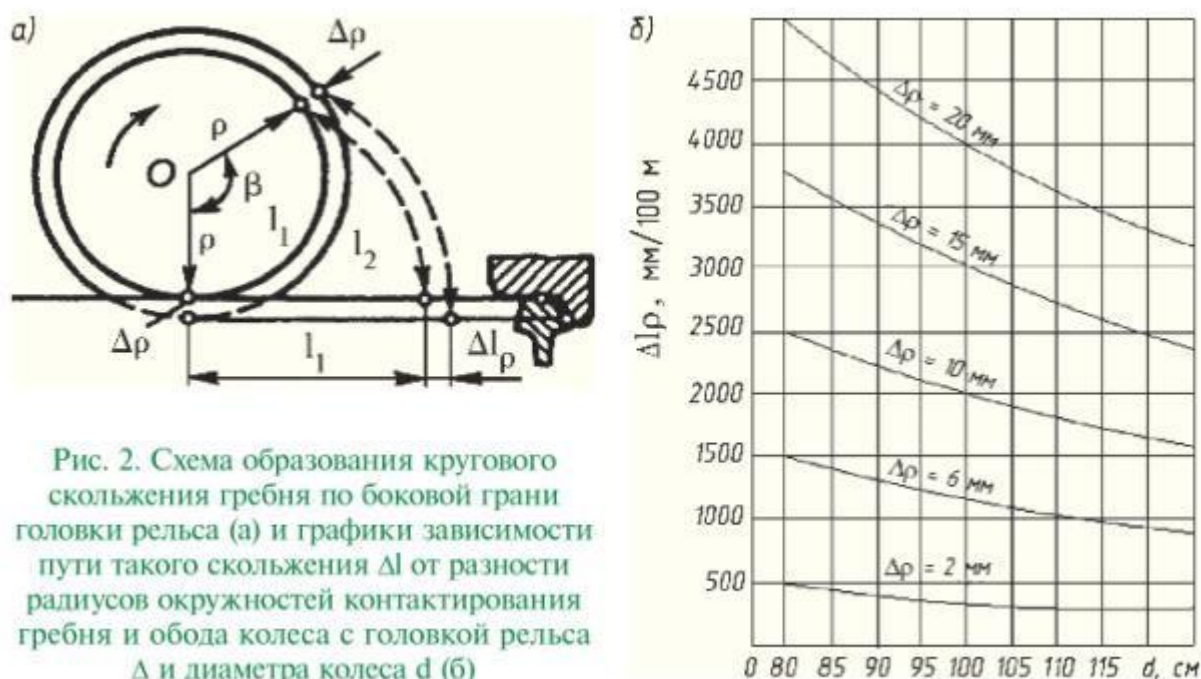


Рис. 2. Схема образования кругового скольжения гребня по боковой грани головки рельса (а) и графики зависимости пути такого скольжения  $\Delta l$  от разности радиусов окружностей контактирования гребня и обода колеса с головкой рельса  $\Delta$  и диаметра колеса  $d$  (б)

Данные модификации могут применяться как в кривых участках пути длиной более 300 м (с двумя форсунками), так и на стрелочных переводах. Модификация с одной форсункой используется на обычных стрелочных переводах; с двумя - на симметричных. Лубрикаторы СПР-02 и СПР-02-04 обеспечивают подачу смазки на рабочую поверхность рельса через форсунки, которые устанавливаются внутри колеи. Они не имеют непосредственного контакта с рельсом и колесом.

Все перечисленные технические средства подают смазочные материалы на рельс и колесо в соответствующих объемах. В связи с этим одна из основных

задач в работе системы «колесо-рельс» - определение оптимальных значений расходования смазочных материалов, при которых уменьшается влияние динамических сил, что приводит к уменьшению износа рельсов и ходовых частей подвижного состава.

В настоящее время не в полном объеме решены задачи оптимизации расходования смазки, а также влияния смазки на возникновение и развитие неисправностей системы «колесо-рельс», что особенно важно для обеспечения безопасности движения поездов на участках высокоскоростного и тяжеловесного движения с повышенными осевыми нагрузками, на стрелочных переводах, глухих пересечениях, съездах и других видах соединений и пересечений путей [6, 7]. Необходимо определить оптимальные значения расходования смазочных материалов, при которых снижается влияние динамических сил, что приводит к уменьшению износа, расстройств пути и ходовых частей подвижного состава.

Актуальность данной работы заключается в том, что она направлена на создание и внедрение инновационных математических моделей, обеспечивающих сокращение объемов расходования смазки.

Согласно современной теории трения и износа, в процессе эксплуатации во время скольжения гребней колес по боковой грани головки рельса формируется равновесная шероховатость контактирующих поверхностей [8-10]. При отсутствии микронеровностей (зона схватывания) они образуются и постепенно увеличиваются до размеров, соответствующих равновесной шероховатости. При наличии начальных микровыступов они сглаживаются за счет микрорезания металла (вершин выступов) и тоже переходят в равновесную шероховатость.

Размер микровыступов, соответствующих равновесной шероховатости, зависит от многих факторов: удельного давления в зоне контакта, твердости металла, материала смазки, температуры, скорости скольжения и т. д. Основным фактором является скольжение. Однако исследования [1-3, 8-10] показали, что такие виды скольжения, как псевдоскольжение («крип»), скольжение, обусловленное взаимным верчением контактирующих поверхностей («спин»), и поперечное скольжение, не имеют большого значения в формировании бокового износа рельсов и гребней колес. На этот процесс в основном влияют неизбежное круговое скольжение прижатого гребня колеса по боковой грани головки рельса при двухточечном их контактировании, а также продольное скольжение колеса по рельсу из-за разной длины наружной и внутренней рельсовых нитей в кривой и разной длины окружностей колес на этих нитях. Продольное скольжение по наружной нити происходит только при избытке возвышения наружного рельса.

В данной статье предлагается решение задачи определения оптимальных значений параметров системы «колесо-рельс», соответствующих минимальному пути кругового скольжения, что, в свою очередь, приведет к сокращению использования дорогостоящих смазочных материалов. В качестве основного инструментария поиска оптимальных геометрических параметров системы «колесо-рельс» использована теория планирования эксперимента [11].

В работах [1-3] выполнен расчет длины пути кругового скольжения гребня колеса по боковой грани головки рельса. Путь неизбежного кругового скольжения гребня по боковой грани головки за один оборот колеса

В работах [1-3] выполнен расчет длины пути кругового скольжения гребня колеса по боковой грани головки рельса. Путь неизбежного кругового скольжения гребня по боковой грани головки за один оборот колеса

$$\Delta l_p = 2\pi\Delta\rho,$$

где  $\Delta\rho$  — разность радиусов окружностей контактирования гребня и обода колеса с головкой рельса и диаметром колеса  $d$ .

Число оборотов  $n$  на расстоянии  $L$  равно  $L/2\pi\rho$ .

Путь кругового скольжения на этом расстоянии составит:

$$\Delta l_p = \Delta\rho L/\rho, \quad (1)$$

где  $L$  — расстояние, на котором колесо совершает  $n$  оборотов.

$m$  и  $[\delta][\rho] = 0,015$  м при проходе 100 м с прижатой рабочей гранью гребня колеса к рабочей грани головки рельса  $[\delta]l[\rho] = 3,2$  м (преобладающий вид скольжения). Формула (1) справедлива для расчета длины пути кругового скольжения  $[\delta]l[\rho]$  гребня колеса при любом угле набегания  $[\alpha]$  гребня на рельс. Влияние угла набегания на  $[\delta]l[\rho]$  проявляется через

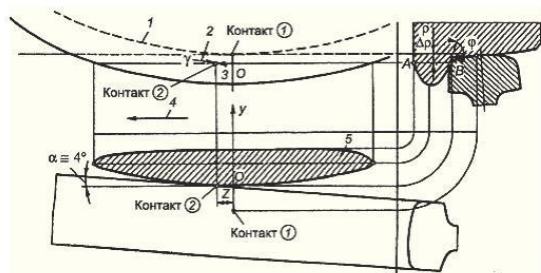


Рис. 3. Схема образования забега  $z$  при контактировании колес с рельсом (угол увеличен для наглядности): 1 — круг контакта обода; 2, 3 — направление скольжения соответственно кругового и продольного; 4 — направление движения колеса; 5 — горизонтальный срез гребня по АВ

Из формулы (1) следует, что  $[\delta]l[\rho]$  прежде всего зависит от разности  $[\delta]l[\rho]$  радиусов кругов контактирования гребня и обода колеса с головкой рельса и диаметра колеса  $d$  (см. рис. 2, а). Чем больше  $[\delta]l[\rho]$  и меньше  $d$ , тем больше путь неизбежного кругового скольжения (см. рис. 2, б). Например, у вагонного колеса (наиболее массовая подвижная единица) с  $d = 0,95$  м и  $[\delta]l[\rho] = 0,015$  м при проходе 100 м с прижатой рабочей гранью гребня колеса к рабочей грани головки рельса  $[\delta]l[\rho] = 3,2$  м (преобладающий вид скольжения). Формула (1) справедлива для расчета длины пути кругового скольжения  $[\delta]l[\rho]$  гребня колеса при любом угле набегания  $[\alpha]$  гребня на рельс. Влияние угла набегания на  $[\delta]l[\rho]$  проявляется через влияние  $[\alpha]$  на  $[\delta]l[\rho]$ . При  $[\alpha] = 0$ , т. е. при радиальном расположении колесной пары в рельсовой колее,  $[\delta]l[\rho]$  определяется различием радиусов кругов контакта обода и гребня с закруглением головки рельса, измеренных в одной плоскости, проходящей через ось колесной пары и точку соприкосновения обода с верхом головки рельса (рис. 3).

При  $[\alpha] > 0$  контакт гребня с боковой гранью головки рельса опережает на величину  $z$  контакт обода с верхом головки, поэтому радиус круга контакта гребня с боковой гранью головки  $[\alpha] + [\delta]l[\rho]$  изменяется в плоскости, проходящей через ось колесной пары и точку контакта гребня.

Эта плоскость смещена на уровне соприкосновения гребня с боковой гранью головки рельса на величину забега  $z$ :

В целях минимизации опытов по определению оптимальных характеристик пути скольжения в полевом эксперименте предварительно была проведена

$$z = \frac{(\rho + \Delta\rho) \operatorname{tg}\phi \operatorname{tg}\alpha}{\sqrt{1 - \operatorname{tg}^2\phi \operatorname{tg}^2\alpha}}, \quad (2)$$

где  $\phi$  — угол наклона гребня;  $\alpha$  — угол набегания.

Контакт гребня с изношенной боковой гранью головки рельса при увеличении угла набегания смещается вверх с увеличением забега  $z$ . Длина пути кругового скольжения при этом увеличивается.

Итоговая формула определения пути кругового скольжения на протяжении  $L$  в зависимости от угла набегания  $\alpha$  и угла наклона гребня  $\phi$  для новых рельсов имеет вид

$$\Delta l_p = \frac{L(\rho + \Delta\rho) \sqrt{1 + \frac{\operatorname{tg}^2\phi \operatorname{tg}^2\alpha}{1 - \operatorname{tg}^2\phi \operatorname{tg}^2\alpha}}}{\rho} - L. \quad (3)$$

численная оптимизация геометрических параметров системы «колесо-рельс» на основе инструментария теории планирования эксперимента по методике [11]. Численная оптимизация геометрических параметров системы «колесо-рельс» по формуле (3) с использованием планирования эксперимента и градиентного метода Бокса-

Уилксона позволяет существенно сузить область поиска оптимальных геометрических параметров в реальных условиях полевого эксперимента.

Основными факторами выбраны следующие: радиус колеса  $x(1)$ , разность радиусов касания гребня с боковой гранью головки и радиусом обода с верхом головки рельса  $x(2)$ , угол наклона гребня  $x(3)$ , угол набегания  $x(4)$ .

Для проведения эксперимента выбраны следующие уровни факторов:

1)  $\tilde{x}_1 = 0,9$  м — нижний уровень фактора ( $\rho$ );  
 $\tilde{x}_1 = 0,95$  м — основной уровень фактора;  $\tilde{x}_1 = 1,0$  м — верхний уровень фактора;

2)  $\tilde{x}_2 = 0,01$  м — нижний уровень фактора ( $\Delta\rho$ );  
 $\tilde{x}_2 = 0,015$  м — основной уровень фактора;  
 $\tilde{x}_2 = 0,02$  м — верхний уровень фактора;

3)  $\tilde{x}_3 = 60^\circ$  — нижний уровень фактора ( $\varphi$ );  
 $\tilde{x}_3 = 70^\circ$  — основной уровень фактора;  $\tilde{x}_3 = 80^\circ$  — верхний уровень фактора;

4)  $\tilde{x}_4 = 30'$  — нижний уровень фактора ( $\varphi$ );  
 $\tilde{x}_4 = 40'$  — основной уровень фактора;  $\tilde{x}_4 = 50'$  — верхний уровень фактора.

Кодировку натуральных значений факторов будем производить по формуле

$$x_i = \frac{\tilde{x}_i - x_{i0}}{J_i}, \quad (4)$$

где  $\tilde{x}_i$  — натуральное значение фактора;  $x_{i0}$  — основной уровень фактора;  $J_i$  — интервал варьирования фактора.

В результате кодировки все верхние уровни выбранных факторов будут принимать значение +1, нижние уровни будут принимать значение -1, а основной уровень факторов будет равен нулю.

При численном эксперименте был использован двухуровневый ортогональный план  $2(4)$ , т. е. проводился полный факторный эксперимент.

Коэффициенты уравнения регрессии определялись для области применения факторов эксперимента [11]:

$$B = (A^T A)^{-1} A^T Y. \quad (5)$$

Регрессионное уравнение имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} Y = & b_0 + b_1 \tilde{x}_1 + b_2 \tilde{x}_2 + b_3 \tilde{x}_3 + b_4 \tilde{x}_4 + b_5 \tilde{x}_1 \tilde{x}_2 + \\ & + b_6 \tilde{x}_1 \tilde{x}_3 + b_7 \tilde{x}_1 \tilde{x}_4 + b_8 \tilde{x}_2 \tilde{x}_3 + b_9 \tilde{x}_2 \tilde{x}_4 + \\ & + b_{10} \tilde{x}_3 \tilde{x}_4 + b_{11} \tilde{x}_1 \tilde{x}_2 \tilde{x}_3 + b_{12} \tilde{x}_1 \tilde{x}_2 \tilde{x}_4 + \\ & + b_{13} \tilde{x}_1 \tilde{x}_3 \tilde{x}_4 + b_{14} \tilde{x}_2 \tilde{x}_3 \tilde{x}_4 + b_{15} \tilde{x}_1 \tilde{x}_2 \tilde{x}_3 \tilde{x}_4, \end{aligned} \quad (6)$$

где значения  $b_i$  определяются вектор-столбцом  $B$  уравнения (5). В уравнении (6)  $Y$  есть функция пути кругового скольжения  $\Delta l_p$ .

Матрица численного эксперимента определялась по кодировке основных факторов (4) и их взаимодействиям второго, третьего и четвертого порядков (уравнение (6)) и имеет следующий вид:

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 \\ -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 \\ -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & -1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \xi,01 \\ 81,9 \\ 8,91 \\ \xi,21 \\ \gamma,01 \\ \xi\gamma,9 \\ 4,\gamma1 \\ 8,21 \\ \xi,01 \\ \xi,\gamma1 \\ \xi,21 \\ 1,\xi1 \\ 1,11 \\ 8,81 \\ 1,\gamma1 \\ 99,9 \end{pmatrix} = Y = \begin{pmatrix} 13,5 \\ -0,668 \\ 3,171 \\ 0,545 \\ 0,414 \\ -0,167 \\ -5,77 \cdot 10^{-4} \\ -4,67 \cdot 10^{-4} \\ 2,83 \cdot 10^{-3} \\ 2,13 \cdot 10^{-3} \\ 0,257 \\ -1,32 \cdot 10^{-4} \\ -1,29 \cdot 10^{-4} \\ -2,64 \cdot 10^{-4} \\ 1,35 \cdot 10^{-3} \\ -5,39 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix}$$

Матрица Y получена по значениям пути кругового скольжения (3) для вариаций факторов, соответствующих матрице A в их натуральном значении:

Она является матрицей-столбцом значений пути кругового скольжения, определяемого формулой (3). Вычисления дают значения матрицы-столбца B:

Далее был проведен анализ уравнения регрессии. При изменении центра эксперимента:

$\tilde{X}_1^{\max} = 1$  м;  $\tilde{X}_1^{\min} = 0,9$  м;  $\tilde{X}_2^{\max} = 0,025$  м;  
 $\tilde{X}_2^{\min} = 0,015$  м;  $\tilde{X}_3^{\max} = 80^\circ$ ;  $\tilde{X}_3^{\min} = 70^\circ$ ;  $\tilde{X}_4^{\max} = \frac{5}{6}^\circ$ ;  
 $\tilde{X}_2^{\min} = \frac{3}{6}^\circ$  и поиска минимального пути скольжения использовался метод Бокса-Уилсона, или метод кругового восхождения. Двигаясь по градиенту из центра эксперимента, получено минимальное значение пути скольжения  $\Delta l_p = 6,07$  м, что на 30 % меньше ранее полученных значений при движении из других центров численного эксперимента. Это и определяет завершение численной оптимизации пути кругового скольжения.

Численная оптимизация геометрических параметров пути кругового скольжения (3) при использовании аппарата теории планирования эксперимента представляет собой предварительный этап, позволяющий существенно сократить последующий дорогостоящий полевой эксперимент.

Выбор аппарата теории планирования эксперимента в качестве инструмента оптимизации [11] объясняется тем, что он повсеместно используется учеными и производителями при исследовании различных процессов и устройств. Изменение аппарата оптимизации при численном моделировании и последующем полевом эксперименте, по мнению авторов, является нецелесообразным. Полученное уменьшение пути кругового скольжения за счет оптимизации геометрических параметров системы «колесо-рельс» приводит к сокращению расхода смазочных материалов.

**Заключение.** В результате проведенного анализа и планирования численного эксперимента найдены оптимальные геометрические параметры системы «колесо-рельс», позволяющие уменьшить путь кругового скольжения на 30 %. Однако полученный теоретический результат может быть только основой реального полевого планирования эксперимента, позволяющей существенно сузить область важнейших геометрических параметров для оптимизации системы «колесо-рельс». Установлено, что сокращение пути кругового скольжения позволит снизить расход дорогостоящих смазочных материалов.

\*\*\*

## **ОПТИМИЗАЦИЯ РАСХОДОВАНИЯ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ВО ФРИКЦИОННОЙ СИСТЕМЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС»**

**Ключевые слова:** путь скольжения, угол набегания, угол наклона гребня, уравнение регрессии, метод Бокса-Уилксона, путевая инфраструктура, рельсосмазывание, стационарные рельсосмазыватели, передвижные рельсосмазыватели.

Волов Вячеслав Теодорович - докт. техн. наук, профессор, Самарский государственный университет путей сообщения. Самара, Россия.

E-mail: vtvolov@mail.ru

Бондаренко Алексей Алексеевич - докт. техн. наук, профессор, Негосударственное частное образовательное учреждение дополнительного профессионального образования Учебный центр ИНФОТРАНС. Самара, Россия.

