

Научная статья  
Статья в открытом доступе  
УДК 629.4.015  
doi: 10.30987/2782-5957-2022-8-44-55

## ПУТИ СНИЖЕНИЯ ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР В ТЕЛЕЖКАХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Виктор Николаевич Филиппов<sup>1</sup>, Александр Алексеевич Петров<sup>2</sup>, Елена Геннадьевна Курзина<sup>3✉</sup>, Ангелина Михайловна Курзина<sup>4</sup>

<sup>1,2,3,4</sup> Российский университет транспорта (МИИТ), Москва, Россия

<sup>1</sup> filipovvn@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0003-4736-4541>

<sup>2</sup> alex\_pv@rambler.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9464-4338>

<sup>3</sup> kurzina\_elena@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1056-3344>

<sup>4</sup> aekfm@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-1081-3086>

### Аннотация

Цель исследования – снижение случаев текущего отцепочного ремонта и эксплуатационных затрат, связанных с дефектами гребней колес грузовых вагонов в условиях растущих погонных и осевых нагрузок и скоростей движения. Статья посвящена решению задачи улучшения взаимодействия фрикционно-механической системы «колесо-рельс» в кривых участках пути за счет снижения противокрутящего момента в местах опор кузова вагона на тележки. Используются расчетно-экспериментальные методы исследования. Новизна работы: экспериментально определены рациональные пары трения в узле «пятник-подпятник», фрикционные и прочностные характеристики композиционных полимерных материалов для установки в опорные узлы вагона, рассчитаны моменты сил сопротивления повороту тележки от реальных величин коэффициентов трения при разных схемах опирания кузова вагона, имитирующих прохождение переходных и круговых кривых. В результате выявлено: наименьший коэффициент трения 0,11 показала пара трения – «металл-стеклонаполненный полиамид б», который позволяет снизить момент сопротивления повороту при опирании полностью на подпятник в 2,91 раза, а

при реализации его на скользуне – общий противокрутящий момент также уменьшается в 2,91 раза; истираемость стеклонаполненных полиамидов в 2,5 раза ниже других модификаций, а твердость возрастает с увеличением процентного содержания стекловолокна. Это позволило сделать следующие выводы: рациональной парой трения в трибосопрежении «пятник-подпятник» является «металл-стеклонаполненный полиамид б»; для уменьшения износа гребней в кривых участках пути целесообразно реализовать одновременное снижение коэффициента трения в зонах подпятника и скользуну для свободного поворота тележки в кривых; положительное влияние на решение проблемы износа гребней колесных пар способны оказать разработанные в настоящее время композиционные полимерные материалы, одновременно обладающие высокими прочностными и антифрикционными свойствами (полиамиды, модифицированные стекловолокном, дисульфидом молибдена, фуллереновыми наполнителями).

**Ключевые слова:** износ, вагоны, рамные силы, трибосопрежение, узлы, тележка, материалы.

Ссылка для цитирования:

Филиппов В.Н. Пути снижения износа гребней колесных пар в тележках грузовых вагонов / В.Н. Филиппов, А.А. Петров, Е.Г. Курзина, А.М. Курзина // Транспортное машиностроение. – 2022. – № 8. – С. 44–55. doi: 10.30987/2782-5957-2022-8-44-55.

Original article  
Open Access Article

## WAYS TO REDUCE THE WEAR OF WHEEL FLANGES IN FREIGHT BOGIES

Viktor Nikolaevich Filippov<sup>1</sup>, Aleksandr Alekseevich Petrov<sup>2</sup>, Elena Gennadyevna Kurzina<sup>3✉</sup>, Angelina Mikhailovna Kurzina<sup>4</sup>

## Abstract

The study objective is to reduce the number of cases of current uncoupling repairs and operational costs associated with defects in wheel flanges of freight cars in conditions of increasing linear and axial loads and speeds. The paper is devoted to solving the problem of improving the interaction of the friction-mechanical system "wheel-rail" in curved sections of the track by reducing the anti-torque in the places of the supports of the car body on bogies. Computational and experimental research methods are used. The novelty of the work is that rational friction pairs in the unit of center plate – female center plate, friction and strength characteristics of composite polymer materials for installation in the support units of the car are experimentally determined; there are also calculated the moments of resistance forces to the bogie turning from the real values of the friction factors for different variants of supporting the car body, simulating the passage of transition and circular curves. As a result, the following is found: the lowest friction factor of 0.11 is shown by a pair of friction – metal-glass-filled polyamide 6, which reduces the moment of resistance to rota-

tion when fully supported by a female center plate by 2.91 times, and when implemented on a side bearing, the total anti-torque also decreases by 2.91 times; the wearing of glass-filled polyamides by 2.5 two times lower than for other modifications, and hardness increases with an increase of glass fiber in the structure. This leads to making the following conclusions: a rational pair of friction in the unit of center plate – female center plate is metal - glass-filled polyamide 6; to reduce the wear of flanges in curved sections of the track, it is advisable to implement a simultaneous reduction in friction factor in the areas of female centre plate and side bearings for free rotation of the bogie in curves; Currently developed composite polymer materials, which simultaneously have high strength and anti-friction properties (polyamides modified with fiber glass, molybdenum disulfide, fullerene fillers), can have a positive effect on solving the problem of wear of wheel flanges.

**Keywords:** wear, cars, frame forces, friction unit, units, bogie, materials.

## Reference for citing:

Filippov VN, Petrov AA, Kurzina EG, Kurzina AM. Ways to reduce the wear of wheel flanges in freight bogies. *Transport Engineering*. 2022; 8: 44–55. doi: 10.30987/2782-5957-2022-8-44-55.

