

Гармонизация профилей рельса и колесной пары

Ю. С. РОМЕН¹, Ю. П. БОРОНЕНКО²

¹Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Москва, 129626, Россия

²Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (ФГБОУ ВПО ПГУПС), Санкт-Петербург, 190031, Россия

Аннотация. Сложность задачи выбора формы профиля заключается в том, что требуется рассматривать работу трех различных конструкций: колесная пара, рельс и стрелочный перевод. Каждая из этих взаимно влияющих друг на друга конструкций в процессе своего жизненного цикла имеет свои особенности в обслуживании, темпах и форме износов.

Сделан вывод о том, что в современных условиях разработка взаимоувязанных профилей должна вестись для линий скоростного и высокоскоростного движения, специализируемых под грузовое и тяжеловесное движение и работающих в условиях совмещенной эксплуатации. Целесообразно ввести единый профиль для всех колесных пар локомотивов и вагонов, исключающий передачу тягового усилия от локомотивов через гребень колеса на боковую грань головки рельсов, и организовать профильную обработку рельсов в кривых и прямых с применением рельсошлифовальных поездов для придания им необходимой формы головок.

Ключевые слова: система колесо — рельс; снижение интенсивности износа; шлифование рельсов

Работа системы колесо — рельс. Динамика взаимодействия подвижного состава и пути обуславливается совокупностью факторов, в которой основными являются процессы в системе колесо — рельс. Характер движения колесной пары в колее, обуславливающий безопасность, силовые и износные процессы в системе, определяется как конструкцией и состоянием экипажной части, так и сопрягаемой формой профиля бандажа колесной пары и рельса. Причем в прямых и круговых кривых положение и форма поверхностей контакта существенно различаются, что определяет механические процессы в системе. В то время как в прямых контакт колеса и рельса имеет место преимущественно в средней части поверхности катания обода, в кривых зона контакта первой по направлению движения колесной пары смещается к основанию гребня наружного колеса и рабочей выкружке головки рельса больше, чем у остальных колес тележки, на величину, которая определяется характером вписывания экипажа. Последнее зависит как от конструкции и состояния его ходовых частей, так и от параметров кривой и скорости движения.

Учет различия условий работы системы колесо — рельс является основной сложностью в разработке мероприятий по комплексной оценке нагруженности и повышению ресурса работоспособности ходовых частей. Решение этой задачи, включающей определение формы профиля контактирующих поверхностей и их материалов в соответствии с условиями работы и требованиями эксплуатации, должно основываться на применении принципиальных положений трибофактики и анализе динамики движения экипажа в прямых и круговых кривых при различных скоростях [1]. Сложность проблемы заключается в том, что в процессе движения поверхности контакта находятся под воздействием изменяющейся совокупности как нагрузок (вертикальных и горизонтальных), так и относительного проскальзывания.

Для прямых участков пути в эксплуатационном диапазоне скоростей движения центрирование колесной пары в колее происходит с эпизодическим набеганием на рельс. Соответственно плавность движения, как правило, обеспечивается при принятых конусности поверхности катания колес и соответствующей подуклонке рельсов в 0,05 радиана. С увеличением скорости до 200 км/ч эти углы наклона рекомендуется уменьшать для обеспечения устойчивости движения. Вследствие износов и постоянного перемещения точки контакта при смещениях колесной пары в колее чисто коническая форма поверхности катания колес кратковременна. Поэтому по рекомендациям Международного союза железных дорог (МСЖД) при определении динамических характеристик экипажей следует рассматривать эквивалентную конусность колесных пар в пределах 3 мм поперечного перемещения от среднего положения круга катания [2].

Контакт в системе колесо — рельс. Контакт конической и цилиндрической поверхностей колеса и рельса не является оптимальным, что особенно проявляется при высоких осевых нагрузках. Поэтому для тяжеловесного движения на ряде дорог рекомендуется применение конформных профилей поверхностей катания, при которых нагрузка распределяется по большей площади контакта и отсутствуют зоны высокого

■ E-mail: uromen@mail.ru (Ю.С. Ромен)

удельного давления, что уменьшает интенсивность износа. Однако у колес с конформным профилем поверхности катания наклон поверхности при выходе из рабочей зоны контакта ближе к гребню (на неровностях или при изменении очертания пути) имеет сравнительно большой угол эффективной конусности, что приводит к уменьшению устойчивости движения экипажа. Поэтому, например, на рудовозной дороге ВНР, где эксплуатируется такой профиль, максимальная скорость поездов составляет порядка 75 км/ч, так как минимальное виляние наблюдается при скоростях ниже 68 км/ч. Возрастание скорости до 78 – 88 км/ч приводит к значительному увеличению интенсивности виляния [3].