E-mail: bondarenko@infotrans-logistic.ru

Бондаренко Тимофей Алексеевич - заместитель директора Негосударственного частного образовательного учреждения дополнительного профессионального образования Учебный центр ИНФОТРАНС. Самара, Россия. E-mail: t\_bondarenko@infotrans-logistic.ru

Матюшкова Любовь Ивановна - старший преподаватель, Самарский государственный университет путей сообщения. Самара, Россия.

E-mail: mli55@mail.ru

Щенникова Татьяна Владимировна - старший преподаватель, Самарский государственный университет путей сообщения. Самара, Россия. E-mail: tvs153@mail.ru

**Аннотация.** Рассмотрены вопросы организации лубрикации на сети ОАО «РЖД» с использованием ряда инновационных разработок, внедренных в последние годы. Представлены технико-экономические расчеты сокращения эксплуатационных расходов в результате принятых инноваций.

Представлены результаты исследования по минимизации расхода смазочных материалов в системе «колесо-рельс». Проведено численное моделирование пути кругового скольжения в зависимости от радиуса колеса, разности радиусов кругов контактирования гребня и обода колеса с головкой рельса, углом наклона гребня и углом набегания. В результате крутого восхождения по методу Бокса-Уилксона получены геометрические параметры системы «колесо-рельс», позволяющие уменьшить путь кругового скольжения на 30 %. Данные результаты позволяют существенно сократить число соответствующих полевых исследований и расход материалов для смазки в системе «колесо-рельс».



*И. Л. Парахненко***Оценка влияния веса состава и режима ведения на силы взаимодействия в зоне контакта «колесо-рельс»***I. L. Parakhnenko***Assessment of the influence of train weight and driving mode on the interaction forces in the «wheel-rail» contact zone****Аннотация**

В статье проведено исследование оценки влияния внедрения тяжеловесного движения на основные силы взаимодействия, возникающие в зоне контакта колеса и рельса при движении грузового состава по кривым участкам железнодорожного пути.

На отечественных железных дорогах применяется смешанное движение, но нет выделенных специализированных линий для эксплуатации пассажирского скоростного и грузового движения с повышенной нагрузкой на ось. В этом случае определяющей становится возможность путевой инфраструктуры. Повышение эксплуатационной эффективности, в первую очередь, путевого хозяйства, невозможно без научно обоснованных методов. Качественная эксплуатация пути зависит от сил, возникающих при взаимодействии пары «колесо-рельс».

В настоящей работе представлено исследование силового взаимодействия зоны контакта при увеличении нагрузки на ось на одном из участков Свердловской железной дороги. С помощью имитационного моделирования рассмотрены горизонтальные поперечные боковые, продольные силы.

Поскольку внедрение тяжеловесного движения обусловлено изменением тяговых характеристик поезда, в статье представлены результаты работы по изучению влияния режима ведения состава на рассматриваемые силы.

**Ключевые слова:** нагрузка на ось, тяжеловесное движение, режим движения, моделирование, подвижной состав, продольные силы, боковые силы.

DOI: 10.20291/2079-0392-2022-1-65-71

**Abstract**

The article presents a study to assess the impact of the introduction of heavy-weight traffic on the main forces of interaction arising in the «wheel-rail» contact zone while a freight train is in motion along curved sections of the railway track.

Mixed traffic is used on domestic railways, but there are no dedicated specialized lines for the operation of high-speed passenger and freight traffic with increased axle load. In this case, the possibility of the track infrastructure becomes decisive. Improving the operational efficiency, first of all, of track facilities, is impossible without scientifically based methods. The qualitative operation of a track depends on the forces arising from the interaction of the wheel-rail pair.

This paper presents a study of the force interaction of the contact zone with an increase in the axle load on one of the sections of the Sverdlovsk railway. Horizontal transverse lateral and longitudinal forces are considered by means of simulation modeling.

Since the introduction of heavy-weight traffic is caused by the change in the traction characteristics of a train, the article presents the results of work on the study of influence of the train driving mode on the forces under consideration.

**Keywords:** axle load, heavy-weight movement, driving mode, modeling, rolling stock, longitudinal forces, lateral forces.

DOI: 10.20291/2079-0392-2022-1-65-71

*Статья рекомендована к публикации Д. А. Скутиным, канд. техн. наук, руководителем Центра высотных компетенций, ООО «Оргкомитет "Строитель"». E-mail: daskutin@mail.ru.*

*Инна Леонидовна Парахненко, канд. техн. наук, старший преподаватель; кафедра «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения; Екатеринбург, Россия. E-mail: Iparahnenko@usurt.ru. ORCID 0000-0002-3757-7722.*

*The article is recommended for publishing by D. A. Skutin, Candidate of Technical Sciences, Head of the Center for High-altitude Competencies, LLC «Organizing Committee «Builder». E-mail: daskutin@mail.ru.*

*Inna Leonidovna Parakhnenko, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer; «Railway Track and Railway Construction» Department of the Ural State University of Railway Transport; Yekaterinburg, Russia. E-mail: Iparahnenko@usurt.ru. ORCID 0000-0002-3757-7722.*

Средняя грузонапряженность на сети железных дорог с 2014 по 2020 гг. ежегодно увеличивалась на 12,17 %; к 2025 г. предусмотрено увеличение грузооборота до 2,9 трлн т [1]. Этого можно достигнуть внедрением тяжеловесных составов, поездов увеличенной длины [2]. На сегодня средняя масса грузового состава увеличилась более чем на 600 т, и на основной части направлений составила 6300 т, а на отдельных направлениях доходит до 7100 т. Пропуск составов 9000 т обеспечивает создание и внедрение новейших локомотивов повышенной мощности [3]. Повышение нагрузки на ось с 23,5 до 27 тс, а в перспективе и до 30 тс приведет к повышенному воздействию таких поездов на железнодорожный путь.

Увеличение массы состава потребует изменения тяговых характеристик поезда. В зарубежной литературе описана работа тяжеловесных линий с акцентом на режимах используемых при движении грузовых составов. Отмечено возникновение сил повышенной величины при тяге и при торможении поездов ( $Q = 20000$  т) [4]. Отечественные ученые отметили влияние неравномерного движения поезда на поперечную устойчивость пути и силы взаимодействия, возникающие в зоне контакта колеса и рельса [5]. Результаты моделирования движения подвижного состава, обеспечивающие режим тяги и режим торможения, и проведенные

эксперименты на участках обращения вагонов с нагрузкой до 27 тс выявили, что расстройтва железнодорожного пути увеличиваются до 1,5 раз при максимальном тяговом режиме. На участках, где применяется режим служебного торможения, расстройтва образуются в ~1,7 раза чаще, чем при движении в режиме холостого хода [6].

Взаимодействие экипажа и железнодорожного пути характеризуется скоростью, влияющей на динамические процессы, а также параметрами рельсовой колеи в плане и профиле, внешними воздействиями, что напрямую связано с безопасностью движения.

Особое внимание при анализе движения подвижного состава следует акцентировать на возникающих силах. Опираясь на практические и теоретические исследования, следует выделить вертикальную, боковую, продольную силы, максимально влияющие на взаимодействия колеса и рельса (рис. 1).

Оценить и проанализировать силовое взаимодействие с помощью реального моделирования позволяет программный комплекс «Универсальный механизм» [8]. Результаты моделирования обработаны с использованием методов регрессионного и корреляционного анализа, а также с применением теории тяговых расчетов.

В качестве модели созданы два варианта подвижного состава длиной 968 м,

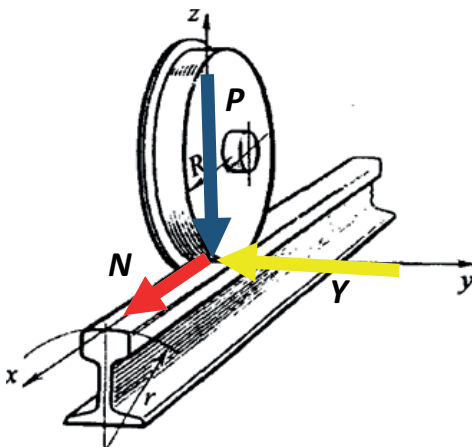


Рис. 1. Система координат, определяющая проекции силового воздействия колеса на рельс

$P$  (проекция на ось  $z$ ) – вертикальное воздействие колеса на рельс, препятствующее набеганию колеса на рельс. Напрямую влияет на крепления и напряжения в рельсовой колее, передается на балластный слой, определяет деградацию пути;  $N$  (суммарная проекция на ось  $x$ ) – продольные силы взаимодействия. Влияют на влияния экипажа, вызывают уменьшение вертикальных сил;  $Y$  (сумма проекций на ось  $y$ ) – боковая сила. Определяет расстройтва пути в плане [7]



Рис. 2. Схема расстановки 3D-вагонов в составе поезда

нагрузками на ось 23,5 тс (6494 т) и 27 тс (7461 т) с включенными 3D-грузовыми вагонами, позволяющими получить числовые значения рассматриваемых сил. Вагоны расставлялись в разных частях состава; итоговые значения – это среднее арифметическое, полученное по итогам многовариантного моделирования (рис. 2) [9].

Задана макрогеометрия реально-го участка Свердловской железной до-роги (рис. 3). Расчет проводился для трёх скоростных режимов, разрешен-ных на рассматриваемом участке: 40, 60 и 80 км/ч.

В результате моделирования полу-чены числовые значения продольных и боковых сил при движении соста-ва с нагрузками на ось 23,5 тс и 27 тс, представленные в таблице.

Полученные результаты говорят, что увеличение нагрузки на ось гру-зового состава с 23,5 до 27 тс повлияет на рассматриваемые силы взаимодей-ствия в кривых участках при всех рас-сматриваемых радиусах. Продольные

силы в среднем увеличиваются на 9 %. Боковые силы могут возрастать до 28 %; максимальная разница наблюдается при скорости 40 км/ч (рис. 4).

Во время движения подвижного со-става по железнодорожному пути сле-дует выделить три основных режима: тяга, выбег и торможение. При движе-нии в тяговом режиме на состав дей-ствуют сила тяги, вырабатываемая ло-комотивом, и сила сопротивления дви-жению. При выбеге или в режиме хо-лостого хода движение происходит по инерции. В момент торможения на по-езд действуют сила торможения и силы сопротивления движению. Любой из рассматриваемых режимов разруша-юще воздействует на железнодорож-ной путь.

При экспериментальных измерени-ях и теоретических расчетах сил взаи-модействия в основном рассматрива-ется холостой ход (выбег) движения экипажа [10]. Но пока в научных кру-гах нет однозначного ответа на вопрос: «Как режим ведения поезда влияет на

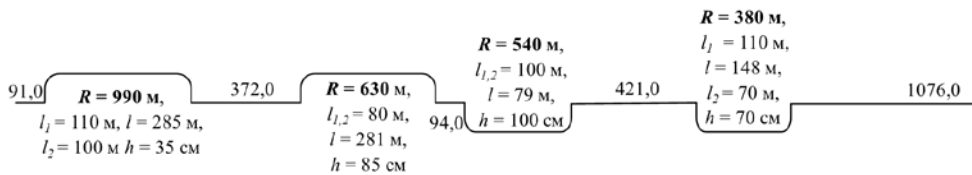


Рис. 3. Параметры плана рассматриваемого участка

Продольные и боковые силы при вариантах изменения нагрузки на ось

R, м		990	630	540	380	990	630	540	380
V, км/ч	Нагрузка, т/ось	Продольные силы, кН				Боковые силы, кН			
40	23,5	8,1	8,9	9,3	9,8	17,8	25,7	27,7	36,0
	27	8,6	9,5	9,9	10,2	20,2	30,1	32,4	42,0
60	23,5	8,3	7,9	9,3	10,2	18,2	24,4	27,3	36,6
	27	8,6	9,8	9,9	10,2	20,5	30,2	33,0	41,8
80	23,5	8,4	8,9	9,3	10,4	18,5	25,0	27,6	36,9
	27	8,5	9,8	9,8	10,5	20,5	30,0	32,9	42,3

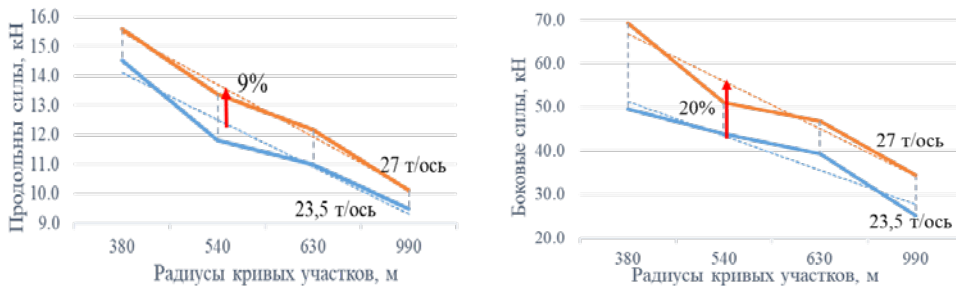


Рис. 4. Изменение продольных и боковых сил при изменении нагрузки на ось подвижного состава и скорости движения 40 км/ч

динамику взаимодействия пути и подвижного состава?»

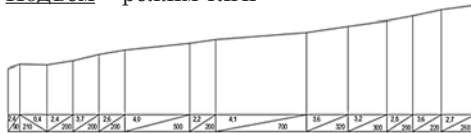
Нами проведено исследование влияния режима движения на основные силы, возникающие при взаимодействии колеса и рельса в кривых участках пути. На первом этапе построены продольные профили, обеспечивающие варианты движения (рис. 5). Далее с помощью «Искра-ПТР» произведены тяговые расчеты, на втором этапе полученные данные внесены в ПК «Универсальный механизм» [11].

По итогам моделирования построены графики для продольных и боковых сил при рассматриваемых вариантах движения для состава весом 6494 т (рис. 6).

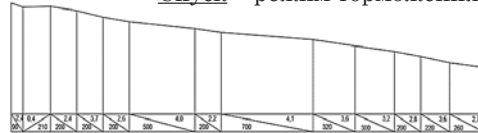
По результатам моделирования можно сделать вывод, что именно торможение – это режим, максимально влияющий на продольные и боковые силы. Как видно из рис. 6, при движении состава по кривой с  $R = 380$  м продольные

силы на 8 % выше при таком режиме движения, чем при тяге, и на 4 % выше относительно выбега. В пологой кривой ( $R = 990$  м) происходит рост боковых сил на 6,2 %, при  $V = 40$  км/ч в режиме торможения по сравнению с движением в режиме тяги. При всех рассматриваемых вариантах кривых участков максимальная разница не превысила 10 %. Однако исследуемый профиль позволил рассмотреть лишь рабочие режимы движения составов в кривых участках «идеальной» макрогеометрии. Значения сил рассматривались как среднеарифметическое от всего состава; возможно, следует уделить внимание голове поезда и провести сравнение с силами, возникающими в хвосте и середине. Поэтому делать выводы о влиянии режима движения на силы, возникающие в зоне контакта колеса и рельса, преждевременно.

Подъем – режим тяги



Спуск – режим торможения



Спуск – режим выбега

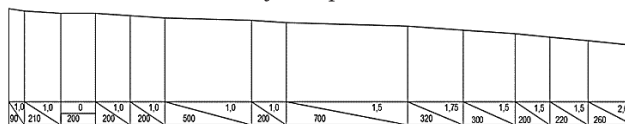


Рис. 5. Продольные профили рассматриваемого участка, обеспечивающие различные виды движения поезда

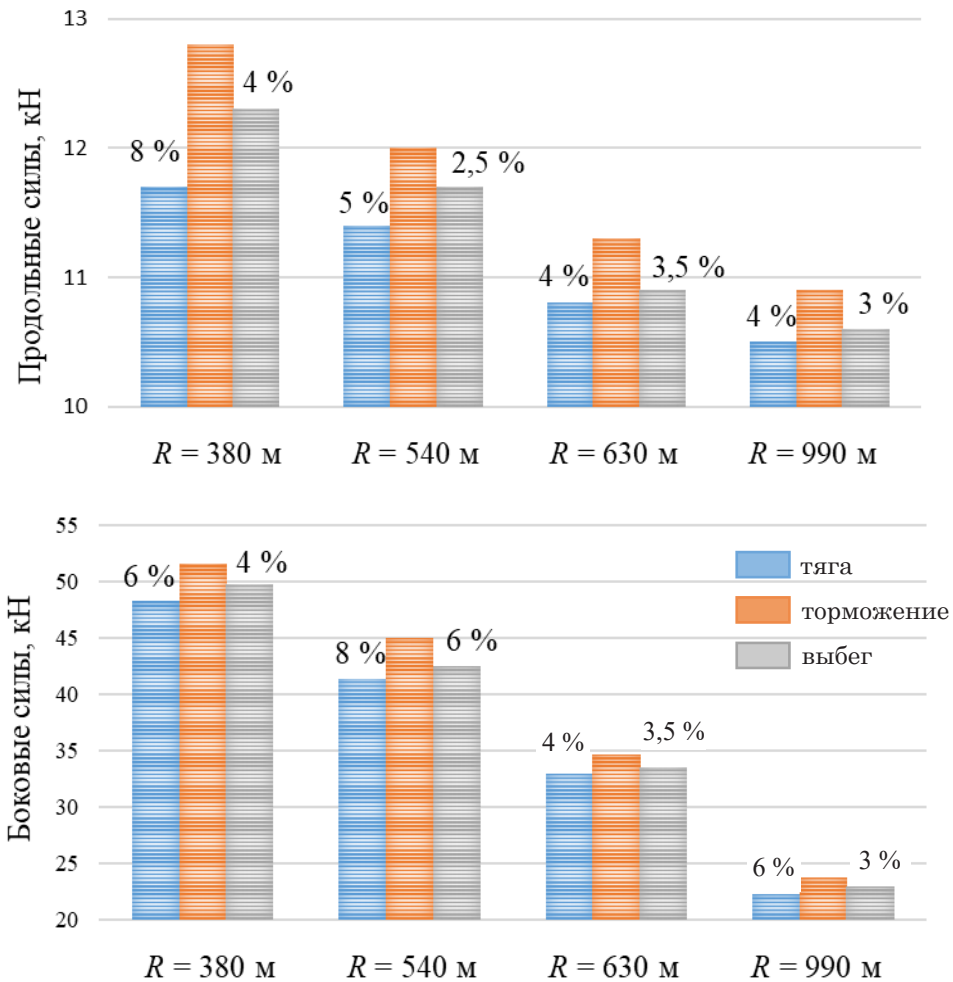


Рис. 6. Влияние режима движения подвижного состава на продольные и боковые силы при скорости 40 км/ч

### Вывод

Внедрение тяжеловесного движения увеличивает силовое взаимодействие в контакте «колесо-рельс» от 9 до 28 %.