## Введение

Снижение интенсивности износа гребней колес грузовых вагонов остается в настоящее время актуальной задачей для вагонного хозяйства нашей страны, т.к. несмотря на проведенные многочисленные исследования в этом направлении большинство случаев текущего отцепочного ремонта связаны с неисправностями колесных пар по данному виду дефекта. Вследствие чего из года в год эксплуатационные расходы на мониторинг, замену и ремонт колесных пар не снижаются.

Следовательно, ужесточение условий эксплуатации подвижного состава, оказывающих усугубляющее действие на фрикционно-механическую систему «колесо-рельс», опережает внедрение рациональных конструкторских и технологических разработок, направленных на улучшение их взаимодействия, особенно в кривых участках железнодорожного пути.

Стоит заметить, что общая протяженность кривых разного радиуса состав-

ляет порядка 32,5 % от развернутой длины железных дорог России, при этом наибольшая доля кривых (40-46 %) приходится на самые грузонапряженные железные дороги: Дальневосточную, Красноярскую, Забайкальскую и Восточно-Сибирскую. К примеру, на перегоне Большой Луг-Слюдянка Восточно-Сибирской железной дороги, грузонапряженность по четному пути которого сегодня превышает 155 млн.тн.км.брутто, на эксплуатационной длине 85 км протяженность кривых участков пути составляет 55 %, в т.ч. радиусом менее 350 м – 38 %, а уклонов круче 15 ‰ – 33,3 %. Следовательно, грузовые составы, в большинстве случаев, на своем пути проходят значительное количество кривых, что способствует росту интенсивности износа гребней колес. Поиск рациональных решений проблемы всегда базируется на анализе накопленного отечественного и зарубежного опыта.

## Состояние вопроса в России и за рубежом

Переход железнодорожного транспорта на тепловозную и электровозную тягу, происходивший в нашей стране в 60-х годах прошлого века, создал предпосылки для повышения веса поезда за счет применения многоосных вагонов и повышения осевой нагрузки. Существенное влияние на развитие отечественных ходовых частей вагонов оказали конструкторские разработки, проводившиеся перед началом Второй Мировой войны, в Соединенных штатах Америки. Многие вагоностроительные заводы нашей страны в ча-

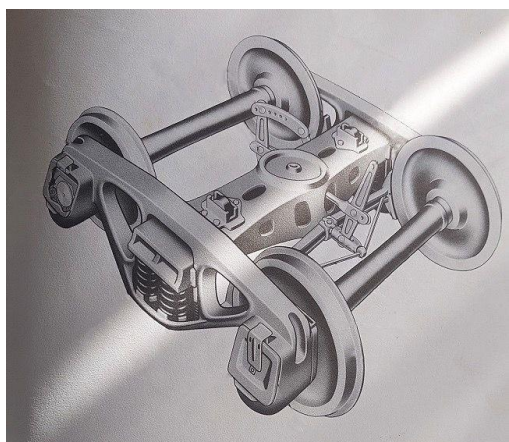


Рис. 1. Тележка модели Bettendorf [1]  
*Fig. 1. Bettendorf model trolley [1]*

Характерной особенностью таких тележек являлись плоские опоры поверхности узла пятник-подпятник и наличие роликовых скользунов. При создании многоосных вагонов большое влияние в США уделялось вопросам взаимодействия колесной пары и рельса в части обеспечения минимальных значений горизонтальных рамных сил, влияющих на износ гребней колесных пар, в частности за счет уменьшения величины сил трения при повороте тележки относительно кузова (рис. 3).

При наличии шарикового подшипника в узле пятник-подпятник или аналогичных элементов, коэффициент трения на сопрягающихся плоскостях в горизонтальной и вертикальной плоскости был в пределах 0,05...0,1.

В Европе наибольшее распространение получили тележки Y-25 (рис.4) и их модификации.

сти технологии и конструкции взяли их за основу и вели свои разработки при непосредственном участии США. Так, например, тележка модификации М-44, которая поставлялась по лендлизу в СССР, являлась прототипом американской тележки мод. Bettendorf (рис. 1). А отечественная модификация этой тележки под индексом ЦНИИ-ХЗ (в дальнейшем мод. 18-100), которая была принята в Советском Союзе к серийному производству, по существу явилась прототипом американской тележки модели Barber roller bearing (рис. 2).

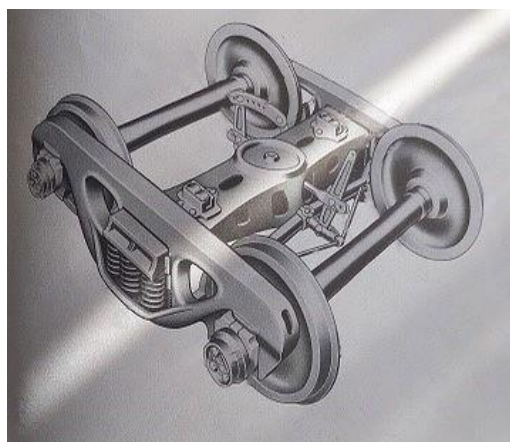


Рис. 2. Тележка модели Barber roller bearing [1]  
*Fig. 2. Barber roller bearing model trolley [1]*

Подпятник тележки сферической формы с накладкой из синтетического материала. В последних модификациях тележки (Y25C<sub>ss</sub> и Y25C<sub>s2</sub>) использованы также упругие скользуны с накладками из синтетического материала, жесткость пружин в которых подобрана так, чтобы обеспечить в порожнем режиме момент трения в скользунах равным 1,0 тс·м, а в грузежном 2,2 тс·м.