В процессе развития железнодорожной техники менялись условия эксплуатации на разных дорогах и превалирующие требования к системе колесо — рельс. Следует отметить, что и в настоящее время существует различие в условиях работы специализированных участков дорог для тяжеловесного или скоростного движения, которое зачастую делает практически невыполнимым создание универсальных профилей колес и рельсов, оптимальных в любых условиях эксплуатации.

Процессы взаимодействия при набегании колесной пары на рельс в круговых или переходных кривых, на стрелочных переводах, а также на неровностях пути существенно зависят от формы поверхностей контакта гребня колеса с головкой рельса. Поверхность контакта смещается в пределах существующего зазора. После выбора зазора в колее наряду с качением по поверхности контакта появляется движение гребня по боковой грани головки рельса. В различных условиях контакт может быть одноточечным или двухточечным. Такая терминология подразумевает, конечно, касание поверхностей не в точках, а на ограниченных поверхностях контакта. Поскольку радиус круга набегания на гребне превышает соответствующий радиус катания по головке рельса, в точках касания имеет место проскальзывание с силами трения, величина которых зависит от многих факторов. Поэтому, несмотря на то что нормальные силы и напряжения в местах контакта из-за распределения вертикальной колесной нагрузки при двухточечном контакте в принципе должны уменьшаться, в большинстве случаев в эксплуатации наблюдается повышенный износ и выкрашивание материала вследствие контактно-усталостных дефектов в пологих кривых [4]. Однако в ряде работ указывается, что одноточечное контактирование оказывает отрицательное влияние на долговечность рельсов в крутых кривых, так как ухудшается напряженное состояние головки, что также увеличивает выход рельсов [5, 6]. Особенно это наблюдается при несогласованности форм поверхностей гребня колеса и головки

рельса (изношенное колесо контактирует с новым рельсом и наоборот).

История разработки профиля. Выбор форм профилей колес экипажей вели еще при создании системы колесо — рельс. Коническая поверхность катания во многом обуславливалась технологическими аспектами изготовления литых колес.

Одна из первых работ с обоснованием профиля поверхности катания и размещением гребня на колесе (с наружной или внутренней стороны) принадлежит Стефенсону [7]. Она касалась общих кинематических принципов качения колеса по рельсу. Тем не менее предложение Стефенсона об увеличении диаметра с наружной стороны колеса примерно на 3/16 дюйма, сделанное в 1821 г., и по сегодняшний день согласуется с параметром стандартной эффективной конусности (если эту величину отнести к ширине поверхности колеса в 4 дюйма, то получим ориентировочно 1/21) [8]. Общие принципы такого устройства железнодорожного колеса приняты во всех странах, но разные фирмы, придерживаясь их, создавали колеса на свой вкус (по данным III Совещательного съезда инженеров службы подвижного состава и тяги, в 1881 г. на железных дорогах имелись 23 разновидности колес). Основное внимание при их разработке уделялось выбору угла наклона и формы профиля гребня колеса.

Описание причин появления двухточечного контакта и его последствий для эксплуатации экипажа и пути появилось в железнодорожной литературе еще в конце XIX в. Однако, хотя разработка формы профилей колеса и рельса ведется уже более ста лет различными железнодорожными исследовательскими организациями, она далека от завершения, поскольку, как сказано выше, не существует единого оптимального профиля для всех условий эксплуатации.

В 1882 г. Поше предложил формулу для расчета отношения боковой силы на гребне к вертикальной нагрузке на колесо, необходимого для его всползания на рельс, которая легла в основу теории схода [9]. Из рассмотрения сил на гребне следовало, что чем больше его крутизна, тем выше безопасность от схода. Однако при вписывании в кривые увеличение угла наклона гребня приводит к повышению сопротивления движению экипажа в кривой и, следовательно, увеличению силы тяги, которая тратится на преодоление момента силы трения на гребне. В крутых кривых большая нормальная сила при большом угле наклона, разрушая поверхность соприкосновения на головке рельса, приводит к росту трения, увеличивая тем самым стремление к сходу. Марье утверждал, что, по данным двадцатилетней статистики сходов с 1884 по 1904 г., число случаев сходов на английских железных дорогах, происходящих на 1000 км пути, примерно одинаково для гребней с разными профилями [9]. Тем не менее еще в конце XIX в. для выбора угла наклона гребня колеса