Режим ведения подвижного состава влияет на продольные и боковые силы, возникающие при контактировании колеса и рельса. Максимальное взаимодействие возникает при торможении. ■

### Литература

1. Иванов П. А. Об эффективности технологии тяжеловесного движения и перспективах ее развития // Железнодорожный транспорт. 2016. № 10. С. 16–18. ISSN 0044-4448.
2. Гапанович В. А. Тяжеловесное движение: опыт, проблемы, задачи // Железнодорожный транспорт. М. : 2016. С. 10–15. ISSN 0044-4448.
3. Миронов А. Ю. Основная задача—предоставить клиенту выгодную схему доставки грузов и по цене, и по срокам // Гудок. – 2015. – № 134 (25803).
4. Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения. Конструкция и содержание железнодорожной инфраструктуры / Роуни и др. ; пер. с англ. : ООО «Интертекст» и С. М. Захаров. – М. : Интертекст, 2012. 568 с. ISBN 978-5-89277-107-8.

## **Антимонопольная кантата для рельса и колеса**

Автор: Александр Солнцев

Согласно действующему законодательству все надбавки к железнодорожному тарифу устанавливаются регулятором. Соответственно Федеральная антимонопольная служба подготовила приказ об индексации грузовых железнодорожных тарифов в 2022 году, по которому она составит 5,8%. Правда, вместе с дополнительными надбавками эта цифра в итоге будет несколько выше.

### **Минус - хорошо, а плюс лучше?**

Как отмечают эксперты, ФАС своим документом создала прецедент: предложенные решения поднимают индексацию на уровень, который выше ожиданий грузоотправителей, что, в свою очередь, будет заложено ими в прайсы на отгружаемую продукцию. И не очень понятно, каким образом тогда в 2022 году правительство собирается удержать рост инфляции в границах 4%. По крайней мере для ОАО «РЖД» этот уровень будет значительно превышен.

Возникает подозрение, что запланированный уровень инфляции ФАС изначально сочла недостижимым. Не случайно ряд экспертов уже прогнозируют этот показатель для российской экономики в промежутке от 6,5 до 10% (то есть на уровне 2021 г.). «Двукратное снижение инфляции в следующем году - чистой воды фантазия», - полагает, например, руководитель центра политэкономических исследований Института нового общества Василий Колташов. На инфляцию в 2022 году повлияет множество факторов, и давать прогноз об уровне в 4% сложно, утверждает управляющий партнер аналитического агентства WMT Consult Екатерина Косарева.

На уровень индексации тарифов ОАО «РЖД» будут равняться и другие крупные участники рынка. Как следует из пояснительной записки к приказу ФАС, реализация предложений по индексации тарифов и принятие точечных тарифных решений позволят обеспечить сбалансированность финансового плана и инвестиционной программы ОАО «РЖД» на 2022-2024 гг. Тем самым, кстати, ФАС России косвенно признает: мер, ранее принятых правительством, для такой балансировки тарифов перевозчика было недостаточно. И солидную часть нагрузки намечено переложить на клиентов.

Любопытно, что текст приложения к приказу ФАС, датированный 7 декабря 2021 года, на стадии проекта дважды успел претерпеть изменения: 8, 9 и 13 декабря на сайте [regulation.gov.ru](http://regulation.gov.ru) были размещены разные версии.

В целом механизм внесения поправок выбран довольно-таки сложный. Кажется, что составители документа постарались приложить максимум усилий, для того чтобы рост цен на бумаге выглядел меньше, чем он окажется на практике.

Наверное, поэтому мы в нем сразу же натываемся на нестыковки. Во-первых, индексация за рамки принципа «инфляция минус» (получается «инфляция плюс»). Во-вторых, кроме базовой индексации (в рамках принципа «инфляция минус»), предусмотрено еще и увеличение надбавок, уже заложенных ранее в тариф. Скажем, возьмем индексацию к надбавке на капремонт внутри тарифа, которая изначально вводилась как временная мера - под обещания ОАО «РЖД» ускоренно развивать Восточный полигон. Теперь эта целевая надбавка вроде бы становится не просто постоянной, но еще и дополнительно индексируемой. Сейчас она равна 2% и на таком уровне должна была остаться до 2024 года. Однако в 2022-м ее предусмотрено увеличить на 1 п. п., иными словами, довести ее величину до 3%, в 2023-м - до 5%, а в 2024-м - до 7%.

Также планируется продлить действие надбавки для компенсации расходов, связанных с корректировкой налогового законодательства, которую изначально вводили до 31 декабря 2021 года. Впрочем, ее индексировать не стали - оставили как есть до конца 2025-го (в размере 1,5%).

Получается, что в будущем внутри тарифа может появиться не одна индексация, а целая их палитра. Подобный вариант в перспективе способен торпедировать ранее достигнутый с грузовладельцами компромисс. Напомним, что они в свое время согласились на надбавки взамен на обещание перевозчика укрепить инфраструктуру (прежде всего Восточного полигона).

Пока же узкие места на сети остаются, а тарифы растут уже практически без всяких дополнительных обязательств со стороны ОАО «РЖД». Перевозчик выпустил зеленые облигации, набрал кредиты. Сейчас приходится выплачивать по ним купоны и проценты. И чтобы продолжать политику заимствований на финансовых рынках, необходимо удерживать на плаву правильный баланс доходов и расходов.

### **Маховик инфляции**

С 1 января 2022 года намечен также ряд точечных тарифных решений. При этом попутно регулятор вычеркнул целый ряд понижающих коэффициентов к действующим тарифам раздела 2 Прейскуранта № 10-01. Например, исключены скидки при доставках контейнеров (за исключением изотермических) - для них теперь предусмотрена надбавка 4,75%. Также на 17,3% повышен тариф на перевозку высококачественного угля (антрацита): вместо скидки 10,5% установлена надбавка 5%. Тем самым решение ФАС приведет к изъятию части доходов у целой группы клиентов. Прежде всего у комбинатов, которые используют антрацит при первичной выплавке черных металлов.

По ним же ударит и удорожание транспортировок грузов в контейнерах, поскольку металлурги в последнее время активно развивают контейнеризацию отправок готовой продукции. Указанная мера также затронет и предприятия ЛПК, которые активно переключали в контейнеры

перевозки пиломатериалов (прежде всего отправляемых в восточном направлении). Кроме того, на Дальнем Востоке вопросы возникнут и с развитием технологии доставок угля в Китай в контейнерах с открытым верхом, которую недавно продвигали в ОАО «РЖД»: по отзывам клиентов, они имели перспективы в условиях предоставления определенного уровня тарифов на сети. Вернется, вероятно, в полувагоны и часть грузопотоков минудобрений в биг-бегах.

Контейнерные перевозки, безусловно, создают дополнительный поток текущих доходов для ОАО «РЖД». Но одновременно они генерируют и дополнительные расходы на инфраструктуру в гораздо большей степени, чем другие технологии перевозок. Вот почему для перевозчика так важно было добиться прибавки к тарифу на контейнеры.

Помимо всего прочего, ФАС в итоге анонсировала отмену тарифных схем на порожний пробег универсальных полувагонов моделей 12-9761-02, 12-9833-01, 12-9853, 12-9869, 12-196-01, 12-196-02, 12-2143 и хопперов для минеральных удобрений и сырья для них модели 19-9835-01 (минераловозов). При этом в варианте приказа от 9 декабря фигурировал бонус в виде предоставления скидки на груженный рейс. В первом случае она появлялась дополнительно при расчете платы за использование инфраструктуры и локомотивов РЖД при перевозке грузов в вагоне в части аналогичной платы в порожнем рейсе, когда плата исчисляется по тарифной схеме № 25(1) за расстояние, составляющее 60% от расстояния перевозки груза. Во втором - при перевозке грузов в указанных минераловозах. В обоих случаях был установлен дополнительный понижающий коэффициент 0,9595. Однако в итоге бонус исчез и на все эти вагоны распространили общие правила.

Комментируя нововведения, независимый эксперт Денис Илатовский напомнил, что скидка на порожний пробег действовала с 2014 года. В целом она стимулировала операторов покупать новые вагоны с улучшенными характеристиками, потому что они получали экономию от порожнего пробега. А при отмене скидок клиенты начнут думать, нужен ли им именно такой подвижной состав.

Другой нюанс заключается в том, что скидки на порожний пробег при действующей схеме достаются в первую очередь операторам, отметил президент Национального исследовательского центра перевозок и инфраструктуры Павел Иванкин. И это служило сдерживающим фактором роста ставок предоставления подвижного состава, поскольку туда часто включается и стоимость подсыла порожнего вагона, и его возврат маршрутом без груза. Теперь такого фактора не остается.

К скидке на груженный рейс в виде компенсации потерь достаточно благосклонно отнеслись грузоотправители, поскольку они становились основными выгодоприобретателями. Тот факт, что она появилась на



короткий срок и в дальнейшем снова исчезла, создает впечатление недостаточной проработки документа ведомством в период его обсуждения.

Остается добавить, что текст приказа ФАС России был сформирован в период заметного роста ставок операторов на предоставление вагонов. Как полагают некоторые эксперты, именно этот фактор мог подтолкнуть антимонопольную службу поднять тарифы перевозчика, чтобы тем самым попытаться сбалансировать возникшие диспропорции между динамикой тарифов перевозчика и ставок операторов. Однако на фоне сложившейся ситуации подобное решение привело к дополнительному ажиотажу с отправками. Многие захотели отправить груз до вступления приказа в силу. Тем самым указанный документ в конце года стал еще одним фактором роста ставок операторов - в дополнение к набору других причин, ранее уже сложившихся на инфраструктуре РЖД. В таком случае это вызывает сомнение в том, что предложенный набор мер будет способствовать снижению ставок операторов и перераспределению доходов в пользу перевозчика и в 2022 году. Не исключено, что попытка сбалансировать тарифы перевозчика принесет некоторый временный эффект. Но в конечном итоге, скорее всего, все это только ускорит раскручивание общего маховика инфляции в РФ.

# Парадоксы колеса и рельса

Автор: Александр Солнцев

«РЖД-Партнер» представляет очередной ежемесячный обзор с указанием абсолютных значений ставок аренды вагонов на споте (руб./сут.) и ставок доходности вагонов (руб./сут.) по итогам истекшего месяца, оценок и прогнозов динамики на перспективу. В исследовании участвуют представители ведущих российских операторов, грузовладельцев, экспедиторских компаний, отраслевые эксперты.



## Полет все выше и выше...

Базовая ставка аренды полувагона на споте в марте 2022 года вновь выросла. Причем на эту тему возникли дискуссии, поскольку некоторые эксперты утверждали о том, что были случаи, когда вагоны клиентам приходилось отправлять по ставке аренды и в 8500 руб./сут. Однако опросы операторов в рамках нашего исследования выявили максимальный уровень предельного уровня расценок на споте в 4500 руб./сут. Опросы грузовладельцев в рамках исследования «Индекс качества услуг на железнодорожном транспорте» показали несколько более высокую предельную планку - 5500 руб./сут.

Правда, респонденты отметили, что при необходимости отправки на экспорт подсыл полувагона мог включать дополнительные затраты. В частности, требование полностью оплатить порожний пробег с места отправки подвижного состава. В таком случае ставка аренды на споте могла и превысить крайний уровень, указанный в таблице. Однако клиенты сообщали, что когда вопрос стоял о подсыле группы полувагонов, а не о штучном заказе, подобные

предложения они признавали для себя неприемлемыми. Соответственно мы принимаем за предельный уровень именно те ставки, на которые соглашались клиенты.

**Ставки аренды вагонов на спотовом рынке в марте 2022 г. по типам подвижного состава, руб./сут., %**

Тип подвижного состава	Диапазон ставок аренды (минимум – максимум)	Базовая ставка аренды *	% к февралю 2022 **	Ставка доходности	% к февралю 2022	Динамика марта 2022 к маю 2022 ***
Полувагоны стандартные	2500–5500	4000	+14	2500	+16	↑
Цистерны для светлых нефтепродуктов	1100–1500	1100	0	1300	0	↓
Цистерны для темных нефтепродуктов	950–1400	1100	0	1300	0	↓
Крытые вагоны с объемом кузова 122 м <sup>3</sup>	950–1300	1000	0	1200	0	↓
Крытые вагоны с объемом кузова 138 м <sup>3</sup>	1500–1900	1700	+3	1600	+7	↑
Крытые вагоны с объемом кузова 158 м <sup>3</sup>	1600–2000	1800	+6	1900	+19	↑
Крытые вагоны с объемом кузова более 160 м <sup>3</sup>	1900–2300	2000	+5	2100	+17	↑
Хопперы-минераловозы	1200–1500	1400	0	1350	0	↓
Хопперы-зерновозы	1100–1300	1250	0	1650	-3	↓
Хопперы-цементовозы	1000–1600	1200	0	1300	+8	↑
Платформы универсальные	1300–2200	1700	+6	1500	0	↑
Платформы фитинговые 40-футовые	1300–1800	1500	+7	1500	0	↑
Платформы фитинговые 60-футовые	1200–1800	1600	+7	1600	0	↑
Платформы фитинговые 80-футовые	1700–2000	1800	+9	1800	0	↑
Платформы-лесовозы длиной до 13,4 м	1100–1400	1300	-13	1300	-13	↓

\* Ставка для большинства сделок. \*\* Консенсус-оценка. \*\*\* Прогноз динамики рынка в среднем.

Источник: данные компаний

Следует особо отметить: само по себе стремление накрутить цену по максимуму в марте текущего года нельзя считать поводом для обвинения компаний, под управлением которых находился небольшой парк полувагонов. Это было решение, принятое, скорее, на волне паники, связанной с отправкой грузов в санкционной среде, а также из-за ситуации, сложившейся в марте на некоторых направлениях перевозок. Она отличалась повышенными рисками, связанными с введением ограничений на железных дорогах - по той или иной причине, включая форс-мажор. Впрочем, последний фактор проявлялся не столь уж часто. Просто на него на некоторых железных дорогах стремились свалить все проблемы, которые возникали на сети. Например, нехватку локомотивов и локомотивных бригад, недостаток персонала на станциях, где выросли объемы отправок небольших партий грузов и соответственно сортровок.

В целом обращает на себя внимание тот факт, что операторы столкнулись с парадоксальной ситуацией: спрос на полувагоны в целом по сети снизился, а ставки аренды при этом на споте выросли. Однако еще никогда ранее ломка логистики в РФ не достигала такой степени накала, как в марте. Если посмотреть на отправки по сети, то они напоминали броуновское движение. Исключение, конечно, составлял Восточный полигон, где сток вагонов резко увеличился, соответственно затронув стыки через Запсиб. Нагрузки на последние увеличились еще и из-за роста трафика на казахстанском направлении. При этом на полную мощность шли перевозки в адрес российских дальне восточных морских портов. А на сухопутных железнодорожных погранпереходах с КНР действовали антиковидные меры, введенные китайской стороной.

Перебои в работе российских предприятий, изменения объемов и направлений отправок грузов - все это наслылось на ремонтные окна, которые стали чаще открывать на сети по сравнению с февралем. В общем, негативные факторы сложились воедино, для того чтобы полувагоны оказались разбросанными по сети. Многие респонденты Индекса качества услуг сетовали на увеличение трудозатрат на сбор полувагонов в пулы. При этом возросло количество подсылов порожнего парка издалека.

Возникли задержки подвижного состава в российских морских портах Северо-Запада и Юга. Также из-за санкций российские вагоны стали задерживать на сопредельных с РФ железных дорогах - в Финляндии, Литве, Эстонии. При этом клиентам в марте представлялось, что в сложившейся ситуации груз было бы проще протолкнуть в ЕС по железной дороге, чем везти автотранспортом. Причем из-за увеличения оборота вагонов и их простоев увеличились и расходы железнодорожных операторов на управление парками.

В принципе, это оказалось характерным и для других направлений, где выросли порожние пробеги. Перенастройка логистики и санкционные ограничения глубоко затронули операторский бизнес. Это хорошо видно по соотношению базовых ставок аренды на споте и ставок доходности. Напомним, что на основе ставок аренды формируются прайсы на предоставление парка в договорах с клиентами, а ставки доходности рассчитываются по формуле «доход за грузеный рейс минус расходы на порожний пробег» (приводится в рамках текущего месяца, с делением на количество дней в указанном месяце). Если ставки аренды важны прежде всего для инвесторов, то ставки доходности вагонов позволяют оценить эффективность управления парком.

Первое, что бросается в глаза, - разница между двумя показателями при предоставлении полувагонов. Ставка доходности операторов в марте сложилась на уровне 2500 руб./сут. Ниже этого уровня, по расчетам, на данном этапе она быть не должна (с учетом фактических затрат на подсыл полувагонов). Тем не менее, как видим, часть операторов продолжали оказывать услуги и по ставкам, которые меньше указанной планки. Уровень базовой ставки является отражением не столько необходимости покрытия затрат операторами, сколько общей ситуации на сети. По мере стабилизации последней не исключено ее снижение. Но пока что этого не наблюдается, поскольку параллельно с базовой ставкой аренды практически пропорционально ей растет и ставка предоставления вагонов.

Весьма характерна реакция на события индекса доходности полувагона на ЭТП «Грузовые перевозки»: если в конце прошлого года он был перегрет в связи с ажиотажным спросом на отправки, то в начале года стал спускаться вниз, поскольку на данную площадку стало заходить меньше клиентов. Затем произошла рыночная коррекция вверх. И полувагон на данной площадке стало возможным получить на уровне чуть выше ставки доходности. Это в какой-то мере стало охлаждать динамику цен на споте. Однако поскольку предложение на ЭТП «Грузовые перевозки» выглядело для клиентов ограниченным по

объему и направлениям, то прирост к февралю 2022 года индекса доходности полувагона оказался довольно-таки умеренным - около 5%.

На удивление синхронно с указанным индикатором повел себя и индекс суточной ставки предоставления полувагона в технический рейс на пространстве 1520 по результатам сделок на бирже вагонов. В марте он установился на сопоставимом уровне и прирост по сравнению с февралем был весьма умеренным. Причем несмотря на оживление спроса на казахстанском направлении. Это еще раз указывает на то, что рыночный уровень цен на предоставление полувагонов зависит именно от степени пропуска сетью вагонопотоков и уровня сдерживающих факторов на имеющихся на ней узких местах для свободной передислокации порожних парков.

В марте к этому можно добавить, что поправки, вносимые в цепочки поставок российских грузоотправителей, требовали отгрузок по самым разным направлениям. А это, в свою очередь, также оказывало психологическое давление на уровень ставок аренды полувагонов на споте.

### **Что хотим зарегулировать?**

В такой ситуации некоторым участникам рынка показалось целесообразным вернуться к идее консолидации управления парками - примерно в том виде, в каком предлагал это сделать независимый эксперт в сфере железнодорожного транспорта и логистики Александр Кочуков. Сама по себе идея заслуживает обсуждения - несмотря на то, что попытки консолидировать вагонные парки предпринимались на РЖД и ранее (парки ВСП, АГ, КП). Однако, как показывает практика, это в итоге усиливало дефицит подвижного состава и снижало оперативность перемещения вагонов. Сейчас последнее обстоятельство как раз и служит проблемой.

Вряд ли в обстановке высоких рисков на сети, связанных с неопределенностью в отправлениях и внесением множества поправок на уровне суточного планирования, можно каким-то образом упорядочить движение в системе централизованного управления парками. Не очень поможет и компьютерное моделирование, и попытки создания дополнительной надстройки в диспетчеризации с помощью подключения ресурсов, которыми располагает, например, ЭТП «Грузовые перевозки». Не лучше выглядит и идея упорядочить движение парков полувагонов через повышение платы за отстой вагонов.