Для освоения подобных тележек в СССР на начальном этапе предусматривалось нанесение консистентной смазки в узле пятник – подпятник, а на скользунах вместо роликовых версий применялись чугунные вкладыши, обеспечивающие коэффициент трения по стали в пределах 0,1...0,15. Такие варианты применялись на тележках М-44, УВЗ, МТ-50. На некоторых типах тележек пассажирских вагонов в нашей стране использовали систему

смазки в узлах пятник–подпятник жидким осевым маслом.

Следует отметить, что до 80-х годов прошлого века в конструкции железнодорожного пути в основном применялись деревянные шпалы и рельсы Р-50. Действующие нормы содержания рельсовой колеи предполагали дифференцированную ширину колеи для различных радиусов кривых. Известно, что важным фактором при движении вагона в кривых является воз-

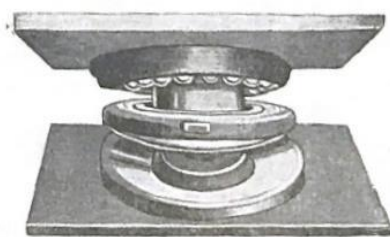


Рис. 3. Уравновешивающий подшипник Симингтон [1]  
*Fig. 3. Symington Balancing Bearing [1]*

При создании отечественных грузовых тележек исходили из того, что конструкционные скорости должны были быть равными 120 км/ч (33 м/сек). Данное требование в большей мере реализовано в тележке ЦНИИ-ХЗ. Однако следует учитывать, что в нормах содержания рельсовой колеи вертикальные (симметричные) горбы и перекосы не должны превышать величины 20 мм [3]. Такая же величина отступления в плане (горизонтальные неровности) обычно реализовывалась при испытании вагона на искусственных неровностях. При организации серийного производства тележки ЦНИИ-ХЗ и ее модификаций, с целью уменьшения трудоемкости изготовления, чугунный скользящий на надрессорной балке был заменен на стальной колпак, взаимодействующий со стальным элементом на шкворневой балке, что привело к увеличению коэффициента трения в трибосопряжении до 0,25...0,4 и, соответственно, момента сил трения, препятствующего повороту тележки относительно кузова. Основанием такой модернизация послужила необходимость обеспечения устойчивости движения колесной пары с коническими поверхностями контак-

вышение наружного рельса. Для расчета такого возвышения рельса в кривой учитывалось количество поездов и средние скорости их движения. Главным условием движения поезда в кривой являлось превышение центробежной силы над центростремительной силой, при котором колесо,двигающееся по наружному рельсу должно было перекашиваться по большему радиусу, чем колесо,двигающееся по внутреннему радиусу [2].



Рис. 4. Тележка Y-25  
*Fig. 4. Trolley Y-25*

та, при наличии зазоров между гребнями колесных и головками рельсовой колеи, однако, с другой стороны, стала одной из причин повышения износа гребней колес.

Смешанный характер движения грузовых и пассажирских поездов в нашей стране, осуществляющийся по одним и тем же железнодорожным линиям, обусловил необходимость корректировок параметров единой системы колесо – путь. Изменение характеристик рельсошпальной решетки за счет применения железобетонных шпал и замены рельсов Р-50 на Р-65 привело к увеличению величины необрессоренной массы в системе колесо – путь. Замена букс скольжения на буксы качения в конструкции ходовых частей всех типов вагонов исключила смазку рельсов жидким осевым маслом за счет протечки букс скольжения. Эти обстоятельства оказали существенное влияние на взаимодействие колесных пар и рельсов [4]. Изменение параметров рельсовой колеи: установление возвышения наружного рельса в кривой 150 мм для обеспечения повышенной скорости движения пассажирских поездов и комфорта пассажиров, заужение рельсовой колеи с 1524 мм до 1520 мм для уменьше-

ния вероятности возникновения извилистого движения колесной пары, отмена дифференциации ширины колеи в зависимости от радиуса кривой, способствовали значительному увеличению горизонтальных рамных сил. Некоторые несоответствия размеров и их допускаемых отклонений железобетонных шпал и рельсов Р-65, реализованных в эксплуатации, привели к возникновению системной ошибки, при которой ширина рельсовой колеи была заужена. При движении грузового состава

в кривой при большом возвышении наружного рельса до 150 мм, обустроенным под пассажирское движение, величина центробежной силы (отрицательное ускорение) на колесной паре может достигать критической величины: 0,7 от вертикальной нагрузки ( $P_{\text{вер}}$ ). При этом колесо, движущееся по наружному рельсу может обезгруживаться полностью, что наблюдается в реальной эксплуатации вагонов (рис. 5).