основополагающими являлись задачи устойчивости от схода у локомотивов и вагонов. Считалось, что колесо с большим диаметром сходит с рельса легче колеса с малым диаметром, поскольку легче поднимается при преодолении вертикальных неровностей. Кроме того, полагали, что на устойчивость локомотивов от схода влияет разгрузка паровозного колеса противовесами [10]. Это проявляется также при прохождении стрелочных переводов. Поэтому многие фирмы для паровозов с колесами большого диаметра принимали гребни с углом наклона порядка 70° , а в Германии чаще всего эта конусность применялась и на городском транспорте [11]. Для русских железных дорог форму профиля локомотивного гребня с учетом большой базы паровоза предложил А. Л. Васютинский в 1898 г. [12].

Увеличение угла наклона реборды с 60° до 70° приводит к увеличению допустимой величины отношения боковой силы к вертикальной нагрузке на 45%. Что же касается сопротивления, то по опытам сопротивление на гребне с углом 75° на 140% больше сопротивления при гребне с углом 60° [13].

В системе колесо — рельс сложность задачи выбора формы профиля заключается в том, что требуется рассматривать работу трех различных конструкций: колесная пара, рельс и стрелочный перевод. Каждая из этих взаимно влияющих конструкций в процессе своего жизненного цикла имеет свои особенности в обслуживании, темпах и форме износов. Причем если для колес и рельсов требовалось в основном увеличить живучесть конструкции, то для стрелочных переводов вопрос касался и безопасности движения. Еще А. Л. Васютинский в 1924 г. писал: «Как Служба Пути до сих пор не остановилась на едином типе стрелочного пера, так и Служба Тяги в выборе очертания бандажа, а особенно в очертании нормального гребня бандажа, проявляет большое разнообразие; Турция, Австрия, Румыния, Венгрия, Швеция, Сербия и Пруссия имеют одного типа бандаж, ...Россия, Франция, Дания, Египет, Италия, Голландия, Португалия, Испания, Германия и Америка имеют различные и отличные друг от друга бандажи». В этих странах высота гребня принимается от 27 до 33 мм. Американский гребень, построенный из дуг различных радиусов, имеет высоту $1^\circ = 25,4$ мм. Радиус выкружки — от 13 до 9 мм.

В России товарные вагоны казенных железных дорог с 1891 г. имели колеса единого профиля с высотой гребня 25 мм при радиусе перехода порядка 14 мм. Приказом Министерства путей сообщения №50 от 18 апреля 1915 г. был установлен обязательный вагонный профиль с углом наклона гребня 60° при высоте 28 мм и радиусе выкружки перехода 14 мм. Радиус закругления головки рельса, имевшей уширение книзу, по рекомендациям 1902 г. составлял 8...14 мм.

В 1926 г. был введен объединенный профиль для локомотивов и вагонов с углом наклона 60° , высотой гребня 28 мм и радиусом выкружки 15 мм. Он просуществовал до 1931 г. Затем для локомотивов угол наклона был увеличен до 70° , а высота гребня до 30 мм. При этом ссылались на угол наклона американского профиля, который почти не имел прямолинейной образующей при высоте гребня, не превышающей 1 дюйм как для локомотивов, так и для вагонов.

В 1959—1960 гг. в связи с появившимися признаками недостаточной контактной прочности и износоустойчивости колес и рельсов во ВНИИЖТе были проведены теоретические и экспериментальные исследования по выбору рационального профиля колес. К этому времени прекратилось производство паровозов с колесами большого диаметра, что позволило ставить вопрос об унификации профиля.

Ввиду отсутствия на наших дорогах специализированных линий была поставлена задача выбора оптимального профиля при смешанном движении поездов с небольшой разницей в допускаемых скоростях движения пассажирских и грузовых поездов. В 1978 г. Главным управлением локомотивного хозяйства МПС вместо разных профилей поверхности катания вагонных и локомотивных колес был утвержден для опытного применения единый профиль у обоих видов колес.