### **Средние ежедневные затраты на содержание и ремонт вагонного парка в феврале - апреле 2022 г., руб./сут.**

<b>Тип вагона</b>	<b>февраль</b>	<b>март</b>	<b>апрель *</b>
Полувагон	628	639	688
Крытый	504	513	554
Платформа фитинговая	587	598	647
Цементовоз	405	411	442
Зерновоз	405	411	442
Платформа универсальная	384	391	422

\* Прогноз.

Источник: данные компаний

Как ни крути, парки все равно не будут курсировать, тяготея к традиционным на сети зонам зарождения и погашения поездопотоков, а станут расползаться в стороны, поскольку между предприятиями зарождаются новые цепочки кооперации. И должно пройти время, пока эти процессы станут понятными и обретут определенную степень устойчивости. В противном случае рынок операторов может оказаться в роли боксерской груши: то вагоностроители, то перевозчик могут его подвергать ударам каждый со своей стороны. Первые - за слабый спрос на обновление парка, а второй - за профицит вагонов, усугубляющий дефицит инфраструктуры.

В обстановке турбулентности все-таки рынок эффективнее отрегулирует ставки операторов, чем попытки внедрения инструментов консолидации парка полувагонов. А другие типы подвижного состава подобным способом вообще регулировать не требуется: по ним не складывается особого роста ставок, а по некоторым - даже наблюдается их снижение.

В целом по остальным видам вагонов наблюдается баланс между ставками аренды и доходности. На те вагоны, на которые фиксируется повышенный спрос, первые лишь незначительно превышают вторые (по универсальным платформам, минераловозам). А если спрос падает, то ставки аренды на споте могут удерживаться даже ниже ставок доходности (по цистернам, зерновозам).

Умеренный рост в марте наблюдался на крытые вагоны на фоне прироста перевозок продовольствия по сети, а также некоторых специфических номенклатур. Кроме того, изменения в тарифах РЖД привели к тому, что крытые вагоны стали своего рода альтернативой контейнерам на ряде маршрутов. Как мы и предполагали, сохранился тренд на мягкий подъем ставок аренды на фитинговые платформы в связи с отправками различной техники. А вот рост ставок аренды на фитинговые платформы наблюдался, наоборот, вопреки динамике перевозок грузов в контейнерах на РЖД. В марте в этом сегменте похолодало, но, тем не менее, ставки отражали настроение участников рынка на дальнейшие перемены к лучшему, несмотря на то, что они ожидаются не раньше конца весны. По этой же причине устояли ставки аренды на зерновозы, несмотря на колоссальное падение объемов перевозок зерна на экспорт. И наоборот, несбывшиеся надежды на послабления в перевозках леса отыграли ставки на лесовозные платформы назад, причем в значительно большей степени, чем произошло снижение погрузки леса.

Остается добавить, что в марте снова увеличились затраты операторов. Основной прирост обеспечило увеличение стоимости компонентов вагонов, устанавливаемых при ремонтах. Выросли также операционные расходы за размещение парков на путях общего пользования. Но чувствительнее всего оказались для операторов лизинговые обязательства - они выросли из-за реструктуризации платежей в прошлом году (понижение уровня выплат в период низких ставок с переносом повышения на 2022-2023 гг.), а также вслед за подъемом в марте ключевой ставки Банком России. По данным лизингодателей, ими передано в финансовый и операционный лизинг порядка 500 тыс. вагонов. Причем происходило это на фоне повышения доли задержек

по платежам за предоставление вагонов клиентами и снижения погрузки как раз в отношении тех моделей подвижного состава, которые и были взяты в лизинг - с расчетом на поступление на сеть дополнительных объемов грузов.

В столь неоднозначной ситуации сложно прогнозировать поведение ставок аренды в дальнейшем. Звучат различные варианты. Одни эксперты говорят о стабилизации изменений грузовой базы к лету. Соответственно ставки пойдут вниз под давлением общесетевого профицита парка. Однако другие специалисты указывают на то, что узкие места на РЖД будут генерировать заторы. Снижение объема грузоперевозок вряд ли высвободит ресурсы инфраструктуры, поскольку сейчас на сети притормозили с открытием ремонтных окон. Значит, это станут делать активнее летом. Соответственно обстановка на сети в целом не будет способствовать снижению ставок аренды на споте. Они еще довольно долго могут удерживаться на ныне достигнутом уровне. Но могут и начать сползать вниз.

## **Не подмажешь – не поедешь**

Лубрикация позволяет уменьшить износ рельсов и гребней колёс подвижного состава

Рациональное ведение путевого хозяйства требует внедрения передовых ресурсосберегающих технологий. Особое внимание уделяется повышенному износу рельсов и гребней колёс в кривых участках пути и на стрелочных переводах. По разным оценкам, замена вырабатывающих ресурс колёс, рельсов, элементов стрелочных переводов ежегодно обходится сети дорог в миллиарды рублей.

Взаимодействие колеса и рельса является основой движения поездов по железным дорогам. Именно оно во многом определяет такие важнейшие технико-экономические показатели, как масса поездов, скорость движения и уровень эксплуатационных расходов. При этом требования к показателям взаимодействия колёс и рельсов в разных зонах контактирования противоречивы. С одной стороны, сцепление колёс с рельсами должно быть таким, чтобы обеспечивалось наименьшее сопротивление движению поезда. С другой – для реализации требуемой силы тяги необходимо поддерживать высокий и стабильный уровень сцепления локомотивных колёс с той же поверхностью. Помимо этого для предотвращения накатывания колеса на головку рельса, снижения износа гребня колеса и рабочей поверхности головки рельса, а также сопротивления движению поезда в кривых участках пути требуется максимально снизить трение между гребнем колеса и боковой поверхностью головки рельса, остряка, усовика и крестовины.

Интенсивный износ гребней колёс подвижного состава и рабочей поверхности рельсов, наблюдаемый в последние годы на железных дорогах России, является следствием многофакторного изменения в течение достаточно длительного времени условий взаимодействия колёс подвижного состава и пути, происходящего главным образом из-за роста объёма перевозок и повышения грузонапряжённости железных дорог.

В последние годы всё большее распространение получает усталостная (кумулятивная) теория износа, которая основную причину разрушения поверхностных слоёв связывает с возникновением усталостных трещин и отделением микроскопических чешуек материала или его окислов. При таком подходе процесс изнашивания рассматривается как кумулятивный, то есть суммирующий действие отдельных факторов при многократном нагружении фрикционных связей, что приводит в итоге к отделению частиц износа.

Закон изнашивания материалов выражает зависимость интенсивности изнашивания от многих факторов: силовых и кинематических характеристик; параметров, характеризующих состав, структуру и механические свойства



материалов пары трения (твёрдость, предел текучести и другие); свойств поверхностного слоя (шероховатости, жёсткости, напряжённого состояния); вида трения и смазки; климатических условий. Установлено, что под действием циклических нагрузок в металле происходят физические процессы, приводящие к ослаблению межатомных связей, которые в конечном итоге приводят к разрушению микрообъёмов поверхностей пары трения, то есть к их износу.

Существуют два основных способа уменьшения износа как результата работы сил трения. Первый – снижение абсолютных значений сил трения в зоне контакта за счёт подачи в неё смазки и, как следствие, уменьшение коэффициента трения. Второй – снижение продолжительности контакта гребней колёс и боковой поверхности рельсов.

Изучение фундаментальных закономерностей, обуславливающих характер и интенсивность износа в зоне контакта, показало, что снижение коэффициента трения наиболее эффективно влияет практически на все трибологические и силовые параметры, формируемые в зоне контакта гребней колёс и боковой грани рельса в кривых участках пути. Исследования показали, что подача смазки в зону контакта колесо – рельс снижает коэффициент трения в пять-шесть раз. При этом уменьшаются не только силы трения, но и удельный износ колёс и рельсов, что подтверждается эксплуатацией систем смазки на железных дорогах Европы, Америки, России и стран СНГ. Анализ опыта применения таких систем показал, что наличие смазки в зоне контакта колесо – рельс позволяет снизить износ и повысить срок службы рельсов и колёсных пар; снизить расход топливно-энергетических ресурсов; сократить время простоя подвижного состава в ремонте; повысить безопасность движения; уменьшить уровень шума при движении.

Оптимизация трибологической системы колесо – рельс позволяет сделать новый шаг для увеличения срока службы транспортных систем. В результате исследований и полигонных испытаний на Забайкальской железной дороге показано, что наиболее предпочтительно по многим факторам (строгое соблюдение графика нанесения смазки, отсутствие необходимости в выделении ниток в графике движения поездов, контроль за качеством нанесения смазки, более низкие затраты на обслуживание, снижение расхода смазки за проход) использовать вагон-рельсосмазыватель в составе пассажирских поездов.

Лубрикация (смазывание) является эффективным направлением в решении проблемы повышенного бокового износа рельсов и износа гребней колёс в кривых участках пути и на стрелочных переводах. Лубрикация боковых рабочих поверхностей головок рельсов и остриёв стрелочных переводов позволяет в несколько раз снизить интенсивность износа с одновременным повышением рабочего ресурса и уровня безопасности.

Как показали исследования, при использовании вагона-рельсосмазывателя, предназначенного для лубрикации рельсов, в составе поезда в кривых на участках большой протяжённости решена острая проблема повышенного износа гребней колёс локомотива и вагонов и бокового износа головки рельса. Современные смазочные материалы, вносимые в зону контакта, не только снижают износ, но и уменьшают сопротивление движению и трение между колесом и рельсом, что способствует снижению расхода топлива на тягу поездов и шумового воздействия на окружающую среду. Однако следует принять во внимание, что смазка по-разному влияет на величину износа пары трения колесо – рельс. При малых деформациях она существенно снижает износ контактирующих поверхностей, а при больших деформациях, наоборот, в несколько раз его увеличивает.



Концепция развития системы лубрикации предусматривает три направления смазывания контакта колесо – рельс: передвижными рельсосмазывателями, предназначенными для обработки боковой поверхности рельсов всего обслуживаемого участка пути; стационарными путевыми лубрикаторами для стрелочных переводов и кривых участков пути на перегонах, где нецелесообразно использовать передвижные рельсосмазыватели; гребнесмазывателями, служащими в основном для защиты гребней тех колёс эксплуатируемого подвижного состава, на которых они установлены.

На Восточно-Сибирской железной дороге лубрикация пары колесо – рельс» ведётся с 1990 года. С 1996 года на ВСЖД организована работа рельсосмазывателей. В качестве передвижных рельсосмазывателей использовались локомотивы ВЛ60К и ВЛ80Т, всего 22 единицы, 19 из которых были оборудованы на Коломенском заводе по системе ВНИТИ (научно-производственная фирма по внедрению научных и инженерно-технических инноваций. – Ред.) для работы на жидких смазках. Остальные

были оборудованы на дороге для работы на консистентной смазке.

С 1997 года на дороге вместо сертифицированных смазок типа РС-6 и РП-1 стала широко применяться отработка дизельного масла, вначале в чистом виде, а затем с добавлением графита или его заменителя. В зависимости от грузонапряжённости, сложности плана и профиля пути рельсосмазыватели обращались на участках с периодичностью от одного раза в двое суток до шести раз в сутки. Внедрение комплексной системы мер по уменьшению интенсивности износа гребней колёс и рельсов в период с 1997 по 1999 год позволило достичь положительных результатов. Однако в 2000–2001 годах, когда имелись технические решения, но изменилась система управления перевозочным процессом, при которой задачи лубрикации стали вторичными, проблема износа не замедлила обостриться. Внедряемые в то время на Восточно-Сибирской железной дороге системы лубрикации имели ряд существенных недостатков: малые скорости движения передвижных рельсосмазывателей, быстрый износ рельсосмазывающих деталей и так далее. Это же касалось качества и рельсовых смазок.

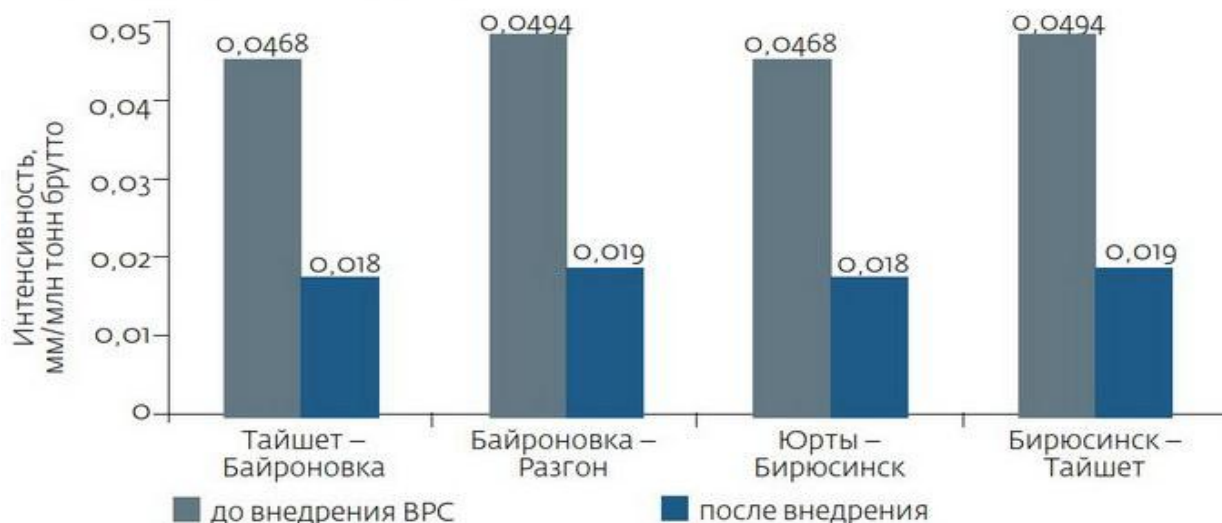
Для решения проблем по программе «Внедрение ресурсосберегающих технологий на железнодорожном транспорте» на ВСЖД выполнена поставка вагонов-рельсосмазывателей производства ЗАО «Фирма ТВЕМА» на базе вагонов Тверского вагонного завода. Вагоны предназначены для лубрикации рельсов в кривых участках пути в сцепе с пассажирскими, почтово-багажными или хозяйственными поездами (а также с отдельным локомотивом) на магистральных путях с высокой грузонапряжённостью. Вагон может эксплуатироваться в любое время года и суток при воздействии осадков в виде дождя и снега в диапазоне температур окружающего воздуха от  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Вагоны-рельсосмазыватели, обращающиеся в границах Восточно-Сибирской железной дороги и на участке Иркутск – Нерюнгри, работают на смазке МС-27, вагоны-рельсосмазыватели, обращающиеся на полигоне Новосибирск – Хабаровск, работают на смазке СР-КУМ. Обеспечена периодичность рельсосмазывания по обоим путям. Для положительного эффекта вагон-рельсосмазыватель должен проходить по участкам с интенсивным износом не менее одного-двух раз в сутки.

Оценка экономической эффективности эксплуатации вагона-рельсосмазывателя в составе пассажирского поезда проводилась на участке Тайшетской дистанции пути Восточно-Сибирской железной дороги (протяжённость участка пути составляет 153,32 км). Данная оценка основана на определении и сравнении фактических затрат по сплошной смене рельсов (боковой износ) до и после внедрения в эксплуатацию вагона-рельсосмазывателя. Установлено, что введение в эксплуатацию вагона-рельсосмазывателя значительно сокращает фактические затраты по

сплошной замене рельсов, так как уменьшается интенсивность износа рельсов (см. рис. 1).

**Рис. 1. Интенсивность бокового износа рельсов в кривых радиусом 350 м и менее до и после внедрения вагона-рельсосмазывателя**



Исходя из вышесказанного, можно сделать следующий вывод: внедрение вагона-рельсосмазывателя на участке пути ВСЖД значительно сократило фактические затраты, так как снизился расход электроэнергии на тягу поездов, а также уменьшился износ гребней колёс подвижного состава и боковой износ рельсов. Таким образом, лубрикация является одним из самых эффективных способов снижения интенсивности износа рельсов и колёс подвижного состава.

*По материалам X Международной научно-практической конференции «Транспортная инфраструктура Сибирского региона»*

# РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОВЫШАЮТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РЕЛЬСОВ

ФЕДЧЕНКО Ю.И., ОАО «Российские железные дороги», первый заместитель начальника Куйбышевской дирекции инфраструктуры



Начиная с 2016 г. количество дефектных рельсов на полигоне Куйбышевской дирекции инфраструктуры удалось снизить на 24 %, что на 31.12.2020 составило 1272 шт., или 31,8 км (рис. 1). Однако к 2020 г. количество дефектов 46 и 11 увеличилось на 739 шт.

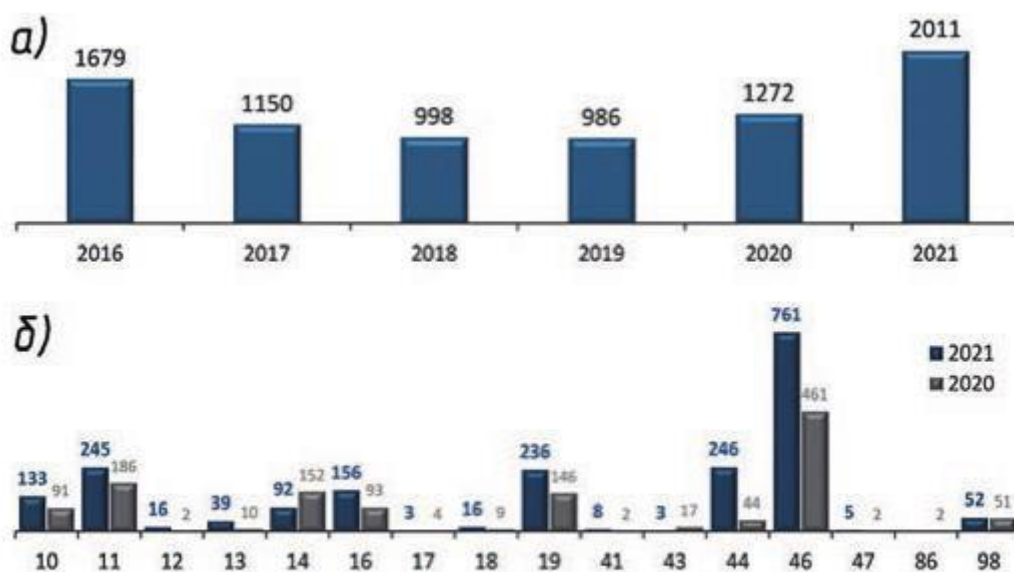


Рис. 1. Количество дефектных рельсов, лежащих в пути:  
а — с 2016 по 2021 г.; б — на 31.12.2021 (по видам)

Из средств лубрикации, обеспечивающих сокращение эксплуатационных расходов и снижение потребления топливно-энергетических ресурсов, на Куйбышевской дороге используются шесть вагонов-рельсосмазывателей, пять локомотивов-рельсосмазывателей и автомотриса АДМ-1 АГРС.

Вагоны-рельсосмазыватели работают в составах пассажирских поездов на полигонах четырех железных дорог: Северо-Кавказской, Приволжской,

Московской, Куйбышевской. Они обслуживают участки: Самара-Кисловодск, Тольятти-Москва, Самара-Уфа, Рузаевка-Ульяновск-Уфа.