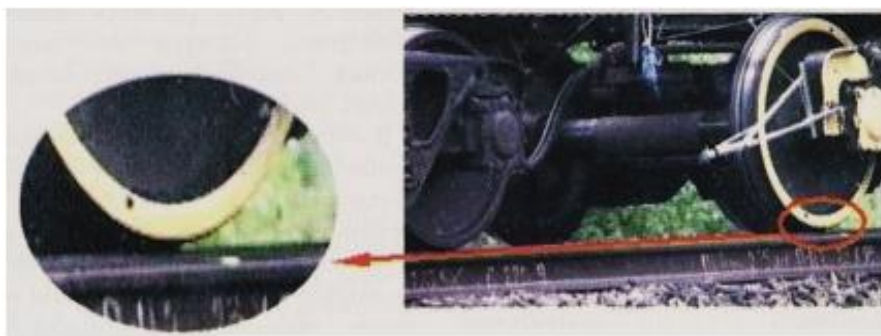


Рис. 5. Отрыв колеса от рельса  
*Fig. 5. Wheel separation from the rail*

Перечисленные выше факторы с учетом изменения структуры управления предприятиями железнодорожного транспорта привели к появлению интенсивных износов колесных пар. Вопросы повышения межремонтного пробега рассматривались достаточно подробно в МИИТе и ряде других организаций с целью выработки конкретных рекомендаций. Было установлено, что предельный износ гребней достигает при пробеге 80–120 тыс. км, в то время как прокат колесной пары не превышает 5–6 мм. На первом этапе исследований выявлены конструктивные и эксплуатационные предпосылки, оказывающие влияние на интенсивность износа. Установлено, что величина горизонтальных рамных сил в тележках грузовых вагонов зависит от величины коэффициента относительного трения рессорного подвешивания. Фактическая величина нагрузки на колесо существенно отличается от средне-статической при поколесном взвешивании на  $\pm 15\%$ . При прохождении вагоном кривых минимальная величина горизонтальных рамных сил наблюдается при равновесной скорости.

В БГТУ подробно исследованы профили колеса и рельса с целью установления «степени конформности», существенных и достаточных условий его образования. Оптимальность их совместной работы зависит от конструктива и условий эксплуатации [5]. К аналогичному выводу пришли китайские исследователи при изучении взаимодействия рельса и колес большегрузных тележек, работающих на железнодорожной линии Да-Цинь. Выявлен полый и асимметричный характер изнашивания, а также количественно определено влияние глубины впадины на угол наклона колесной пары и боковую силу. На основании проведенных исследований сделан вывод о том, что прогнозировать износ колес с помощью численных методов можно для фактических эксплуатационных условий железнодорожных линий [6]. По предположению других зарубежных исследователей основными факторами, влияющими на развитие дефектов колес, являются свойства материала колеса и рельса, контактная нагрузка между колесом и рельсом, резонанс колесной пары и работа тормозной системы поезда [7].



При проведении МИИТом эксплуатационных испытаний цистерн [8], перевозящих нефть, на замкнутых маршрутах было установлено, что на цилиндрических опорных поверхностях пятник-подпятник происходят неравномерные износы на первой и второй тележках, что обусловлено воздействием тормозных сил, возникающих при торможении и препятствующих повороту тележки относительно кузова. Величина тормозных сил зависит от количества торможений и режимов эксплуатации. Максимальное усилие, действующее на цилиндрические поверхности узла пятник-подпятник, пропорционально половине максимального давления в тормозном цилиндре, которое может достигать 4 атм.

Следует отметить, что эксплуатационные условия изменить практически невозможно, поэтому целесообразно предусмотреть внесение новых конструктивных решений в ходовую часть вагона на основе изучения других причин, влияющих на величину горизонтальных рамных сил. Основным способом передачи нагрузки от кузова вагона на тележки в серийно выпускаемых отечественных модификациях является опирание стального пятника кузова на плоскую стальную поверхность подпятника, а при отклонениях кузова – на боковые скользуны, что не позволяет свободно вращаться колесным парам при прохождении кривых и неровностей пути, оказывает существенное влияние на величину горизонтальных рамных сил, способствует интенсивному износу гребней. Уменьшение момента трения в подпятниковом узле может быть обеспечено за счет применения антифрикционных прокладок. Эта идея реализована в научно-исследовательских работах под руководством Н.А. Панькина и Е.П. Королькова на 3-осных тележках 6-осных думпкаров, ра-

ботающих на разрезах Соколово-Сарбаевского комбината. В узле пятник-подпятник использовали разделительные антифрикционные прокладки, которые показали свою эффективность, однако их приходилось менять через каждые 6 месяцев эксплуатации. Применение подобных прокладок на горизонтальных опорных поверхностях узла пятник-подпятник 2-х осной тележки позволит уменьшить момент трения и увеличить пробег колесной пары по фактору износа гребней колесных пар [9, 10]. В последствии появились отечественные варианты износостойких прокладок, углубленных в зеркало подпятника [11], наплавленных порошковой проволокой [12], из твердого материала, перфорированного по всей поверхности и покрытого со всех сторон смазочным материалом [13] и другие.

С целью защиты от износа подпятника надрессорной балки компанией "АФСТ ЭДВАНСД ФРАЙТ КАР ТЕКНОЛОДЖИ ЛИМИТЕД" совместно с ПГУПС предложено устанавливать на опорную поверхность (зеркало) подпятника неметаллический плоский вкладыш [14]. Полимерный элемент снизил коэффициент трения в трибосопряжении «пятник-подпятник» и, соответственно, износ сопрягаемых поверхностей, однако в эксплуатации под воздействием ударных динамических нагрузок, вызванных неровностями пути и другими причинами, происходило его разрушение.

Следовательно, одним из рациональных способов снижения горизонтальной поперечной силы со стороны рельса при прохождении вагоном кривых разного радиуса является уменьшение противокрутящего момента в опорных узлах кузова вагона на тележки.

### Результаты исследований

Известно, что при вхождении вагона в кривую сначала происходит поворот пятника относительно подпятника, при этом противокрутящий момент составит [15]:

$$M_{ням} = \frac{2}{3} N \mu_n \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (1)$$

где  $N$  – нагрузка от кузова вагона, приходящаяся на одну тележку;  $\mu_n$  – коэффициент трения пятника по подпятнику;  $R$  – наружный радиус опорной поверхности подпятника, м;  $r$  – внутренний радиус опорной поверхности подпятника, м.