Причины введения многообразия профилей. Существенное изменение условий эксплуатации в 80-х годах прошлого века, связанное с необходимостью обеспечения растущего объема перевозок и повышением грузонапряженности основных направлений сети железных дорог, привело к росту интенсивности износа гребней колес подвижного состава и бокового износа головки рельса в кривых. В связи с этим появилось много предложений, касающихся изменения профилей поверхности катания колес, в первую очередь колес локомотивов, обращающихся на тяговых плечах со сложным планом и профилем пути. В результате были выпущены ГОСТы для локомотивных и вагонных колесных пар, в каждом из которых приведен набор форм профилей на любой вкус. Это приводит к необходимости работать в разных депо на разных станках по различным технологиям [14]. В «Инструкции по формированию колесных пар» № ЦТ-329 для тягового подвижного состава предусмотрено восемь профилей. На Западно-Сибирской железной дороге используют три профиля бандажей на электровозах ВЛ10. Для вагонных колес в ГОСТ 9036—88 приведено четыре типа профилей.

Заводы поставляют дорогам технику по своим условиям. Поэтому часто при ТР-3, чтобы комплектовать колесные пары с одинаковыми бандажами, приходится обтачивать колеса заново. Причем в разных цехах одного депо могут обтачивать колеса по

разным профилям. Например, в депо Пермские Моторы и Мотовилиха одновременно обтачивают колесные пары тепловозов по профилю ДМетИ ЛР и по ГОСТ 11018 – 2000 [15].

В 1995 г. МПС России была принята стратегия совершенствования взаимодействия в системе колесо — рельс за счет внедрения технологии лубрикации зоны контакта гребня колеса с боковой гранью головки рельса. Ее реализация позволила не только стабилизировать эксплуатационную работу, но и снизить эксплуатационные расходы железных дорог, связанные с досрочной заменой рельсов в кривых, ремкомплектных стрелочных переводов, колесно-моторных блоков локомотивов и вагонных колесных пар, а также уменьшить удельные расходы топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов.

Введение в марте 2015 г. новой методики классификации железнодорожных линий актуализировало проблему совершенствования профилей колес и рельсов для линий, специализируемых под грузовое и пассажирское движение.

Как показывает опыт эксплуатации, на линиях смешанного движения поездов после определенного периода приработки различие в первоначальной обточке исчезает и интенсивность износа начинает зависеть в основном от состояния экипажной части и условий эксплуатации подвижного состава.

Критерий для разработки профиля. Основным критерием при разработке профиля колеса, взаимно увязанного с профилем головки рельса, является отсутствие влияния и минимизация контактных напряжений, что приводит к уменьшению интенсивности износа. Высоту гребня следует выбирать не более 28 мм с тем, чтобы уменьшить появление остроконечного наката [14]. Форма нового профиля должна выбираться такой, чтобы ее изменение было минимальным в течение всего срока службы. Радиус рабочей грани наружных рельсов должен согласовываться с ребордой и плавно переходить в очертание головки с тем, чтобы избежать двухточечного контакта, а при одноточечном обеспечивать достаточно большое пятно соприкосновения во избежание высоких удельных давлений. Так как область контакта непрерывно смещается, радиус головки должен быть несколько меньше переходного радиуса гребня.

Примеры изменения профиля в эксплуатации. Поскольку основная интенсивность износа наблюдается в период приработки нового колеса, в Германии в 1934 г. Хейманом был предложен профиль «изношенного колеса» [4, 11] для достижения одноточечного контакта в кривых. Этот профиль внедрили в начале 70-х годов на локомотивах дороги Canadian National, работающих в горных условиях, увеличив срок службы колес по износу в 2 раза. На основе полученных результатов в США в 80-х годах были

начаты исследования по созданию формы профиля, максимально подходившего к наблюдаемому в эксплуатации [16]. На трех дорогах было обмерено 356 колес трех диаметров и 87 поперечных сечений рельсов в прямых и кривых участках пути. Новый профиль AAR-1B был принят как обязательный для всех новых вагонов Северной Америки с 1 сентября 1990 г. Проведенные испытания и эксплуатационные наблюдения показали снижение интенсивности износа и, как следствие, уменьшение расхода топлива порядка 30%. Однако по результатам испытаний на нескольких дорогах Канады оказалось, что колеса с профилем AAR-1B не вполне соответствуют рельсам. Это проявлялось преимущественно на дорогах с большим количеством крутых кривых, где более чем вдвое увеличивался период приработки по сравнению с профилем Хеймана, что показывает необходимость одновременной разработки для определенных условий как колес, так и рельсов.