На участках Уфа-Кропачево и Уфа-Белорецк работают вагоны-рельсосмазыватели Челябинского РЦДМ, а на участках Ульяновск-Сызрань и Сызрань-Жигулевское море-Самара - вагоны-рельсосмазыватели Нижегородского РЦДМ.

Также на полигоне дороги работают передвижные рельсосмазыватели на базе локомотивов. С мая 2018 г. на Сызранском узле вместо локомотива-рельсосмазывателя внедрен рельсосмазыватель на базе специального самоходного подвижного состава АДМ-1 АГРС, находящийся на балансе Куйбышевской дирекции по эксплуатации путевых машин и обслуживающий следующие участки: Сызрань I-Новоспасское, Сызрань I-Возрождение, Сызрань I-Барыш.

Все перечисленные выше передвижные средства выполняют задание по периодической лубрикации рельсов на полигоне дороги, рассчитанной в соответствии с технологией ВНИИЖТа (Распоряжение ОАО «РЖД» от 10.03.2005 № ЦТ 16/1) и методикой планирования и нормирования смазочных материалов для лубрикации (Распоряжение ОАО «РЖД» от 20.01.2012 № 81р).

Показателем эффективности лубрикации является интенсивность износа головки рельсов (рис. 2). Так, за 12 мес 2021 г. она не превысила в контрольных кривых установленные Управлением пути и сооружений нормативы (показаны синим цветом), хотя и увеличилась по сравнению с уровнем 2020 г.



Рис. 2. Интенсивность бокового износа головки рельса, мм/млн т груза брутто, на участках работы вагонов-рельсосмазывателей на полигоне Куйбышевской дороги

Рост интенсивности износа головки рельсов обусловлен уменьшением количества фактических поездов локомотивов и вагонов-

рельсосмазывателей, число которых сократилось с 2021 г. на 17 поездов (в 2020 г. - 264, 2021 г. - 247).

В связи с тем что количество и периодичность курсирования пассажирских поездов оптимизируются, увеличивается число несогласованных прицепок вагонов-рельсосмазывателей в составы поездов, что, в свою очередь, влечет за собой невыполнение норматива по лубрикации рельсов (норматив периодичности работы передвижными рельсосмазывателями на главном ходу составляет один раз в сутки, а на более грузонапряженных участках, таких как Москва- Самара-Уфа-Кропачево, - два раза в сутки).

Это обусловлено следующими причинами:

малое количество составов для согласования в них работы вагонов-рельсосмазывателей;

одни и те же составы пассажирских поездов для согласования работы вагонов-рельсосмазывателей разных РЦДМ;

двойная маневровая работа на станциях прицепки-отцепки;

движение пассажирских поездов по полной схеме; отсутствие приоритета при организации работы вагонов-рельсосмазывателей в поездах формирования ОАО «ФПК».

Для повышения эксплуатационных показателей рельсов применяется также шлифовка. Работа рельсошлифовального поезда (РШП) на полигоне дирекции выполняется в соответствии с объемами, установленными дополнительными соглашениями к договору. Это позволяет ежегодно добиваться снижения количества дефектов 14.

Как видно из рис. 3, шлифовка рельсов РШП в 2016- 2017 гг. в объемах более 2000 км проходов позволила максимально снизить их дефектность.



Рис. 3. Выполнение работ по шлифовке рельсов РШП, км проходов, (а) и наличие дефектов 10, 11, 14, 19, 41, 46, шт. (б) в период с 2017 по 2022 г.

Следует также отметить, что в 2017-2021 гг. впервые было выделено отдельное финансирование шлифовки рельсов на участках ремонтов 1-3-го уровней в объеме 360 км проходов, что, безусловно, позволит увеличить срок эксплуатации рельсов, уложенных во время ремонтов.

В период с 2017 по 2021 г. на полигоне Куйбышевской дирекции выполнена наплавка дефектных и пред-дефектных рельсовых концов, а также крестовин и элементов стрелочных переводов (рис. 4). В результате удалось снизить количество дефектных рельсов и элементов стрелочных переводов и не допустить их дальнейшего роста.





Рис. 4. Кривые зависимости наличия дефектных рельсов от объема выполненных работ, шт., (а) и объемы работ по наплавке, шт., (б) с 2017 по 2022 г.

На 2022 г. запланированы следующие основные мероприятия по повышению эксплуатационных показателей рельсов: шлифовка рельсов РШП - 1678 км проходов;

наплавка крестовин и элементов стрелочных переводов - 450 крестовин;

алюминотермитная сварка - 2800 стыков;

пробег вагонов-рельсосмазывателей - 830913 км;

переукладка рельсов - 33,15 км нити;

одиночная смена рельсов - 4843 шт.;

оздоровление пути - 401,9 км (КРН\* - 141,6 км; КРС\*\* - 63,1 км; РС\*\*\* - 113 км).

\*\*\*

КРН\* - капитальный ремонт с применением новых материалов (ремонт 1-го уровня).

КРС\*\* - капитальный ремонт с применением старогонных материалов (ремонт 2-го уровня).

РС\*\*\* - сплошная замена рельсов новыми, сопровождаемая работами в объемах среднего ремонта (ремонт 3-го уровня).

П. В. Харламов

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ МОДИФИКАТОРОВ ТРЕНИЯ К ФРИКЦИОННЫМ ПОВЕРХНОСТЯМ ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО КОНТАКТА «КОЛЕСО – РЕЛЬС»

**Аннотация.** Предлагается способ модифицирования рабочих поверхностей с нанесением на поверхности трения твердых плакирующих фрикционных материалов или плакирующих антифрикционных материалов на открытые узлы трения. Данный способ особенно актуален для контакта «гребень колеса – головка рельса», где необходимо снизить трение между гребнем колеса и боковой поверхностью головки рельса для предотвращения вкатывания колеса на головку рельса, а также сопротивления движению поезда в кривых, где сложные условия эксплуатации тягового подвижного состава. От надежности работы и долговечности вышеназванных узлов трения зависит безопасность и эффективность эксплуатации железнодорожного подвижного состава.

**Ключевые слова:** коэффициент трения, привод подачи, модификатор трения, ленточная пружина, усилие прижатия.

**Для цитирования:** Харламов, П. В. Проектирование системы подачи модификаторов трения к фрикционным поверхностям трибологического контакта «колесо – рельс» / П. В. Харламов // Вестник РГУПС. – 2021. – № 2. – С. 58–66. DOI: 10.46973/0201-727X\_2021\_2\_58.

Надежность различных видов транспорта во многом обусловлена процессами трения и изнашивания, протекающими во фрикционных подсистемах машин. В настоящее время большие затраты в промышленно-развитых странах идут на устранение этих проблем [1–3].

Одним из способов, применяемых для устранения ранее озвученных явлений, является модифицирование поверхностей трения фрикционного узла. Предлагается способ модифицирования рабочих поверхностей с нанесением на поверхности трения твердых плакирующих фрикционных материалов (ПФМ) или плакирующих антифрикционных материалов (ПФМ) на открытые узлы трения. Данный способ особенно актуален для контакта гребня колеса о головку рельса, где необходимо снизить трение между гребнем колеса и боковой поверхностью головки рельса для предотвращения вкатывания колеса на головку рельса, а также снизить сопротивление движению подвижного состава в кривых. От надежности работы вышеуказанных трибосопряжений зависят как эффективность, так и безопасность эксплуатации железнодорожного подвижного состава [2–4].

Условия реализации процесса плакирования поверхностей трения определяются управляемым параметром  $P$  (давлением стержня модификатора трения на необходимую фрикционную поверхность колеса). В настоящее время используется консервативный привод в виде цилиндрической пружины сжатия. Характеристика такой пружины представлена на рисунке 1.

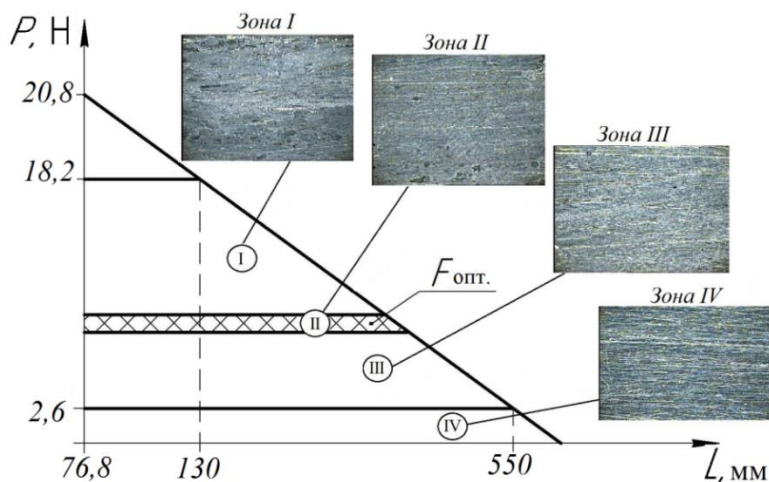
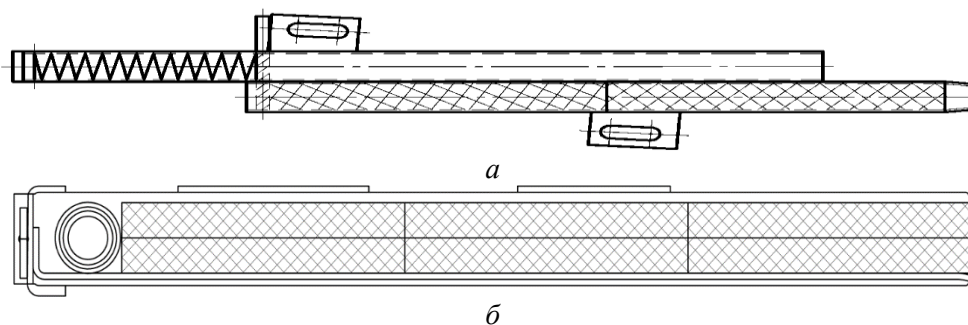


Рис. 1. Зависимость усилия подачи брикета модификатора трения от деформации пружины

Как следует из рисунка 1, давление  $F$  в данном приводе меняется от 20,8 до 2,6 Н, где в зоне I посредством увеличенного давления происходит замазливание рабочей поверхности, при этом рабочее оптимальное ( $F_{\text{опт.}}$ ) в зоне II занимает не более 3–5 % от общего ресурса разовой заправки привода ГРС. Данное положение не только резко снижает эффективность работы привода, но и создает условия в зоне миграции смазочного материала на тяговую поверхность колеса в случае применения несертифицированных пластичных или жидких смазочных материалов [2, 5–7].

При масляном голодании (зона III) наблюдается режим граничного трения и рост интенсивности изнашивания, в зоне IV представлен металл без нанесения смазочного материала. С целью повышения эффективности технологии ГРС-РАПС были проведены работы по оптимизации параметров консервативного привода ГРС. В частности, был разработан консервативный привод в виде витой цилиндрической пружины из стальной ленты.

Схемы приводов представлены на рисунке 2.



**Рис. 2. Схемы приводов ГРС:**

*a* – схема ГРС 40.01 до модификации; *б* – схема ГРС 20.08 после модификации

Для дальнейшего развития технологий ротопринтно-контактной лубрикации представляет научный и практический интерес системный подход к анализу трибосопряжения колесо-рельс с целью разработки экологически безопасных гребнесмазывателей стержневого типа, содержащих фрактальные структуры, предназначенные для работы в открытых тяжело нагруженных узлах трения, обеспечивающих точную дозировку нужного количества и качества стержневых модификаторов трения для контакта гребня колеса с рельсом, устойчиво воспринимающих динамические нагрузки, сохраняющие работоспособность в широком диапазоне температур и имеющие существенные преимущества перед форсуночными.

Системный подход к анализу фрикционных систем изложен в работе [8], а к анализу технологических процессов – в работе [9]. По мнению основателя общей теории систем Людвига фон Берталянди, суть системного подхода заключается в следующем: если целое, т.е. объект испытания, требуется разделить на части, из которых оно составлено, следовательно, его можно сложить или восстанавливать из тех же частей.

Структуру трибосистемы определяют рядом ее элементов  $A = \{a_1, a_2, a_3\}$ ;  $n$  – число элементов; соответствующие свойства элементов  $B = \{B(a_i)\}$ ; связи элементов, определяемых как соотношение между ними  $C = \{C(a_i, a_j)\}$ . Структура системы представляет собой множество  $\varphi = \{A, B, C\}$ .

Каждая трибосистема может быть отделена гипотетической оболочкой (или контрольной поверхностью). Связи между системой и окружением, пересекаемые оболочкой, делят на входы  $\{X\}$ , выходы  $\{Y\}$  и потери  $\{Z\}$ . Преобразование  $\{T\}$  входов и выходов описывают математическими уравнениями, физическими аналогами или другими величинами. Для описания динамического функционального поведения и структурного поведения системы применяют методы «сечения черного ящика или «отрыва» системы.

При эксплуатации трибосистемы «колесо – рельс» с использованием гребнесмазывателей на контактирующих поверхностях могут формироваться многослойные пленки из фрактальных кластеров и их лигандных оболочек в результате физической или химической адсорбции фрактальных структур. В контакте трибосистемы «колесо – рельс» многослойные пленки непрерывно разрушаются и восстанавливаются, то есть создаются условия для реализации нормального процесса износа контактирующих элементов трибосистемы.

При рассмотрении трибосистемы в плоскости материалов, на которой адсорбированы многослойные пленки при разрушении фрактальных структур, если считать, что масса переносимого вещества  $a$  с колеса на рельс, формирующаяся в результате плакирования на рельсе из массы лигандных оболочек  $a_1$  и фрактальных кластеров  $a_2$ , то есть  $a = a_1 + a_2$ , то уравнение баланса массы вещества  $a$  в элементе  $f$  можно представить следующим образом:

$$\sum m_j^a = \sum_c m_j^{ca_1} - \sum_b m_j^{a_1b} + \sum_q m_j^{qa_2} - \sum_f m_j^{a_2f}$$

при  $a_1 = b$ ,  $a_2 = f$ ,  $a = a_1 - b + a_2 - f$ ,

где  $\sum_c m_j^{ca_1}$  – поток массы вещества  $c$  лигандных оболочек, которые путем физической адсорбции

или химической реакции превращаются в материал  $a_1$  в элементе  $j$  на поверхности рельса,  $c$ ;

$\sum_q m_j^{qa_2}$  – поток массы вещества  $q$  фрактальных кластеров, которые путем физической адсорбции или

химической реакции превращаются в материал  $a_2$  в элементе  $j$  на поверхности рельса,  $c$ ;

$\sum_b m_j^{a_1b}$  – поток массы вещества  $b$ , который отделяется от материала покрытия  $a_1$  в элементе  $j$  в результате износа и выносятся из зоны трения,  $c$ ;

$\sum_f m_j^{a_2f}$  – поток массы вещества  $f$ , который отделяется от материала покрытия  $a_2$  в элементе  $j$  в результате износа и выносятся из зоны трения,  $c$ .

Потери материала  $b$  и  $f$  восстанавливаются ротапринтным нанесением антифрикционного покрытия на колесо. Уравнение баланса массы вещества  $a$  в элементе  $f$  справедливо для нормальных процессов износа покрытий, наносимых ротапринтным методом на колесо и рельс.

Механоактивированные химические взаимодействия, протекающие при качении железнодорожного колеса по рельсу, формируют третье тело, свойства которого определяют параметры фрикционного взаимодействия в этой трибосистеме. Термодинамика и кинетика процессов образования граничных пленок определяется величиной диссипированной в узле трения механической энергии.

В монографии [8] на основании термодинамики необратимых процессов И. Пригожина [10, 11] через диссипативную функцию получены выражения, позволяющие произвести оценку энергетики несамопроизвольных процессов, инициируемых трением скольжения (1) и качения (2):

$$A = -\frac{\mu N_A N S_a \sigma_{ef}}{\omega S} = -\frac{\mu N_A}{\omega} P S_a \sigma_{ef}, \quad (1)$$

$$A = -\frac{\lambda N_A N S_a \sigma_{ef}}{R \omega S} = -\frac{\lambda N_A}{R \omega} P S_a \sigma_{ef}, \quad (2)$$

где  $A$  – величины химического сродства;  $\mu$  и  $\lambda$  – коэффициенты трения скольжения и качения;  $N_A$  – число Авогадро;  $N$  – реакция опоры;  $S$  – номинальная площадь контакта трущихся тел;  $S_a$  – площадь пятна фактического контакта атома или молекулы;  $\sigma_{ef}$  – эффективный поперечник столкновения шероховатостей, зависящий от величины  $R_a$ ;  $\omega$  – доля номинальной площади, которая вступает в фактический контакт;  $R$  – радиус колеса локомотива;  $P = N/S$  – давление на номинальных поверхностях контакта трущихся тел.

Проведена оценка величины  $A$  в паре трения скольжения «гребень колеса – боковая поверхность рельса». Давление  $P$  принято равным 9 атм.  $\approx 9 \cdot 10^5$  Па;  $S_a = 5 \text{ \AA}^2 = 5 \cdot 10^{-20} \text{ м}^2$ , что примерно соответствует площади фактического контакта атома или молекулы;  $\sigma_{ef}$  принят равным  $10^{-6}$  м [12], что соответствует шлифованию. Считали, что пятна контакта составляли 0,01 номинальной площади, или  $\omega = 0,01$  [13]. Коэффициент трения  $\mu$  принят равным 0,25. Подстановка этих значений в формулу (1) дает для величины  $A$  значение  $-6,7 \cdot 10^5$  Дж/моль. Эта очень большая величина, которая объясняет

возможность протекания различных трибоактивированных реакций, описанных, например, в монографии [8–9].

Аналогично оценена величина  $A$  в паре трения «колесо-рельс». Приняты следующие величины, необходимые для расчета: нагрузка на ось 216 кН [14], откуда давление  $P$  равно  $7,71 \cdot 10^8$  Па,  $S_a = 5 \text{ \AA}^2 = 5 \cdot 10^{-20} \text{ м}^2$ ;  $\sigma_{ef} = 10^{-6} \text{ м}$  [12], пятна контакта составляют 0,01 номинальной площади, или  $\omega = 0,01$  [13], коэффициент трения качения  $\lambda$  равен  $2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$  [11]. Подстановка этих значений в формулу (2) дает  $-4,8 \cdot 10^5 \text{ Дж/моль}$ .

Сравним полученные значения  $A$  с величинами изменения стандартного изобарного потенциала  $\Delta G^0$  некоторых процессов (таблица). Величина  $\Delta G^0$  позволяет установить принципиальную возможность протекания химических реакций.