Далее, при прохождении круговой кривой происходит перевалка кузова ваго-

на на боковые скользуны. В этом случае момент сопротивления составит:

$$\Sigma M(F) = \frac{2}{3} N(1-k)\mu_n \frac{R^3-r^3}{R^2-r^2} + kN\mu_{ск.} b_{ск} \quad (2)$$

где  $k$  – доля нагрузки, приходящейся на боковые скользуны;  $\mu_{ск}$  – коэффициент трения на опорных поверхностях боковых скользунов;  $b_{ск}$  – расстояние от центра подпятника до центра бокового скользуна, м.

Следовательно, одним из основных параметров, влияющих на величину противокрутящего момента, являются коэффициенты трения сопрягаемых поверхностей опорных узлов, которые, как правило, выбирают из справочных данных. Однако на практике они не совпадают с реальными значениями ввиду того, что механизм трения, вследствие рабочего состояния поверхностей сопряжения, может быть разным. В связи с чем, а также с учетом появления большого количества новых модифицированных конструкционных материалов, необходимо определить реальные коэффициенты пар трения экспериментальным методом.

С этой целью проведены испытания на установке по определению трения скольжения [16] следующих пар трения:

- металл (сталь) – металл (сталь);

- металл (сталь) - стеклонаполненный полиамид 6 (металл-полиамид);
- металл (сталь) - термопластичный полиуретан повышенной плотности (металл-эластомер ТПУ);
- металл (сталь) - резиновый эластомерный композит с добавкой противостарителя (металл-резиновый эластомер);
- стеклонаполненный полиамид 6 - термопластичный полиуретан повышенной плотности (полиамид - эластомер ТПУ);
- стеклонаполненный полиамид 6 - резиновый эластомерный композит (полиамид-резиновый эластомер).

В результате проведенного эксперимента (рис. 6) наименьший коэффициент трения скольжения (0,11) зафиксирован в паре трения «металл - полиамид», а наибольший (0,51) - в паре трения «металл-резиновый эластомер».

В парах трения «металл – металл», «металл – эластомер ТПУ» и «полиамид - эластомер ТПУ» значения коэффициента трения сопоставимы и составили 0,32.

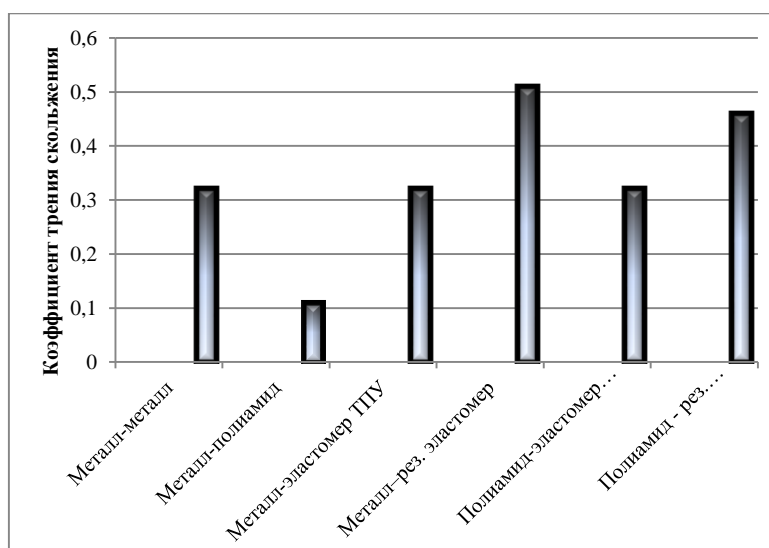


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения скольжения от материалов трибосопряжения

Fig. 6. Dependence of the coefficient of friction and sliding characteristics on tribo-tension materials

Следовательно, рациональной парой трения в трибосопряжении «пятник-подпятник», уменьшающей противокрутящий момент сопротивления, является «металл – стеклонаполненный полиамид 6».

Результаты дальнейших экспериментальных исследований показали превосходство стеклонаполненного полиамида 6 над другими модификациями полиамидов (ударопрочными, литыми) по твердости и истираемости.

Испытания на стойкость к абразивному износу проведены на установке, предусматривающей вертикальный

фиксируемый прижим образцов с одновременным вращением образцов вокруг своей оси и шлифовального круга, к которому они прижаты.

Результаты исследований (рис. 7) показали, что истираемость стеклонаполненных полиамидов ПА6-5М, ПА6-8М в ~1,5 ниже, чем ударопрочных (ПА6-ЛУ-1, ПА6-УМ1), и более, чем в 2,5 раза – ударопрочной модификации ПА6-2У.

Следовательно, высокая износостойкость стеклонаполненных полиамидов 6 положительно скажется на долговечности вставки из данных материалов в трибосопряжении «пятник-подпятник».

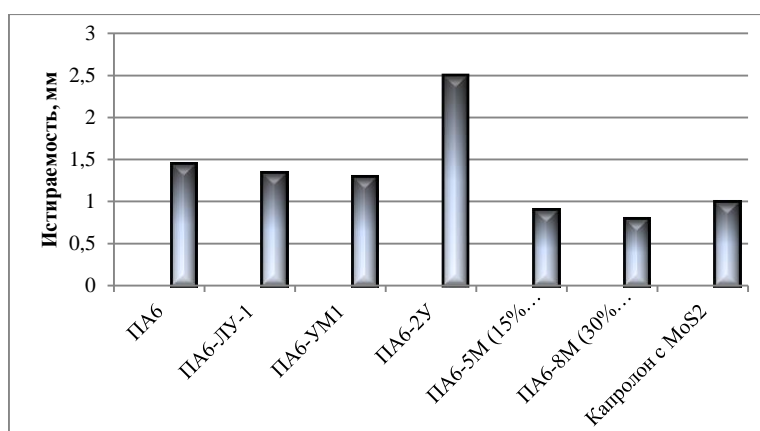


Рис. 7. Истираемость полиамидов в зависимости от их модификации  
Fig. 7. Abrasion resistance of polyamides depending on their modification

Другими немаловажными показателями материала вставки с точки зрения работоспособности и безотказности в эксплуатационных условиях являются твердость и ударная вязкость. Эти характеристики были определены на образцах той же группы полиамидов.