Профильная шлифовка рельсов. Снижение эксплуатационных расходов можно получить за счет шлифовки рельса под оптимальный профиль головки. Причем он различен для прямых и крутых кривых. Первоначально шлифование применяли для борьбы с волнообразным износом на небольшом числе участков пути [17]. Однако развитие техники шлифования позволило не только устранять неровности и зарождающиеся повреждения головок рельсов, но и придавать ее профилю определенную форму в зависимости от условий работы данного участка пути. Поэтому рабочую и наружную грани головки рельса обрабатывают по-разному. В Австрии асимметричное шлифование проводится при текущем содержании пути с устранением волнообразного износа. При этом наблюдается увеличение срока службы рельсов до 50%.

С целью снижения интенсивности усталостного износа для кривых большого радиуса разработан профиль Anti-Headcheck, применяемый во Франции (SNCF), Нидерландах (ProRail) и ряде других стран. Они используют стандартный рельс UIC54, у которого в зоне рабочей грани сошлифован слой металла толщиной до 1 мм. Такой метод позволяет уменьшить износные процессы при периодических набеганиях колеса на рельс, характерных для пологих кривых.

Вывод. Одним из средств снижения интенсивности износа в системе колесо — рельс и сокращения затрат топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов в современных условиях является совершенствование профилей поверхностей катания колеса и рельса. При этом разработка взаимозвязанных профилей должна вестись для линий скоростного и высокоскоростного движения, специализируемых под грузовое и тяжеловесное движение и работающих в условиях совмещенной эксплуатации. На первом этапе, не ожидая завершения работ по оптимизации профилей,

необходимо ввести единую высоту гребней колесных пар локомотивов и вагонов, исключаящую передачу тягового усилия от локомотивов через гребень колеса на боковую грань головки рельсов, и организовать профильную обработку рельсов в кривых и прямых с применением рельсошлифовальных поездов для придания им необходимой формы головки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коссов В. С. Гармонизация параметров локомотивной тяги и инфраструктуры с точки зрения воздействия на скорости и веса поездов и оптимизации перевозочного процесса // Бюллетень Общественного ученого совета ОАО «РЖД». 2010. № 4. С. 1 – 18.
2. Стандарт МСЖД 518 ОР. Испытание и утверждение железнодорожных экипажей с точки зрения их динамических характеристик. URL: https://docviewer.yandex.ru/?url=http%3A%2F%2Fwww.vniizht.ru%2Ffiles%2Ffile_260%2F2014-01-20%2F%25D0%25A1%25 (дата обращения: 27.05.2016 г.).
3. S. Marich, P. Bartle, R. Bowey, A. Cowin, G. Offereins, M. Moynan. Assessment of Wheel/Rail Interaction and Vehicle Dynamics at BHP Iron Ore, ИННА, STS-Conference «Wheel/Rail Interface», Moscow, June 14 – 17 1999, pp. 67 – 77.
4. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: пер. с англ. / У. Дж. Харрис [и др.]. М.: Интекст, 2002. 408 с.
5. Мелентьев Л. П. Влияние формы головки рельса на интенсивность развития бокового износа и дефекта // Тр. ЦНИИ МПС. 1961. Вып. 220. С. 123 – 142.
6. Лукьянов А. В. Влияние износа колес на контактно-усталостные повреждения рельсов // Вестник ВНИИЖТ. 1982. № 4. С. 39 – 42.
7. Ромен Ю. С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний. М.: ВМГ-Принт, 2014. 210 с.

Harmonization of rail profiles and wheel pair

Yu. S. ROMEN¹, Yu. P. BORONENKO²

¹Joint Stock Company "Railway research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

²Petersburg State University of Railway Transport of the Emperor Alexander I (FGBOU VPO PGUPS), St. Petersburg, 190031, Russia

Abstract. The main difficulty of developing measures for complex evaluation of loading and increasing of resource of running gear parts performance is considering of differences of performance conditions of wheel-rail system.

The article presents review of Russian and foreign experience on selection of shapes of carriage wheel profiles depending on the development of railway machinery and changes in terms of operation.

It is noted that complexity of task of selecting profile shape is that it needs to consider performance of three different designs: wheel pair, rail and turnout. Each of these mutually affecting designs during its life cycle has its own features in maintenance, terms and forms of wear.