**Изменение стандартного изобарного потенциала некоторых реакций [14]**

Реакция	Изменение стандартного изобарного потенциала $\Delta G^0$ , кДж/моль
$\text{Al} + \text{O}_2 + 1/2\text{H}_2 \rightarrow \text{AlO}(\text{OH})$ (бемит)	-910,7
$\text{Al} + \text{O}_2 + 1/2\text{H}_2 \rightarrow \text{AlO}(\text{OH})$ (диаспор)	-923,5
$\text{Al} + 3/2\text{O}_2 + 3/2\text{H}_2 \rightarrow \text{Al}(\text{OH})_3$ (гиббсит)	-1157,0
$2\text{Al} + 3/2\text{O}_2 \rightarrow \text{Al}_2\text{O}_3$ (корунд)	-1582,0
$2\text{Al} + \text{Fe}_2\text{O}_3 \rightarrow \text{Al}_2\text{O}_3 + 2\text{Fe}$	-841,7
$2\text{Al} + 3\text{FeO} \rightarrow \text{Al}_2\text{O}_3 + 3\text{Fe}$	-1377,7
$4\text{Al} + 3\text{C} \rightarrow \text{Al}_4\text{C}_3$	-196,0

Из полученных оценок энергетики самопроизвольных процессов, инициируемых трением, и величин изобарно-изотермических потенциалов образования некоторых соединений алюминия видно, что механической энергии, диссипируемой в контакте «колесо – рельс», достаточно для того, чтобы активировать различные реакции с участием алюминия. В то же время, чем меньше величина  $\Delta G^0$ , тем энергетически выгоднее образование данного соединения.

Рассмотрим возможные химические реакции, протекающие с участием модификатора трения – в виде алюминия:

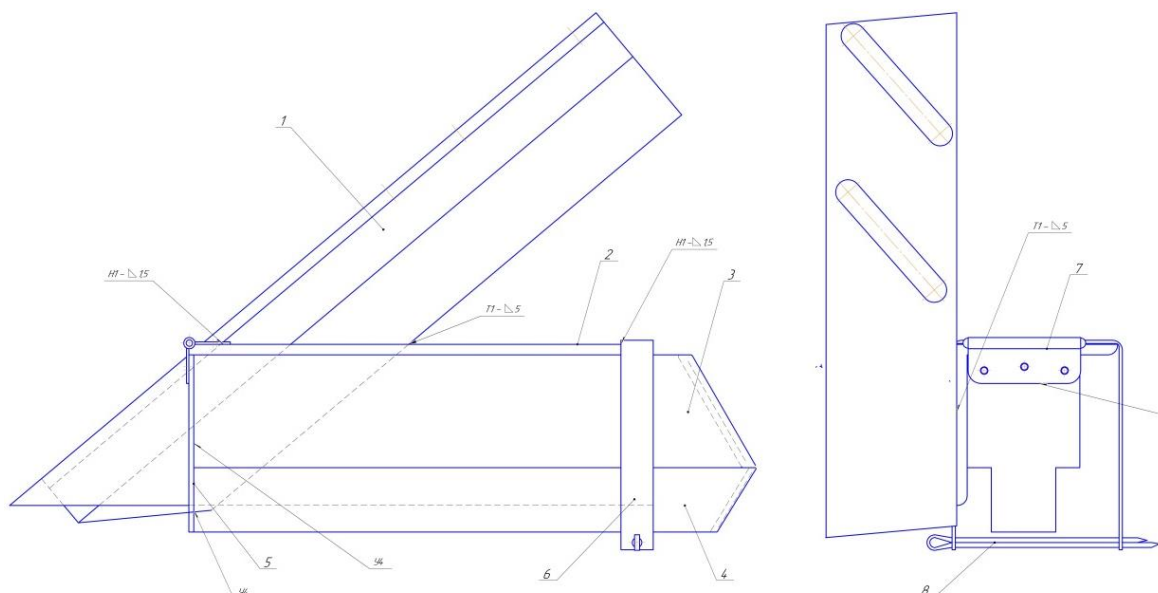
1 Зона контакта колеса с рельсом зачастую загрязнена продуктами органической природы (листья, остатки смазочных материалов, трава), попадающими на поверхность катания из окружающей среды. Подавляющее большинство органических соединений выполняет роль смазки, что приводит к уменьшению сцепления колеса с рельсом и проскальзыванию. При трибоактивации на поверхности катания органические молекулы подвергаются деструкции, в результате которой образуется углерод, также обладающий антифрикционными свойствами. Из таблицы видно, что диссипируемой при контакте колеса и рельса энергии достаточно для активации реакции взаимодействия алюминия с углеродом, в результате которой образуется карбид алюминия, имеющий твердость 8 по шкале Мооса. Таким образом, вещества, снижающие коэффициент трения (органические загрязнения), заменяются на абразивный материал, повышающий сцепление колеса и рельса. Применение алюминия в качестве модификатора трения позволит очистить поверхность катания от органических загрязнений, что предотвратит проскальзывание в трибосопряжении.

2 Поверхности стальных тел всегда покрыты оксидными пленками. За счет плохой адгезии к поверхности оксиды снижают силы зацепления между колесом и рельсом. Применение модификатора трения алюминия, как видно из таблицы, позволяет удалять с поверхности загрязнения неорганической природы – оксиды железа. Реакции между металлическим алюминием и оксидами железа, судя по их энергетике, могут быть активированы в системе «колесо – рельс». Продуктом таких реакций является оксид алюминия – корунд, имеющий твердость 9 по шкале Мооса. За счет высокой твердости корунд будет обеспечивать повышение сил сцепления колеса с рельсом. Таким образом, при трибоактивации в системе «колесо – рельс» в присутствии модификатора трения – металлического алюминия, будет происходить очистка поверхностей трения за счет химической реакции между алюминием и поверхностными оксидами железа.

3 Помимо очистки поверхностей трения в результате окисления алюминия будет образовываться корунд, так как его образование является наиболее термодинамически выгодным. Так как процесс окисления металлов – гетерогенная реакция, протекающая на границе контакта металл-кислород,

при окислении тонких пленок алюминия, намазанного на поверхность катания колеса, образуются ультра- и нанодисперсные оксиды. Так как размеры оксида алюминия сопоставимы с размером шероховатостей, то их образование позволит обеспечить сцепление контактирующих поверхностей, но не приведет к абразивному износу колес и рельсов.

Предлагается конструкция для подачи модификаторов трения к рабочим поверхностям колеса, представленная на рисунке 3.



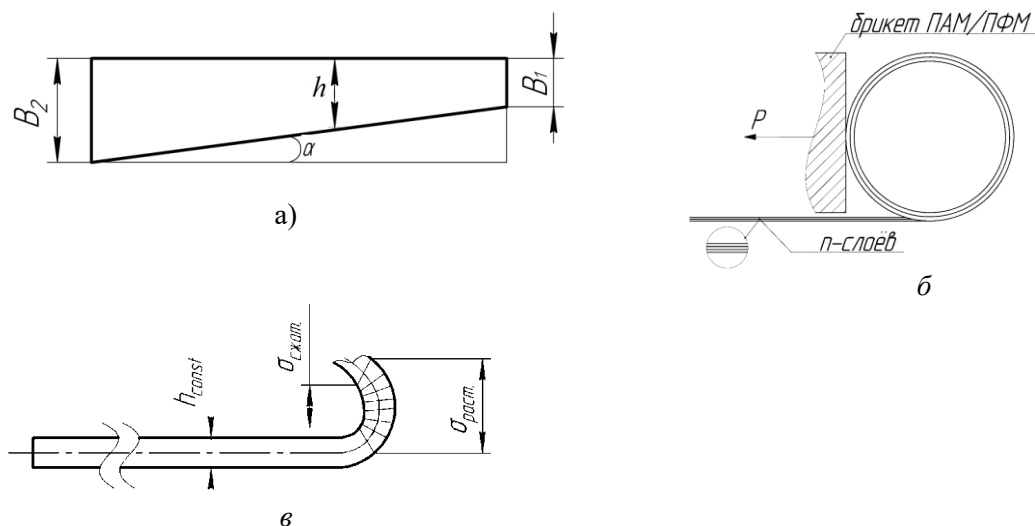
**Рис. 3. Конструкция устройства для комбинированной подачи модификатора трения:**  
 1 – направляющая, 2 – лафет, 3 – корпус большой, 4 – корпус малый, 5 – крышка, 6 – скоба,  
 7 – петля, 8 – шплинт

Техническим результатом предлагаемой конструкции является обеспечение возможности варьирования силы прижатия плакирующего антифрикционного материала (ПАМ) или плакирующего фрикционного материала (ПФМ) в виде стержня к поверхности трения, обеспечение независимого сочетания размеров радиуса пружины и толщины стальной ленты (сечения заготовки для пружины), а также обеспечить надежность и долговечность привода.

Технический результат достигается за счёт применения  $n$ -слойной плоской спиральной пружины с переменным сечением  $l$  (рис. 4, а). Пружина изготавливается из нескольких пластин переменного сечения, где число слоев и толщина устанавливается в зависимости от требуемой величины усилия прижатия и обеспечения условий надёжности и долговечности (рис. 4, б). Кроме этого, в ряде случаев для надёжной работы лубризатора при высоких уровнях усилия прижатия имеются ограничения толщины ленты пружины с точки зрения появления остаточных деформаций в пружине.

$N$ -слойная плоская спиральная пружина позволяет варьировать усилие прижатия стержня модификатора к поверхности трения (рис. 4, б), в зависимости от условий эксплуатации, например, при различных значениях температуры окружающей среды меняются физико-механические свойства ПАМ или ПФМ, его твердость, вязкость, износостойкость (интенсивность изнашивания) и соответственно величина подаваемого в зону трения материала.

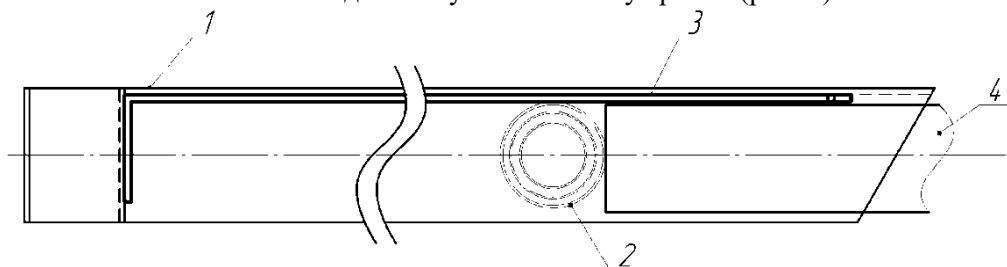
Применение  $n$ -слойной плоской спиральной пружины позволяет обеспечить надежность и долговечность консервативного привода, создавая необходимое усилие при обеспечении условий минимального размера радиуса пружины, обеспечивающего отсутствие напряжений сжатий и растяжений, превышающих номинальный уровень. Сила величины прижатия брикета ПАМ или ПФМ зависит от площади сечения стальной ленты  $S_i$  (заготовки для пружины – рис. 4, а). Радиус деформирования пружины при её изготовлении ограничивается зависимостью между напряжениями, возникающими во внешних сечениях стальной ленты (при заданной толщине  $h_{const}$  заготовки для пружины) и напряжениями сжатия, возникающими во внутренних сечениях стальной ленты (заготовки для пружины) (рис. 4, в), при наличии габаритных ограничений для величины радиуса ее деформации.



**Рис. 4.  $n$ -слойная плоская спиральная пружина переменного сечения**

Данный способ разработан для модифицирования рабочих поверхностей открытых узлов трения, например, для смазывания зон контакта колеса с рельсом, а именно, контакта гребня колеса с боковой поверхностью головки рельса и поверхности круга катания колеса с поверхностью головки рельса. Реализация предлагаемого способа осуществляется на базе контактно-ротапринтного смазывания или модифицирования поверхностей трения открытых узлов. В качестве привода используется консервативный (пружинный) привод, рабочим органом которого является  $n$ -слойная плоская спиральная пружина.

Решение данной технической задачи достигается тем, что на железнодорожный подвижной состав устанавливается устройство для плакирования поверхности контакта гребня колеса с боковой поверхностью головки рельса и поверхности круга катания колеса с поверхностью головки рельса ПАМ или ПФМ с постоянным усилием прижатия данных материалов к поверхности трения колеса. При этом возможно варьирование усилия прижатия путем установки дополнительных слоёв спиральной пружины. Устройство состоит из корпуса 1 (рисунок 5), закрепленного на железнодорожном подвижном составе. В корпусе находится приводная плоская спиральная пружина, отличающаяся тем, что для обеспечения возможности варьирования величиной силы прижатия, обеспечения любого сочетания радиуса пружины и толщины стальной ленты (сечения заготовки для изготовления пружины) при постоянном усилии прижатия брикета ПАМ или ПФМ к поверхностям трения колеса. Привод устройства выполнен в виде  $n$ -слойной плоской спиральной пружины 2, закрепленной на конце выдвижной направляющей пластины 3, установленной в корпусе (рисунок 5). Процесс плакирования поверхностей трения осуществляется путем прижатия пружиной 2 материалов ПАМ или ПФМ 4 к поверхности трения (рис. 5). Зарядка устройства новыми брикетами ПАМ или ПФМ осуществляется путем выдвижения пластины 3 с пружиной 2, укладкой в корпус 1 новых брикетов 4, после чего направляющая пластина 3 устанавливается обратно в корпус 1, пружина 2 при этом взводится раскручиваясь, тем самым прижимая брикеты ПАМ или ПФМ 4 с заданным усилием в зону трения (рис. 5).



**Рис. 5. Схема устройства для нанесения ПАМ или ПФМ в сборе**

Постоянство рабочего усилия  $P$  обеспечивается путем компенсации уменьшения радиуса  $R$  от  $R_1$  до  $R_2$  за счет снижения угловой жесткости пластины (рис. 3).

Угол  $\alpha$  (рисунок 4, а) определяется из выражения:

$$\alpha = \arctg \frac{[2HR_1 - (n + 2\Delta)]}{2HR_1},$$

где  $R_1$  – начальный радиус пружины.

Способ модифицирования рабочих поверхностей контакта колеса с рельсом заключается в нанесении на рабочие поверхности гребней колес железнодорожного подвижного состава ПАМ или ПФМ, отличающийся тем, что в корпусе устройства находится  $n$ -слойная плоская спиральная пружина переменного сечения  $l$ , которая позволяет обеспечить возможность варьирования величины силы прижатия брикета ПАМ или ПФМ к поверхностям гребня и бандажа колеса путём увеличения или уменьшения количества слоёв пружины.

### **Выводы**

Разработка нового привода, позволило обеспечить постоянство оптимального прижимающего усилия стержня модификатора к фрикционным поверхностям колеса.

В результате оптимизации оборудования для металлоплакирования рабочей поверхности колеса локомотива, предложен компактный и эффективный привод подачи. Обеспечен оптимальный расход фрикционного модификатора стержневого типа в течении рабочего цикла, что исключает возможность передозирования плакирующего материала в зоне фрикционного взаимодействия.

Увеличен не менее чем в 3 раза объем заправочного бункера применяемого привода подачи, путем оптимизации привода и использования в нём ленточной пружины переменного сечения, изменены геометрические параметры оборудования с целью увеличения полезного объема.

Для развития технологий ротопринтно-контактной нанесения модификаторов трения перспективным является системный подход к анализу трибосопряжения «колесо-рельс» с целью разработки экологически безопасных модификаторов стержневого типа, содержащих фрактальные структуры, обеспечивающих точную дозировку нужного количества и качества твердых смазочных материалов в контакте гребня колеса с рельсом.

### **Список литературы**

- 1 **Шаповалов, В. В.** Актуальные задачи современной триботехники и пути их решения / В. В. Шаповалов, А. Сладковский, А. Ч. Эркенов // Известия высших учебных заведений (сер. Машиностроение). – 2015. – № 1. – С. 64–75.
- 2 **Shapovalov, V.** Application of tribology theoretical bases for working out of resource-saving systems on railway transportation / V. Shapovalov, A. Lubyagov, P. Kharlamov // Transport Problems. 2017. – Т. 12. – № 2. – С. 137–146. DOI: 10.20858/tp.2017.12.2.13.
- 3 Патент РФ № 2740465 МПК В61К 3/02 (2006.01) «Способ термометаллоплакирования стальных поверхностей трения» / В. В. Шаповалов, П. В. Харламов [и др.]. – № 2740465; 14.01.2021. Заявка № 2019145543 от 30.12.2019.
- 4 **Kolesnikov, V. I.** Friction, Wear, and Monitoring of Heavily Loaded Tribosystems: An Innovative Approach to Studying the Processes / V. I. Kolesnikov, A. L. Ozyabkin, E. S. Novikov // Journal of Friction and Wear, 2019. – P. 292–302. DOI: 10.3103/S1068366619040056.
- 5 **Shapovalov, V.** Application of methods physical and mathematical modeling for a research of nonlinear mechanical systems on the example of the rolling stock / V. Shapovalov, P. Kharlamov, A. Oziabkin, S. Gorin, V. Zinovev, R. Kornienko, A. Mihajluk //

### **Reference**

- 1 **Shapovalov, V. V.** Actual problems of modern tribotechnics and ways to solve them / V. V. Shapovalov, A. Sladkovsky, A. Ch. Erkenov // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii (ser. Mashinostroenie). – 2015. – No. 1. – P. 64–75.
- 2 **Shapovalov, V.** Application of tribology theoretical bases for working out of resource-saving systems on railway transportation / V. Shapovalov, A. Lubyagov, P. Kharlamov // Transport Problems. 2017. – Т. 12. – № 2. – С. 137–146. DOI: 10.20858/tp.2017.12.2.13.
- 3 Pat. of the Russian Federation No. 2740465 IPC B61K 3/02 (2006.01) "Method of thermometalloplakirovaniya of steel friction surfaces" / V. V. Shapovalov, P. V. Kharlamov [et al.]. – No. 2740465; 14.01.2021. Application no. 2019145543 dated 30.12.2019.
- 4 **Kolesnikov, V. I.** Friction, Wear, and Monitoring of Heavily Loaded Tribosystems: An Innovative Approach to Studying the Processes / V. I. Kolesnikov, A. L. Ozyabkin, E. S. Novikov // Journal of Friction and Wear, 2019. – P. 292–302. DOI: 10.3103/S1068366619040056.
- 5 **Shapovalov, V.** Application of methods physical and mathematical modeling for a research of nonlinear mechanical systems on the example of the rolling stock / V. Shapovalov, P. Kharlamov, A. Oziabkin, S. Gorin, V. Zinovev, R. Kornienko, A.



# ЭКВИВАЛЕНТНАЯ КОНУСНОСТЬ КОЛЕСНЫХ ПАР И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И БОКОВОЙ ИЗНОС ГРЕБНЕЙ КОЛЕС И РЕЛЬСОВ

**Аннотация.** В последние годы с увеличением скоростей движения поездов механизм взаимодействия колеса и рельса усложнился. Параметром оценки этого взаимодействия стала эквивалентная конусность. Эквивалентная конусность определяет безопасность движения и динамическую устойчивость подвижного состава. Ее учет предотвращает сильные автоколебания, а также снижает стоимость эксплуатации за счет уменьшения бокового износа рельсов и гребней колес. Математическая модель (ВЭИП) использует метод гармонической линеаризации, позволяя рассчитать эквивалентную конусность для сертификационных испытаний и оптимизации взаимодействия колеса и рельса.