Результаты сравнительных испытаний на твердость вдавливания шарика образцов из тех же материалов также показали превосходство стеклонаполненных полиамидов над ударопрочными, при этом их сопротивляемость внедрению индентора выше в ~1,84 раза. Следует отметить, что твердость стеклонаполненных полиамидов возрастает с увеличением процентного содержания стекловолокна в материале, что, предпочтительно учитывая действующие на подпятник нагрузки.

С целью подтверждения целесообразности выбранного решения проведены расчеты моментов сил сопротивления повороту двухосной тележки четырехосного полувагона с грузоподъемностью 35000 кг, 69500 кг и 75000 кг в разработанной для этого программе с учетом экспериментально полученных коэффициентов трения 0,11 трибосопряжении «металл – стеклонаполненный полиамид 6», 0,32 трибосопряжении «металл – металл», и промежуточный вариант – 0,25.

Результаты расчетов показали, что в случае скольжения металлического пятника по стеклонаполненному полиамиду 6 (коэффициент трения между ними 0,11) уменьшается момент сопротивления повороту при опирании полностью на подпятник в 2,91 раза (рис. 8), в отличие от типового трибосопряжения «металл – металл».



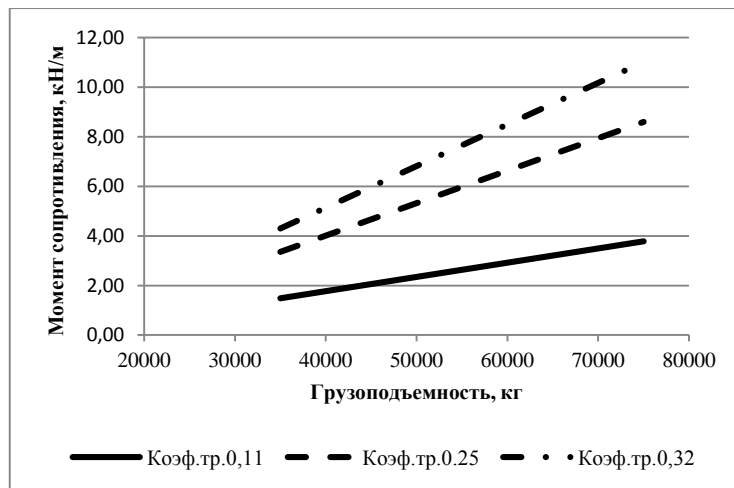


Рис. 8. Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от грузоподъемности для схемы опирания только на подпятник  
*Fig. 8. The ridge is the dependence of the moment of the forces of resistance to rotation, which the trolley depends on the load capacity for also the cycle of relying only on the lateral support*

Варьирование коэффициентом трения на подпятнике и боковом скользуне показало, что при уменьшении коэффициента трения на боковом скользуне до 0,11 (рис. 9), по сравнению с типовым вариантом для сопряжения «ме-

талл-металл» – 0,32, в случае восприятия им 85 % вертикальной нагрузки, приходящейся на одну тележку, общий момент сопротивления снижается в 2,86 раза.

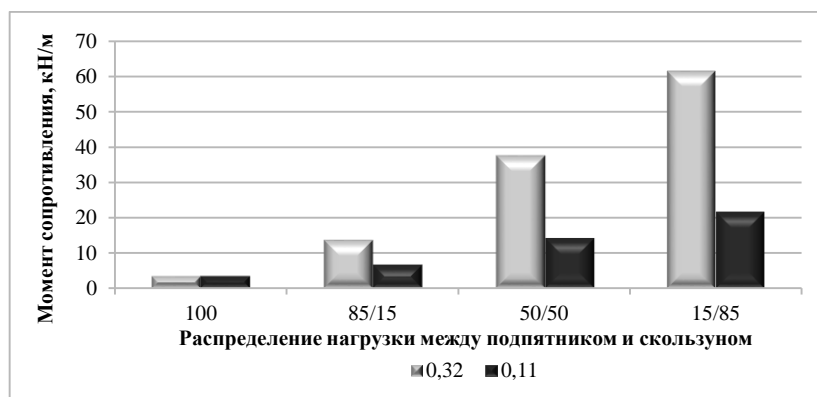


Рис. 9. Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от величины коэффициента трения в зоне а при разных схемах опирания в грузе при условии, что коэффициент трения в зоне подпятника 0,11  
*Fig. 9. The dependence of the turbulent moment of forces in the form of resistance to the rotation of the urgups trolley on the spherical value of the coefficient reaches friction in zone a with various different support schemes in the loaded composites exceed the mode, provided that the coefficient of friction method in the zone increases the bearing 0.11*

Следовательно, снижение общего момента сопротивления повороту тележки при прохождении грузовым вагоном кривых разного радиуса можно достичь путем одновременного снижения коэффициента трения в зоне подпятника и боковых

скользун. Так, величина коэффициента трения 0,11 на сопрягаемых поверхностях опор кузова на тележки снижает в 2,91 раза момент сопротивления повороту при прохождении вагоном кривых любого радиуса.