The great contribution in development and implementation of the Strategy of improvement of wheel-rail interaction, due to implementation of lubrication technology of the area of contact of wheel flange and side edge of rail head, was made theoretical and experimental studies of scientists and researchers of VNIIZhT. Performing complex measures allows from the middle of 90-ies of XX-

th century stabilizing operational work and decreasing operational costs for domestic railways.

A conclusion was made on the fact that in modern terms development of interconnecting profiles should be made for express and high-speed lines, specializing for freight and heavy haul service, and operating in mixed service. It is feasible to put common height of wheel flanges of locomotives and wagons, excluding transmission of traction force from locomotives through wheel flange to side edge of rail head, and also to organize profile processing of rails in curves and on tangent sections with rail grinding vehicles to make required form of rail head.

Keywords: wheel-rail; decreasing wear intensity; rail grinding

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-4-201-206>

REFERENCES

1. Kossov V. S. *Garmonizatsiya parametrov lokomotivnoy tyagi i infrastruktury s tochki zreniya vozdeystviya na skorosti i vesa poezdov i optimizatsii perevochnogo protsesssa* [Harmonisation of the parameters of locomotive traction and infrastructure in terms of impact on the speed and weight of trains and optimization of transportation process]. *Byulleten' Ob"edinennogo uchenogo*
8. Dendy Marshall, C. F., *A History of British Railways down to the Year 1830*, Oxford University Press, London, pp. 147 – 148, 1938.
9. Марье Г. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Госжелдориздат, 1933. 338 с.
10. Мейнеке Ф. Краткий курс паровозостроения. М.: Трансжелдориздат, 1938. 308 с.
11. Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеей. М.: Трансжелдориздат, 1957. 416 с.
12. История железнодорожного транспорта России. Т. 1. 1836 – 1917 / под. ред. Е. А. Красковского. М.: АО «Иван Федоров», 1994. 174 с.
13. Николаев И. И. Теория и конструкция паровозов. Динамика и парораспределение паровозов. М.: ГНТИ, 1939. 424 с.
14. Ликратов Ю. Колесо анфас и в профиль // *Гудок*. 2006. 13 января.
15. Буйносов А. П., Пышный И. М. Выбор профиля бандажей колесных пар тепловозов, исходя из критерия максимального ресурса колесных пар до обточки // *Тяжелое машиностроение*. 2011. № 4. С. 5 – 11.
16. Лири Дж. Ф. Колеса с изношенным профилем для вагонов железных дорог США // *Железные дороги мира*. 1992. № 8. С. 25 – 27.
17. W. Schöch. Regelmaßnahme asymmetrisches Schleifen. *ZEVrail Glasers Annalen*, 2005, Heft 8, S. 317 – 323.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

РОМЕН Юрий Семенович,

д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник, АО «ВНИИЖТ»

БОРОНЕНКО Юрий Павлович,

д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство», ПГУПС

Статья поступила в редакцию 16.04.2016 г., принята к публикации 14.06.2016 г.

■ E-mail: uromen@mail.ru (Yu. S. Romen)

soвета ОАО "RZhD" [Bulletin of the Joint Scientific Council of the JSC "Russian Railways"], 2010, no. 4, pp. 1 – 18.

2. UIC 518 OR. *Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic characteristics*. April 25, 2016. Available at https://docviewer.yandex.ru/?url=http%3A%2F%2Fwww.vniizht.ru%2Ffiles%2Ffile_260%2F2014%2F0120%2F%25D0%25A1%25

3. S. Marich, P. Bartle, R. Bowey, A. Cowin, G. Offereins, M. Moynan. *Assessment of Wheel/Rail Interaction and Vehicle Dynamics at BHP Iron Ore*. IHHA, STS-Conference "Wheel/Rail Interface". Moscow, June 14 – 17, 1999, pp. 67 – 77.

4. Kharris U. Dzh., Zakharov S. M., Landgren Dzh., Turne Kh., Ebersen V. *Obobshchenie peredovogo opyta tyazhelovesnogo dvizheniya: voprosy vzaimodeystviya koleasa i rel'sa* [Guidelines to best practices for heavy haul railway operations: Issues of wheel and rail interface]. Moscow, Intext Publ., 2002, 408 p.