**Ключевые слова:** эквивалентная конусность, боковой износ гребней и рельсов, безопасность движения.

**ГРИШАН А.А.,** ОАО «Российские железные дороги», начальник службы по организации скоростного и высокоскоростного движения поездов ЦДИ,

**ЛЕВИНЗОН М.А.,** ООО «Испытательный центр взаимодействия экипажа и пути железных дорог» (ООО «ИЦ ВЭИП»), докт. техн. наук,

**ХАРИТОНОВ Б.В.,** ООО «ИЦ ВЭИП», канд. техн. наук,

**ЗАМУХОВСКИЙ А.В.,** Российский университет транспорта (МИИТ), канд. техн. наук, **ЛУКА З.С.,** ООО «ИЦ ВЭИП», инженер

УДК 625.03.1:625.03.3

В последние годы у нас в стране и за рубежом параметр «эквивалентная конусность» оказался в центре внимания исследователей взаимодействия подвижного состава и пути. Дело в том, что применение на железнодорожном транспорте конических колес и возвышения наружного рельса в кривых позволяет только частично компенсировать проблемы вписывания тележки в криволинейные участки пути, так как у типовых тележек отсутствует независимое вращение колес относительно осей для компенсации разности расстояний, проходимых колесами по наружной и внутренней рельсовым нитям. Кроме этого, современные тележки не имеют механизма самоустановки осей для компенсации направляющего усилия, что также негативно отражается на проследовании подвижным составом криволинейных элементов железнодорожной трассы.

При взаимодействии пути и движущегося экипажа возникают силы, под воздействием которых могут изменяться углы поворота колесной пары (углы набегания), поперечное отжатие и поворот рельсов, что может повлиять на численное значение эквивалентной конусности.

С современной точки зрения эквивалентная конусность является виртуальным параметром, определяемым отношением разности кругов катания колес по наружному и внутреннему рельсам кривых к величине поперечного смещения

центра масс колесной пары. В соответствии с европейским стандартом [1] для нелинейных профилей длину волны виляния колесных пар можно оценить интегрированием функции разности радиусов качения колес в зависимости от бокового смещения колесной пары. Другими словами, эквивалентная конусность - это конусность идеальной колесной пары с коническими колесами, длина волны виляния которой, оцененная в соответствии с теорией Клингеля, совпадает с оценкой длины волны виляния колесной пары с реальным профилем. Методика расчета эквивалентной конусности в стандарте не нормируется, необходимо только, чтобы тестовые результаты ее применения совпадали с тестовыми примерами, приведенными в стандарте.

Если обратиться к российской реальности, то непосредственное применение термина «конусность» к железнодорожной колесной паре представляется некорректным, так как в машиностроении конусность относится только к одиночной детали конической формы и определяется как отношение диаметра в основании конуса к высоте конуса. Но даже идеальная колесная пара состоит не из одной детали, а из пары конусов. Поэтому при введении показателя, аналогичного англоязычному «equivalent conicity», в российскую нормативную базу необходимо будет решить эту проблему и, возможно, использовать вместо конусности другой, применяемый в отечественной литературе для этого показателя термин, - «коничность». Поскольку этот вопрос пока не решен, в данной статье будем пользоваться термином «эквивалентная конусность».

В результате исследований взаимодействия подвижного состава и пути, проведенных за последние годы, установлено, что эквивалентная конусность зависит не только от конструктивных особенностей экипажа и рельсовой колеи, но и от условий взаимодействия и износа элементов (срока их службы). Более того, величина эквивалентной конусности непосредственно влияет на износ рельсов и колес.

В связи с этим эквивалентная конусность оказалась параметром, в значительной степени определяющим как безопасность движения, связанную с предотвращением интенсивных автоколебаний виляния вагонов, так и экономическую эффективность работы транспорта за счет существенного влияния на износ взаимодействующих элементов в системе «колесо - рельс». Снижение величины эквивалентной конусности приводит к повышению безопасности движения в прямых и пологих кривых, а увеличение - к уменьшению интенсивности образования бокового износа рельсов и гребней колес в кривых среднего и малого радиусов.

Рассмотрим эти утверждения на конкретных примерах.

В конце XX в. для лучшего вписывания локомотивов в кривые малого радиуса на сложных перевальных участках был разработан профиль колеса ДМеТИ, применение которого позволило снизить боковой износ гребней колес локомотивов почти в два раза [2], а, следовательно, и существенно уменьшить износ рельсов. Основная особенность данного профиля заключалась в увеличении эквивалентной конусности колес почти вдвое - с 0,05 до примерно

0,1, что подтверждает сильное влияние этого показателя на степень износа колес и рельсов.

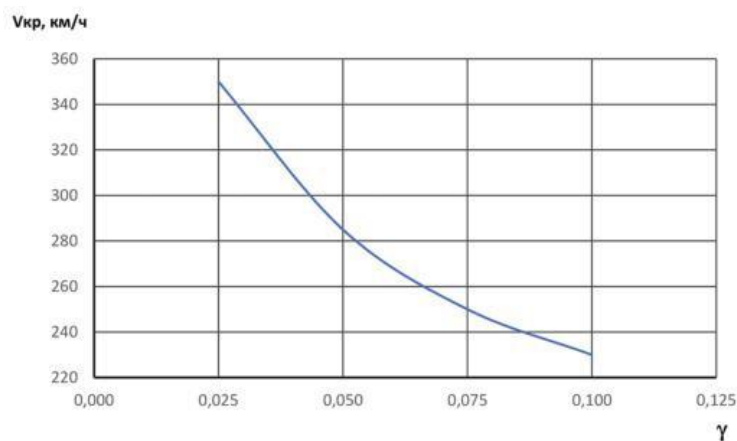


Рис. 1. Зависимость критической скорости локомотива от эквивалентной конусности колес  $\gamma$

установленные для устойчивого движения экипажа при несущественном изменении скорости. В целях изучения влияния эквивалентной конусности на безопасность движения одним из авторов данной статьи было проведено теоретическое исследование и анализ устойчивости движения макетного образца высокоскоростного локомотива на базе тепловоза ТЭП80 [3]. Результаты опытов по влиянию эквивалентной конусности колес на критическую скорость тепловоза ТЭП80 приведены на рис. 1. Как видим, при эквивалентной конусности 0,025 критическая скорость достигает 350 км/ч, при 0,050 она уменьшается до 280 км/ч, т. е. на 25 %, а при 0,100 - до 230 км/ч, т. е. на 20 %.

Еще одним примером, доказывающим влияние эквивалентной конусности на устойчивость движения экипажа в рельсовой колее, может служить исследование причин схода порожних грузовых вагонов, проводившееся в 2001 г. [4]. В начале 2000-х гг. на железных дорогах Российской Федерации резко повысилось число сходов порожних грузовых вагонов в составе поездов. При изучении проблемы выяснилось, что сходы происходили на определенных перегонах при входе в кривые среднего радиуса из прямой на скоростях более 60 км/ч. При этом состояние пути на участках сходов, а также сошедшего подвижного состава было либо хорошим, либо отличным. Чтобы разобраться в происходящем, организовали специальные пункты наблюдения за поведением грузовых вагонов при приеме грузовых поездов на станции. Наблюдение позволило установить, что некоторые вагоны в составе поездов движутся, испытывая интенсивные колебания виляния, на основании чего возникла гипотеза, что сходам подвержены именно эти вагоны. Для определения причин подобного неустойчивого движения были проведены специальные экспериментальные исследования с одним из выявленных вагонов. Было установлено, что порожний вагон, находясь в хорошем техническом состоянии, действительно подвержен интенсивным колебаниям виляния при входе в кривую из прямой и в этот момент буквально находится на грани схода. При

Основная проблема безопасности движения высокоскоростного транспорта заключается в обеспечении устойчивости движения подвижного состава. Возникновение в системе автоколебаний приводит к интенсивному росту сил взаимодействия экипажа и пути, причем иногда эти силы возрастают в несколько раз, значительно превышая допустимые значения,

измерении профиля колес вагона выяснилось, что их эквивалентная конусность существенно превышает 0,1 при типовом значении 0,05.

Порядок определения эквивалентной конусности изложен в европейском стандарте EN 15302 [1]. В этом документе значится, что на данный параметр влияют следующие факторы:

форма профилей колес и рельсов;

ширина колеи;

величина поперечного смещения колесной пары в колее, зависящая от скорости движения подвижного состава.

Рассмотрим это утверждение подробнее. Для определенного сочетания профилей колес и рельсов при известной ширине колеи можно построить зависимость разности радиусов колес  $[\Delta r]$  в точках контакта на левом и правом рельсе как функцию от поперечного смещения колесной пары при движении вдоль колеи (рис. 2).

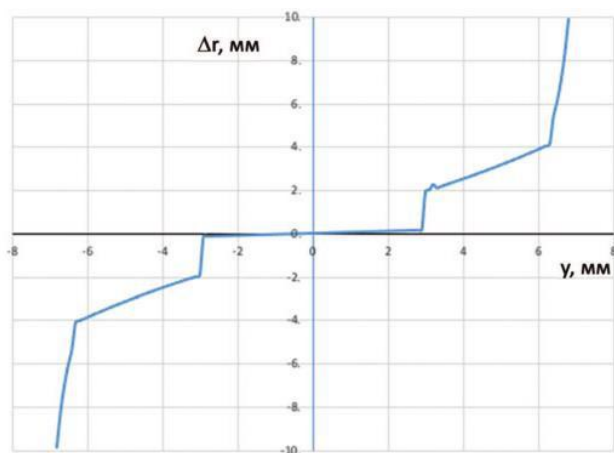


Рис. 2. Зависимость  $\Delta r$  от поперечного смещения колесной пары  $y$

Эквивалентную конусность можно определить на этом графике на интервале  $2y(\max)$  как половину угла наклона аппроксимирующей в этом интервале прямой, определенной по методу наименьших квадратов. Угол наклона аппроксимирующей прямой определяется по формуле

$$a = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta r_i y_i}{\sum_{i=1}^N y_i^2},$$

где  $y_i$  — поперечное смещение колесной пары;  
 $i = 1, \dots, N$  — номер точки на интервале от  $y_1 = 0$ ,  $y_N = y_{\max}$ ;  
 $\Delta r_i$  — разность радиусов колес в точках контакта при смещении колесной пары  $y_i$ .

Тогда эквивалентная конусность определяется как

$$\gamma = \frac{a}{2}.$$

Зависимость эквивалентной конусности  $[\gamma]$  от величины интервала колебаний поперечных смещений колесной пары  $y(\max)$  (амплитуда виляния идеальной колесной пары с коническими колесами) приведена на рис. 3.

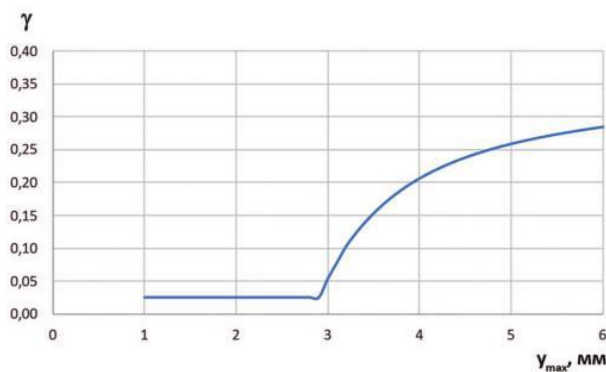


Рис. 3. Зависимость эквивалентной конусности  $\gamma$  от интервала поперечных смещений колесной пары

На рис. 3 мы видим, что эквивалентная конусность может изменяться в зависимости от  $y(\max)$  почти в 6 раз от 0,05 при  $y(\max) < 2,9$  мм до 0,285 при  $y(\max) > 6$  мм.

Таким образом, для корректного определения эквивалентной конусности необходимо найти значение  $y(\max)$  интервала колебаний колесной пары. Для этого могут использоваться математические

модели взаимодействия пути и подвижного состава при колебаниях виляния. Например, в работе [7] приведен анализ неголономной системы при качении колесной пары с использованием эквивалентной конусности (под другим названием). Затем этот показатель применялся во многих научных трудах, исследующих вписывание экипажа в кривую, например в работе [8].

Модель взаимодействия экипажа и пути ВЭИП [9] позволяет оценить величину поперечного смещения колесной пары при движении поездов в реальных условиях эксплуатации, которая может быть использована для оценки корректного значения эквивалентной конусности колесных пар. Расчет может быть выполнен для конкретных эксплуатационных условий (скорость движения, ширина колеи, радиус кривой, возвышение наружного рельса, профили колеса и рельса на данном участке). Алгоритм расчета в данном случае может быть следующим: вначале следует определить эквивалентную конусность в соответствии с европейским стандартом EN 15302 [1], задавшись рекомендованным значением смещения колесной пары. В результате будет получена уточненная величина поперечного смещения колесной пары, после чего итерационный процесс может быть продолжен до достижения необходимой точности при определении эквивалентной конусности.

Эквивалентная конусность для реальных профилей колес должна корректно определяться и нормироваться при сертификационных испытаниях с учетом эксплуатационных условий как в прямых и пологих кривых участках пути, так и в крутых кривых. Данный подход уже применяется в Европе - в стандарте [6] прямо указана необходимость проводить сертификационные испытания подвижного состава при максимально возможном значении эквивалентной конусности, которая практически в 10 раз превышает конусность нового колеса при движении по прямой по новому рельсу.

У нас в стране эквивалентная конусность не нормируется, но в типовой программе и методике испытаний [5] указывается, что «6.3. Для оценки стабильности состояния экипажной части дополнительно проводятся испытания подвижного состава при максимальных износах бандажей колесных пар, износах деталей и изменении параметров ходовой части, полученных в эксплуатационных условиях после пробега, соответствующего пробегу до первого планового ремонта, с подъемкой кузова и выкаткой тележек, а также до максимально допускаемых величин в соответствии с действующими нормативами». Такой подход необходим для оценки влияния изменения эквивалентной конусности в ходе эксплуатации.

## **Выводы**

Анализ исследований и технических решений доказывает, что эквивалентная конусность существенно влияет как на боковой износ рельсов и гребней колес при ее увеличении, так и на устойчивость движения экипажей при ее снижении, что непосредственно отражается на безопасности движения поездов, комфорте пассажиров и расходах на текущее содержание пути.

Эквивалентная конусность должна корректно определяться и нормироваться как при проведении сертификационных испытаний, так и при эксплуатации

подвижного состава. При этом следует использовать не только идеальные теоретические данные, как в европейском стандарте EN 15302, но и фактические параметры конкретного участка, такие как:

скорость движения поездов;

план пути;

возвышение наружного рельса;

геометрические неровности пути в плане и по уровню;

тип подвижного состава и осевая нагрузка, количество вагонов и вид тяги;

трибологическое состояние поверхностей катания;

величина подуклонки рельсов;

профиль колес и рельсов с учетом износа;

обточка колес и шлифовка рельсов.

Математическая модель взаимодействия экипажа и пути ВЭИП позволяет корректно определять максимальное поперечное смещение колесных пар  $y(\max)$  при заданном значении эквивалентной конусности  $[\gamma](n)$  и функцию  $[\gamma](k) = f(y(\max))$  - уточненную эквивалентную конусность при различных условиях эксплуатации подвижного состава и рельсовой колеи. Затем расчет можно повторить при  $y(n) = y(k)$ . Этот процесс последовательных приближений следует продолжать до тех пор, пока уточненное значение эквивалентной конусности не сравняется с начальным значением на данной итерации. Применение такого метода позволит учесть влияние на эквивалентную конусность указанных выше параметров взаимодействия.

## ДВОЙНОЙ РОЛИКОВЫЙ РЕЛЬСОВЫЙ ЗАХВАТ

Автор: ЭРГАШЕВ У.Э.

**ЭРГАШЕВ У.Э., АО «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта», НЦ «Путевая инфраструктура и вопросы взаимодействия колесо-рельс», аспирант**



Современный этап развития путевого хозяйства характеризуется использованием прогрессивных ресурсосберегающих технологий ремонта и технического обслуживания пути, применением высокопроизводительных путевых машин, внедрением эффективных конструкций пути, к числу которых относится бесстыковой путь. Обеспечение нормальной работы бесстыкового пути и безопасности движения поездов по нему начинается с укладки рельсовых плетей. Существующая конструкция пути, способы его укладки и эксплуатации еще во многом могут быть усовершенствованы с целью дальнейшего повышения его эффективности [1, 2].

При смене и укладке рельсовых плетей на железных дорогах стран СНГ наиболее часто используют конструкцию типа «салазок» [3] и тележки, разработанные в МИИТе [4]. Менее широко применяют навесное приспособление к укладочному крану инженера К.Г. Арутюняна [5].

Основные тенденции совершенствования технологии укладки плетей на железных дорогах стран Европы связаны с использованием различных по конструкции рельсовых захватов [6, 7], устанавливаемых на манипуляторы путевых дрезин или на стрелы экскаваторов (кранов) на совмещенном ходу [8, 9, 10].

Приспособления, применяемые для укладки плетей бесстыкового пути на различных зарубежных дорогах, имеют ряд особенностей, связанных со спецификой конструкций приспособлений и верхнего строения пути, поэтому не могут быть использованы на железных дорогах Узбекистана.

В условиях подготовки путевого хозяйства АО «Узбекистон темир йуллари» к использованию конструкции бесстыкового пути с плетями длиной до блока участка и до перегона необходимы технологии укладки плетей обеспечивающие максимальную производительность в короткие технологические «окна». В связи с этим требуется создание новых конструкций, обеспечивающих эффективную укладку плетей, высокую износостойкость узлов конструкции и их ремонтпригодность, высокую производительность в сочетании с минимальным

применением машин тяжелого типа, возможность использования на пути с любыми типами скреплений (с подкладками и без них).

Для значительного расширения технологических возможностей при комплексной механизации перекладки рельсовых нитей, в том числе со стыковыми накладками, без их демонтажа была предложена конструкция роликового рельсового захвата, имеющего две системы фиксации рельса: первая - для удержания за головку, вторая (дополнительная) - за подошву.

Для подведения роликов второй системы фиксации под подошву рельса, лежащего на шпалах, необходимо приподнять рельс на достаточную высоту. Для первичного подъема рельсов применяется механизм захвата и удержания рельса за головку. Расположенные под подошвой рельса ролики имеют зону опирания значительно больше, чем при захвате за головку, вследствие чего напряжения в зоне контакта ролика и рельса ниже, что обеспечивает повышение сроков службы роликов.

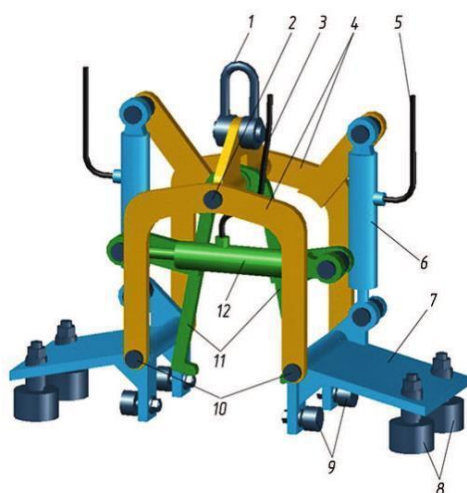


Рис. 1. Двойной роликовый рельсовый захват (обе системы захвата рельсов находятся в нерабочем положении): 1 — вертлюг; 2, 10 — оси; 3 — шланг для подключения гидроцилиндра первой системы фиксации рельса к гидросистеме грузоподъемного механизма; 4 — П-образные скобы; 5 — шланг для подключения гидроцилиндра второй системы фиксации рельса к гидросистеме грузоподъемного механизма; 6 — гидроцилиндр второй системы; 7 — рычаги второй системы; 8 — опорные ролики; 9 — противокантовочные ролики; 11 — рычаги первой системы; 12 — гидроцилиндр первой системы

Конструкция предлагаемого двойного роликового рельсового захвата представлена на рис. 1. Предлагаемое устройство предназначено для подъема и удержания рельса в поднятом положении с последующим его перемещением поперек пути с помощью грузоподъемного механизма, на стреле (манипуляторе) которого и размещен рельсовый захват.