Расчетным методом установлено, что условием минимального износа гребней колес при прохождении вагоном кривых является не превышение общего момента сопротивления повороту кузова над

## Выводы

Результаты настоящего исследования показали, что данному условию удовлетворяют все схемы опирания при величине коэффициента трения 0,11 в зонах подпятника и скользунов, что соответствует свободному прохождению вагоном кривых разного радиуса. а также при больших коэффициентах трения на боковом скользуне, в случае восприятия им не более 15 % вертикальной нагрузки, т.е. свободному прохождению кривых большого радиуса и переходных кривых.

Следовательно, для уменьшения износа гребней в кривых участках пути целесообразно одновременно снижать коэффициент трения в зонах подпятника и скользунов. Причем, интенсивность износа гребней будет уменьшаться пропорционально снижению противокрутящего момента.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Combes C.L., Houser, F.N., Gillespie N.E., Koch E.M., Lewis R.G. Car and Locomotive Cyclopedic of American Practice. New York, Simmons-Boardman Publication Corporation, 1970. 1074 p.
2. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. Москва: Транспорт, 1986. 559 с.
3. Филиппов В.Н. Особенности расчета, анализа и пути улучшения динамических показателей перспективных большегрузных вагонов: специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук / Филиппов Виктор Николаевич; Моск.инст.инж.ж.д.тр-та (МИИТ). - Москва, 1986. - 384 с. – Библиогр.: с. 343-363. – Текст : непосредственный.
4. Буйносов А.П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения. Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2009. 224 с. ISBN 978-5-94614-148-2.
5. Антипин Д.Я., Космодамианский А.С., Корчагин В.О. Контактное пятно при конформном взаимодействии колеса железнодорожного подвижного состава с рельсом. *Вестник Брянского государственного технического университета.*

моментом, возникающим от горизонтальной поперечной силы со стороны рельса, который составляет 29,4 кН/м от горизонтальной силы величиной 3 тонны.

Минимальное значение коэффициента трения скольжения получено в сопряжении «металл-полиамид», что при реализации его в опорных узлах тележки позволит им более свободно вращаться вокруг оси пятника.

В настоящее время разработаны различные композиционные полимерные материалы, одновременно обладающие высокими прочностными и антифрикционными свойствами, например, полиамиды, модифицированные стекловолокном, дисульфидом молибдена, фуллереновыми наполнителями, которые способны работать в высоконагруженных опорных узлах грузовых вагонов. Внедрение таких материалов в качестве компонента трибосопряжения опорных узлов позволит снизить износ гребней колес грузовых вагонов при прохождении кривых участков пути.

- 2017;2(55):140-145. doi: 10.12737/article\_59353e2a4df3e3.59657732.
6. Li H., Li F., Huang Yu.. Research on wheel hollow wear and dynamic performance of freight radial bogies. *Journal of Rail and Rapid Transit.* 2017:1015-1021. doi:10.1177/0954409716642486, Corpus ID: 138510943.
7. Юньшу Ц., Сюэбао Г. Обзор динамических реакций колесо-рельс, вызванных дефектами протектора колеса. *Journal of Traffic and Transportation Engineering.* 2021:285-315. doi: 10.19818/j.cnki.1671-1637.2021.01.014.
8. Филиппов В.Н., Канивец Р.Ф., Шмыров Ю.А. Результаты эксплуатационных испытаний цистерн для сжиженных углеводородных газов. Депонированная статья в ЦНИИ ТЭИтяжмаш. 1987, № 1981-тм 87 РЖ 11 Б, №11. 1987, 19.06.1987. 14 с.
9. Корольков Е.П. Снижение износа колес железнодорожного подвижного состава при конструктивных изменениях ходовых частей: специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук / Корольков Евгений Павлович; Моск.инст.инж.ж.д.тр-та (МИИТ). - Москва, 1997. - 229 с. – Библиогр.: с. 200-229. - Текст : непосредственный.

10. Панькин Н.А. Причины интенсивного износа гребней и рельсов и пути его устранения. *Железнодорожный транспорт*. 1991;11:57-59.
11. Патент № 2127682 Российская Федерация, МПК В61F 5/16, В61F 5/52. Узел опоры кузова на тележку железнодорожного транспортного средства / № 97103493/28: заявл. 04.03.97 : опубл. 20.03.99. / Пранов А.А., Ивашов В.А., Гейлер М.П., Павлюков А.Э., Баранов А.Н., Сирина Н.Ф.; заявитель Уральская государственная академия путей сообщения. 3 с.
12. Воронин Н.Н. Разработка метода оценки ресурса пятникового узла вагона по критерию износа: специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»: автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук / Воронин Николай Николаевич; Моск.инст.инж.ж.д.тр-та (МИИТ). Москва, 1999. 16 с.
13. Патент № 2465161 Российская Федерация, МПК В61F 5/16. Пятниковый узел опоры кузова на тележку грузового вагона / №2011123682/11: заявл. 14.06.11 : опубл. 27.10.12: Бюл. №30 / Чаркин В.В., Березин В.В., Панин Ю.А., Трифонов А.В.; заявитель ОАО Научно-исследовательский

- и конструкторско-технологический институт подвижного состава. 3 с.
14. Патент № 103520 Российская Федерация, МПК В61F 5/00. Износостойкая защита подпятника надрессорной балки / №2010144650/11: заявл. 20.11.02: опубл. 20.04.2011 / Орлова А.М., Сухих И.В.; заявитель "АФСТ ЭДВАНСД ФРАЙТ КАР ТЕКНОЛОДЖИ ЛИМИТЕД" (СУ). 3 с.
15. Давыдов А.Н., Смольянинов А.В. Распределение вертикальной нагрузки между подпятником надрессорной балки и упругими боковыми опорами постоянного контакта. *Безопасность движения, совершенствование конструкции вагонов и ресурсосберегающие технологии в вагонном хозяйстве*: Сб. науч. тр. под науч. ред. А.В. Смольянинова. Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2010, Вып. 76 (159). С. 63-70. ISSN 1815-9400.
16. Курзина, А.М. Способы снижения интенсивности износа гребней колесных пар грузовых вагонов: специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Курзина Ангелина Михайловна; Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)). - Москва, 2021. - 171 с. – Библиогр.: с.147-171.