5. Melent'ev L. P. *Vliyaniye formy golovki rel'sa na intensivnost' razvitiya bokovogo iznosa i defekta* [Effect of the rail head on the intensity of the lateral wear and defects]. Trudy TsNII MPS. [Proc. of the Central Research Institute of the Ministry of Railway Transport]. Moscow, 1961, no. 220, pp. 123 – 142.

6. Luk'yanov A. V. *Vliyaniye iznosa koleasa na kontaktno-ustalostnyye povrezhdeniya rel'sov* [Effect of wheels wear on contact fatigue damage to the rails]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 1982, no. 4, pp. 39 – 42.

7. Romen Yu. S. *Dinamika zheleznodorozhnogo ekipazha v rel'sovoy kolee. Metody rascheta i ispytaniy* [Railway vehicle dynamics in railway gauge. Methods for calculation and tests]. Moscow, VMG-Print Publ., 2014, 210 p.

8. Dendy Marshall, C. F. A. *History of British Railways down to the Year 1830*. Oxford University Press, London, 1938, pp. 147 – 148.

9. Mar'e G. *Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava* [Vehicle and railway track interaction], Moscow, Goszheldorizdat Publ., 1933, 338 p.

10. Meyneke F. *Kratkiy kurs parovozostroeniya* [Short-term course on steam locomotive engineering]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1938, 308 p.

11. Kheyman Kh. *Napravleniye zheleznodorozhnykh ekipazhey rel'sovoy koleey* [Directing railway vehicle carriages by railway gauge]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1957, 416 p.

12. Krasovskiy E. A. *Istoriya zheleznodorozhnogo transporta Rossii. T. 1. 1836 – 1917* [History of the Railway Transport of Russia. Vol. 1 1836 – 1917]. Moscow, JSC "Ivan Federov" Publ., 1994, 174 p.

13. Nikolaev I. I. *Teoriya i konstruktziya parovozov. Dinamika i paroraspredeleyeniye parovozov* [Theory and construction of locomotives. Dynamics and steam distribution of locomotives]. Moscow, GNTI Publ., 1939, 424 p.

14. Likratov Yu. *Koleso anfas i v profil'* [The wheel in full face and in profile]. Gudok, January 13, 2006.

15. Buynosov A. P., Pyshniy I. M. *Vybor profilya bandazhey koleasnykh par teplovozov, iskhodya iz kriteriya maksimal'nogo resursa koleasnykh par do obtochki* [Selecting profile of wheelsets tires of locomotives, based on the criterion of maximum resource of wheelsets before turning]. Tyazheloe mashinostroeniye [Heavy engineering], 2011, no. 4, pp. 5 – 11.

16. Learie J. F. *Kolesa s iznoshennym profilem dlya vagonov zheleznykh dorog SShA* [Wheels with worn-out profile for cars of the USA railways]. Zheleznyye dorogi mira [World railways], 1992, no. 8, pp. 25 – 27.

17. W. Schöch. *Regelmaßnahme asymmetrisches Schleifen*. ZEVrail Glasers Annalen, 2005, no. 8, pp. 317 – 323.

ABOUT THE AUTHORS

ROMEN Yuriy Semenovich,

Dr. Sci.(Eng.), Professor, Chief Researcher, JSC "VNIIZhT"

BORONENKO Yuriy Pavlovich,

Dr. Sci.(Eng.), Professor, Head of Department "Wagons and wagon facility", PGUPS

Received 16.04.2016

Accepted 14.06.2016

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Дыдышко П. И. Земляное полотно железнодорожного пути. Справочник: науч. тр. ОАО «ВНИИЖТ». М.: Интекст, 2014. 416 с.

Изложены справочные данные и научное обоснование обеспечения стабильности земляного полотна железнодорожного пути, включая инновационные решения, на основе исследований процессов тепломассопереноса в грунтах. Представлено неизвестное ранее термоэлектрокинетическое явление, обуславливающее перенос влаги в капиллярных анизотермических системах, который влияет на несущую способность и устойчивость основания пути. Материалы справочника включают в себя порядок прове-

дения инженерных изысканий, методы расчетов, конструкции земляного полотна новых линий, дополнительных главных путей и усиления (реконструкции) эксплуатируемых линий. Рассмотрены объекты в различных инженерно-геологических условиях. Приведены порядок содержания земляного полотна, правила приемки объектов в эксплуатацию и правила охраны окружающей среды.

По вопросам предварительного заказа на приобретение книги обращайтесь в редакционно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ», тел. (499) 260-43-20.