Двойной роликовый рельсовый захват содержит вертлюг 1 для закрепления захвата на стреле (манипуляторе) грузоподъемного механизма. Вертлюг 1 сочленен с жесткой продольной основной осью 2 захвата, на которой шарнирно размещены первая система фиксации поднимаемого рельса и П-образные скобы 4 второй системы захвата. В нижней части П-образных скоб 4 установлены оси 10 для шарнирного крепления второй системы фиксации. Первая система фиксации (выделена на рисунке зеленым цветом) имеет два рычага 11 с выступами в нижней части для размещения их под головкой рельса и гидроцилиндр 12. Вторая система фиксации (выделена голубым) имеет два рычага 7, на которых расположены по два опорных ролика 8 для удержания рельса в поднятом положении за подошву. Кроме того, вторая система имеет группу противокантовочных роликов 9 для предотвращения раскантовки рельса (поворота вокруг его продольной оси). Для перевода первой и второй систем в рабочие положения и обратно на рычагах 7 и 11 установлены гидроцилиндры 6 и 12 (в случае применения грузоподъемных механизмов с пневматической системой рабочих органов гидроцилиндры заменяют на пневмоцилиндры). Для работы гидроцилиндров 6 и 12 (пневмоцилиндров) захват с помощью шлангов 5 и 3 подключают к гидросистеме (пневмосистеме) грузоподъемного механизма.



Принцип работы двойного роликового рельсового захвата заключается в следующем. Захват с помощью вертлюга 1 закрепляют на стреле (манипуляторе) грузоподъемного механизма, подключают шланги 3 и 5 к гидросистеме грузоподъемного механизма. Грузоподъемный механизм размещает захват в нерабочем положении (см. рис. 1) над головкой поднимаемого рельса. При этом рельс должен располагаться между П-образными скобами 4. Захват опускают до уровня, при котором выступы рычагов 11 находятся ниже головки рельса. С помощью гидроцилиндра 12 рычаги 11 фиксируют головку рельса (рис. 2). Грузоподъемный механизм поднимает захват с рельсом на высоту, достаточную для подведения роликов 8 под подошву рельса. С помощью гидроцилиндров 6 рычаги 7 подводят ролики 8 под подошву. После этого с помощью гидроцилиндра 12 рычаги 11 первой системы фиксации переводят в нерабочее положение, освобождая головку рельса. Теперь рельс удерживается в поднятом положении только второй системой фиксации с опиранием подошвы на ролики 8. Захват готов к выполнению своих технологических функций (рис. 3). При движении грузоподъемного механизма вдоль пути осуществляется последовательный сдвиг плети в проектное положение на всем ее протяжении.

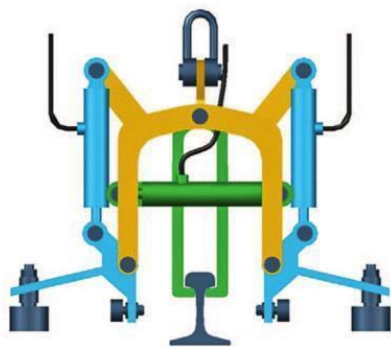


Рис. 2. Фиксация рельса за головку

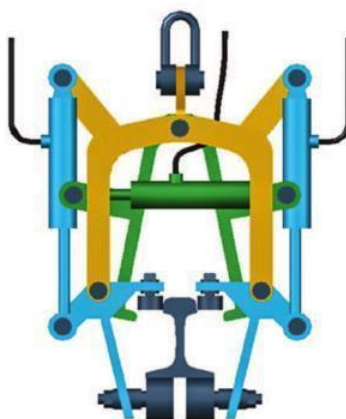


Рис. 3. Фиксация рельса за подошву

Предложенная конструкция двойного роликового рельсового захвата состоит из деталей несложных в изготовлении или хорошо освоенных промышленностью. Захват легко монтируется на грузоподъемном механизме и прост в эксплуатации. Использование двойного роликового рельсового захвата при смене инвентарных рельсов на плети позволяет:

сократить продолжительность работ; обеспечить закрепление плетей при одинаковой температуре по всей длине, что гарантирует высокий уровень безопасности при эксплуатации бесстыкового пути;

максимально сократить долю ручного труда при укладке плетей;

исключить поломки анкеров промежуточных скреплений, влекущие трудоемкие работы по замене железобетонной шпалы.

## **ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЙ ЛУБРИКАЦИИ РЕЛЬСОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ВНЕШНЕГО ШУМА ТЕПЛОВОЗА**

На примере секции тепловоза 2ТЭ116 специалистами АО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ») были проведены сравнительные испытания технологий лубрикации головок рельсов с целью определения их эффективности по боковому воздействию на путь и снижению уровня внешнего шума тепловоза.

**В.С. КОССОВ**, д-р техн. наук, профессор, генеральный директор,

**Ю.А. ПАНИН**, канд. техн. наук, заведующий отделом динамики,

**А.В. ТРИФОНОВ**, канд. техн. наук, заместитель заведующего отделом динамики,

**А.С. ПОНОМАРЁВ**, заведующий лабораторией отдела динамики,

**А.Ю. ПАНИН**, инженер I категории отдела сертификации, АО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава»

Железнодорожный транспорт - одна из важнейших частей транспортной системы Российской Федерации, ее экономический, политический и социальный маркер. Однако грузовые перевозки являются особым источником шумового воздействия на людей, проживающих вблизи участков с железнодорожным сообщением, и одним из основных источников шума можно назвать локомотив, ведущий состав в режиме тяги.

В настоящее время на территории России действуют несколько документов, устанавливающих нормативные значения уровня внешнего шума от локомотивов.

Так, согласно ГОСТ Р 50951-96 [1], максимальный уровень внешнего шума (звука) не должен превышать:

\* 87 дБА для вновь проектируемых магистральных тепловозов при движении со скоростью, равной 2/3 от конструкционной, при реализации 2/3 номинальной мощности;

\* 78 дБА для маневровых тепловозов.

Для электровозов, согласно ГОСТ Р 55364-2012 [2], предельно допустимый уровень внешнего шума при движении со скоростью, равной 2/3 от конструкционной, в режиме тяги с реализацией 2/3 тяговой мощности на расстоянии 25 м от оси пути не должен превышать:

\* 84 дБА при движении по бесстыковому пути;

\* 87 дБА при движении по звеньевому пути.

Так как границы жилой застройки нередко находятся на расстоянии 100 м от железнодорожных путей, а иногда и ближе, то такие высокие значения уровней внешнего шума от проходящего поблизости железнодорожного подвижного состава являются некомфортными для человеческого уха, что ухудшает качество жизни, особенно в ночное время.

Согласно СанПиН 1.2.3685-21 [3], шум как физический фактор, воздействующий на среду обитания человека, подразделяется на постоянный (разность между наибольшим и наименьшим значениями уровня звука за время измерения не превышает 5 дБА) и непостоянный (разность между наибольшим и наименьшим значениями уровня звука за время измерения превышает 5 дБА). На основании этого очевидно, что внешний шум от проходящего мимо железнодорожного подвижного состава относится к категории непостоянного шума. Такой вид шума при оценке его воздействия на селитебную территорию, в соответствии с СанПиН [3], имеет нормативные значения, представленные в табл. 1.

Таблица 1

**Нормируемые значения шума на селитебной территории [3]**

Время суток	Эквивалентные уровни звука, дБА	Максимальные уровни звука, дБА
С 7 до 23 ч	55	70
С 23 до 7 ч	45	60

Проблема шумозагрязненности городской среды обозначена в Указе Президента Российской Федерации о национальных целях развития на период до 2030 г. [4] в части, касающейся создания комфортной и безопасной среды для жизни. В п. 6.2 Экологической стратегии ОАО «РЖД» [5] предусмотрены целевые ориентиры компании в области защиты от шума.

Согласно этому документу, одним из целевых ориентиров ОАО «РЖД» в области защиты от шума является снижение уровня шумового воздействия на окружающую среду.

Этого можно достичь благодаря таким мероприятиям, как:

- \* проведение исследований и составление шумовых карт в населенных пунктах, на основании которых можно будет ранжировать риски шумового воздействия и разрабатывать первоочередные мероприятия по их устранению;
- \* работы по рельсошлифованию, обточке бандажей колес, смазыванию рельса;
- \* укладка упругих рельсовых скреплений;
- \* укладка бесстыкового пути;
- \* замена чугунных тормозных колодок композитными;
- \* оснащение лабораторий центров охраны окружающей среды дополнительным оборудованием для контроля шума;
- \* установка шумозащитных экранов;
- \* лесонасаждение;
- \* разработка и внедрение новых нормативов, направленных на нормирование и снижение уровня шума;
- \* разработка и внедрение новых технологий, способствующих снижению уровня шума;

\* модернизация подвижного состава.

Снизить уровень внешнего шума от локомотива при минимальном финансировании возможно применением технологии комбинированной лубрикации головок рельсов (рис. 1) в кривых участках пути на селитебной территории городских агломераций.

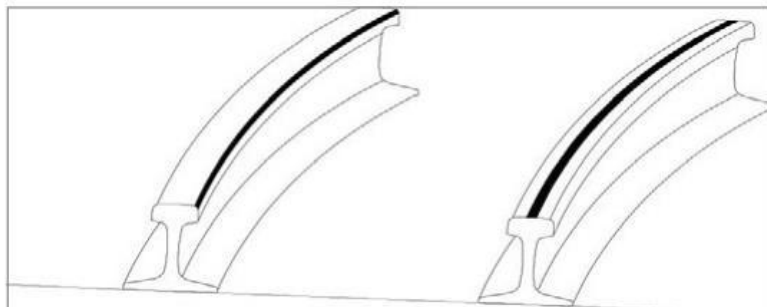


Рис. 1. Смазанная боковая грань головки наружного рельса и поверхность катания головки внутреннего рельса в кривой (технология комбинированной лубрикации рельсов)

Эта технология в 2001 г. была подробно изучена доктором технических наук, профессором В.С. Коссовым и обоснована как наиболее эффективная с позиции снижения бокового воздействия на путь подвижным составом, снижения износов гребней колес подвижного состава и

рельсов в кривых участках пути [6].

Технология комбинированной лубрикации головок рельсов в кривых участках пути включает в себя использование двух видов смазочных материалов. Первый из них - это лубрикант, наносимый на боковую грань головки наружного рельса в кривой, имеющий очень низкий коэффициент трения, колеблющийся в диапазоне от 0,05 до 0,25, а второй - это модификатор трения, обеспечивающий коэффициент трения в диапазоне от 0,18 до 0,25, наносимый на поверхность катания головок рельсов [7].

Основная задача лубриканта - снижение трения в зоне контакта гребня колеса с боковой гранью наружного рельса в кривом участке пути. Стабилизация сил трения на поверхности катания в указанном диапазоне является задачей модификатора трения. Значения коэффициента трения в диапазоне от 0,18 до 0,25 выбраны по условиям обеспечения торможения и тяги.

Этот диапазон несколько ниже возможных значений коэффициента трения на поверхностях катания головок рельсов в реальных условиях эксплуатации, но гарантирует тягу локомотива без срыва в боксование колесных пар и его торможение без увеличения тормозного пути. При этом польза от снижения дополнительного сопротивления движению поезда заметно выше, чем на несмазанных участках пути, что способствует экономии энергоресурсов локомотива на тягу поездов до 13 % [8].

Множество зарубежных источников приводят сведения о пользе лубрикации рельсов в борьбе с внешним шумом подвижного состава [9]. Эффективность лубрикации подтверждается результатами различных исследований, например снижением максимального уровня внешнего шума до 22,3 дБА.

В 2021 г. специалистами АО «ВНИКТИ» проведены сравнительные испытания, целью которых было сравнение эффективности различных технологий лубрикации головок рельсов с точки зрения снижения бокового воздействия на путь и снижения уровня внешнего шума в кривом участке пути радиусом 300 м.

Испытательный поезд состоял из тепловоза 2ТЭ116, порожней и грузовой платформ и вагона-лаборатории.

Ввиду отсутствия в Российской Федерации модификаторов трения отечественных производителей в испытаниях АО «ВНИКТИ» были задействованы смазочные материалы компании Whitmore (США): модификатор трения TOR Armor для нанесения на поверхность катания головок рельсов и лубрикант RailArmor M EP All Season для нанесения на боковую грань головки рельса, дистрибьютором которых в России является ООО «ЮНИТЭК». В дальнейшем запланирована локализация производства таких смазочных материалов на территории Российской Федерации.

В ходе испытаний были реализованы следующие варианты трибологического состояния контактных поверхностей головок рельсов:

\* вариант 1 - смазочный материал на рельсы не нанесен (сухой рельс);

\* вариант 2 - лубрикант нанесен только на боковую грань головки наружного рельса;

\* вариант 3 - лубрикант нанесен только на боковую грань головки наружного рельса, на поверхность катания внутреннего рельса нанесен модификатор трения.

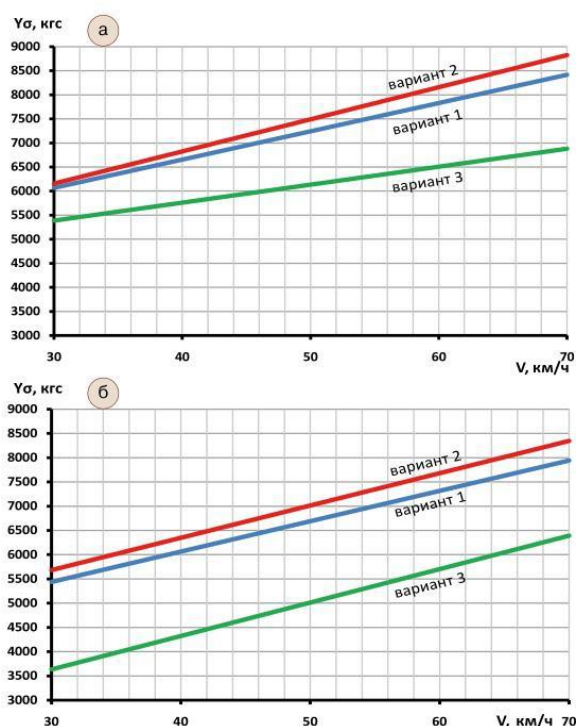


Рис. 2. Зависимость величины боковых сил от трибологического состояния контактных поверхностей между колесами и рельсами грузового тепловоза 2ТЭ116:  
а — в режиме тяги; б — при выбеге

По полученным максимальным значениям боковых сил секции тепловоза 2ТЭ116 при движении в кривой радиусом 300 м при различных вариантах трибологического состояния контактных поверхностей головок рельсов построены сравнительные графики максимального воздействия на путь колесных пар секций тепловоза в режиме тяги и выбега (рис. 2).

Из представленных графиков следует, что относительно исходного варианта 1 изменение коэффициентов трения в зоне контакта поверхностей колес подвижного состава и рельсов, в соответствии с рассматриваемыми вариантами трибологического состояния контактных поверхностей в зоне контакта колес и рельсов, приводит к изменениям боковых сил при скорости движения 30 км/ч, когда наблюдается установка колесных пар в тележке в положение наибольшего перекоса, а также при скорости движения 70 км/ч, когда реализуется свободная установка колесных пар в тележке (табл. 2).

Таблица 2

**Изменение боковых сил при различных вариантах трибологического состояния контактных поверхностей головок рельсов в режимах тяги и выбега**

Вариант трибологического состояния	Режим тяги		Режим выбега	
	30 км/ч	70 км/ч	30 км/ч	70 км/ч
2	+1,5 %	+4,8 %	+4,5 %	+5,1 %
3	-11,2 %	-18,3 %	-33,2 %	-19,5 %

Из анализа полученных результатов испытаний по исследованию влияния трибологического состояния контактных поверхностей в зоне контакта колес и рельсов на взаимодействие грузового тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги и выбега следует, что:

- \* понижение коэффициента трения в контакте между гребнем набегающего колеса с боковой гранью наружного рельса (вариант 2) увеличивает боковые силы;
- \* понижение коэффициента трения на боковой грани наружного рельса с применением модификатора трения на поверхности катания внутреннего рельса способствует уменьшению боковых сил (вариант 3).

По графикам (см. рис. 2) видно, что из трех рассмотренных вариантов трибологического состояния между колесами и рельсами наиболее эффективным по боковому воздействию на путь для тепловоза 2ТЭ116 в режиме тяги и выбега является вариант 3, т.е. технология комбинированной лубрикации рельсов.

Максимальные уровни внешнего шума в зависимости от трибологического состояния в зоне контакта колес и рельсов для секций тепловоза 2ТЭ116 представлены в табл. 3.

Таблица 3

**Максимальные уровни внешнего шума от секции локомотива 2ТЭ116**

Вариант трибологического состояния	Скорость движения, км/ч	Среднее значение внешнего шума по результатам трех замеров, дБА	Снижение внешнего шума по сравнению с сухим рельсом, дБА
1	30	88,8	–
	70	89,1	–
2	30	79,6	9,2
	70	87,2	1,9
3	30	72,9	15,9
	70	88,2	0,9
3 после прохода 2000 осей подвижного состава	30	76,2	12,6
	70	84,1	5

В результате проведенных АО «ВНИКТИ» исследований по влиянию различных технологий лубрикации зон контактов головок рельсов железнодорожной колеи была выявлена оптимальная технология лубрикации рельсов, а именно комбинированная, позволяющая в кривых участках пути для тепловоза типа 2ТЭ116 снизить боковое воздействие на путь до 18 % на скорости 70 км/ч в режиме тяги. При этом снижается уровень внешнего шума на 5 дБА, а на скорости 30 км/ч - на 12,5... 15,9 дБА (в зависимости от количества модификатора трения на поверхности катания головки рельса).

Проведенные специалистами АО «ВНИКТИ» исследования доказали, что комбинированная технология лубрикации головок рельсов позволяет добиться максимального снижения уровня внешнего шума для локомотива в режиме тяги почти на 16 дБА.

Реализовать технологию комбинированной лубрикации рельсов для локомотивов возможно на каждом из локомотивов, установив на них устройства для смазывания бандажей колес модификатором трения указанного выше производителя, либо иные аналогичные других зарубежных производителей, так как аналогов в России, увы, пока нет. При этом дооборудованные устройства для смазывания бандажей колес модификатором трения локомотивы должны эксплуатироваться на участках, которые смазывают передвижные рельсосмазыватели, т.е. там, где смазана боковая грань головки наружного рельса в кривой.

Для достижения целей, обозначенных Президентом Российской Федерации [4], в части создания комфортной и безопасной среды для жизни, а также решения задач, обозначенных в п. 6.2 Экологической стратегии ОАО «РЖД» [5], с наименьшими экономическими затратами и наибольшим социальным эффектом по снижению уровня внешнего шума, возможно применение на сети железных дорог на селитебных территориях городских агломераций технологии комбинированной лубрикации головок рельсов в кривых.