## REFERENCES

1. Combes CL, Houser FN, Gillespie NE, Koch EM, Lewis RG. Car and Locomotive Cyclopedia of American Practice. New York: Simmons-Boardman Publication Corporation; 1970.
2. Verigo MF, Kogan AYа. Interaction of track and rolling stock. Moscow: Transport; 1986.
3. Filippov VN. Peculiarities of calculation, analysis and ways to improve the dynamic performance of promising high-capacity cars [dissertation]. [Moscow (RF)]: Moscow Institute of Transport Engineers (МИИТ); 1986.
4. Buynosov AP. Main causes of intensive wear of rolling stock wheel tyres and methods to eliminate them. Yekaterinburg: Publishing House of URGUPS; 2009.
5. Antipin DYа, Kosmodamiansky AS, Korchagin VO. Contact spot during conformal interaction of a railway rolling stock with a rail. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2017;2(55):140-145. doi: 10.12737/article\_59353e2a4df3e3.59657732.
6. Li H, Li F, Huang Yu. Research on wheel hollow wear and dynamic performance of freight radial bogies. *Journal of Rail and Rapid Transit*. 2017:1015-1021. doi:10.1177/0954409716642486.
7. Yunshu Ts, Suebao G. Review of dynamic reactions of wheel-rail caused by wheel tread defects. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*. 2021:285-315. doi: 10.19818/j.cnki.1671-1637.2021.01.014.
8. Filippov VN, Kanivets RF, Shmyrov YuA. Results of tests in service of tanks for liquefied petroleum gases. Deposited article in TsNII TELityazhmash; 1987:1981-tm 87 RJ 11 B:11:1987.
9. Korolkov EP. Reduction of wheel wear of railway rolling stock with truck structural changes [dissertation]. [Moscow (RF)]: Moscow Institute of Transport Engineers (МИИТ); 1997.
10. Pankin NA. Causes of intensive wear of flanges and rails and ways to eliminate it. *Railway Transport*. 1991;11:57-59.
11. Pranov AA, Ivashov VA, Geiler MP, Pavlyukov AE, Baranov AN, Sirina NF. Patent no. 2127682 Russian Federation, МПК В61F 5/16, В61F 5/52. The body support unit on the railway rolling stock bogie: no. 97103493/28. 1999 March 20.
12. Voronin NN. Development of a method for assessing the resource of a car center plate by the wear criterion [abstract of the dissertation]. [Moscow (RF)]: Moscow Institute of Transport Engineers (МИИТ); 1999.
13. Charkin VV, Berezin VV, Panin YuA, Trifonov AV. Patent no. 2465161 Russian Federation, МПК В61F 5/16. Center plate unit of the body support on the freight bogie: no.2011/123682/11. 2012 Oct 27.
14. Orlova AM, Sukhikh IV. Patent no. 103520 Russian Federation, МПК В61F 5/00. Wear-resistant protection of the truck female center plate: no.2010144650/11. 2011 Apr 20.
15. Davydov AN, Smolyaninov AV. Distribution of the vertical load between the truck female center plate and elastic side bearers of constant contact. *Collection of scientific papers: Traffic safety, improvement of the car construction and resource-saving technologies in car facilities*. Yekaterinburg: Publishing House of URGUPS. 2010;76 (159):63-70.
16. Kurzina, AM. Ways to reduce the wear intensity wheel flanges of freight cars cars [dissertation]. [Moscow (RF)]: Russian University of Transport (МИИТ); 2021.

## Информация об авторах:

**Филиппов Виктор Николаевич** - доктор технических наук, профессор, тел. (495) 684-21-83, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», лауреат премий Минвуза СССР, почетный железнодорожник, старший научный сотрудник по специальности локомотивы (тепловозы, электровозы, газотурбовозы) и вагоны.

**Петров Александр Алексеевич** - кандидат технических наук, доцент, тел. (495) 684-21-83, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство».

**Filippov Viktor Nikolaevich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Railway Cars and Car Facilities, laureate of prizes of the Ministry of Higher Education in the USSR, honorary railway worker, senior researcher in the field of locomotives (diesel, electric and gas turbine locomotives) and railway cars, phone: (495) 684-21-83.

**Petrov Aleksandr Alekseevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department of

**Курзина Елена Геннадьевна** - кандидат технических наук, доцент, тел. +7(915) 485-77-56, старший научный сотрудник НИЛ «Испытания вагонных конструкций».

**Курзина Ангелина Михайловна** - кандидат технических наук, тел. +7(917) 582-39-45, заместитель начальника испытательного центра.

Railway Cars and Car Facilities, phone: (495) 684-21-83.

**Kurzina Elena Gennadyevna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, senior researcher of the research laboratory "Testing of Railway Car Structures"; phone: +7(915) 485-77-56.

**Kurzina Angelina Mikhailovna** Candidate of Technical Sciences, Deputy Head of the Testing Center, phone: +7(917) 582-39-45.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.**

**Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**

**The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.**

**Article published in Open Access mode.**

Статья поступила в редакцию 12.04.2022; одобрена после рецензирования 27.04.2022; принята к публикации 25.07.2022. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редколлегии журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 12.04.2022; approved after review on 27.04.2022; accepted for publication on 25.07.2022. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.