



Способ увеличения межремонтного пробега грузовых вагонов за счет модернизации тележки



Алексей ПЕТРОВ
Aleksei G. PETROV

Михаил САПЕТОВ
Mikhail V. SAPETOV



Сергей ПОРЯДИН
Sergei I. PORYADIN

Петров Алексей Геннадьевич — заместитель начальника отдела перевозок Федерального агентства железнодорожного транспорта, Москва, Россия.
Сапетов Михаил Владимирович — генеральный директор ОАО «Вагонная ремонтная компания-2», Москва, Россия.
Порядин Сергей Иванович — заместитель генерального директора по техническому развитию — главный инженер ОАО «Федеральная грузовая компания», Москва, Россия.

Methods to Increase Freight Cars' Distance Run between Repairs by Upgrading Car's Bogie
(текст статьи на англ. яз. — English text of the article — p. 53)

С участием авторов в МИИТ уточнены математические и компьютерные модели вагонов, описывающие движение по железнодорожному пути с нормируемыми неровностями в плане и профиле. Особенностью моделей являются учет пространственных колебаний каждого узла и детали как твердого тела, свойств конструкции, материалов, а также прогнозирование абразивного износа ответственных элементов тележки. Обосновывается возможность увеличения межремонтного пробега вагона с простой модернизацией тележек модели 18-100 от 160 до 250 тыс. км, при комплексной модернизации — до 500 тыс. км.

Ключевые слова: железная дорога, грузовые вагоны, тележка модели 18-100, компьютерная модель движения вагона, модернизация, межремонтный пробег, показатели динамики вагона, снижение износов.

Грузовые вагоны в России эксплуатируются в основном на тележках модели 18-100, которые изначально были спроектированы под значительно меньшую, чем сейчас, осевую нагрузку. С увеличением же осевых нагрузок режимы работы тележки стали отличаться от расчетных. Появился ряд конструктивных недочетов, которые приводят к возникновению значительных динамических сил, особенно в зоне контакта колеса и рельса, а также интенсивному и неравномерному износу пар трения, недостаточно демпфируемым колебаниям вагона в движении. По нашему мнению, для существенного повышения межремонтного пробега вагонов на таких тележках надо в первую очередь улучшить их динамические качества и вибронегативность ходовых частей, то есть снизить динамические силы и вибрации, что уменьшит износ несущих литых деталей и узлов, их фрикционных пар трения в тележке.

Исследования для этих задач выполняются с целью определения эффективных

и недорогих способов снижения вибронегативности и износа деталей и узлов ходовых частей. Их проводят с помощью разработанных в МИИТ на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» уточненных компьютерных моделей, описывающих движение разных типов вагонов и тележек. Эти модели создавались в программной среде вычислительных комплексов «ДИОНИС» (МИИТ), «Универсальный механизм» (БГТУ) и «MSC.ADAMS/Rail» (Mechanical Dynamics Inc.). Они в основном представляют собой систему твердых тел, соединенных между собой шарнирами и силовыми элементами, и включают в себя твердый или податливый кузов (или котел) и две двухосные тележки. Каждая тележка имеет свои твердые тела: две колесные пары, две боковые рамы, четыре буксовых адаптера и фрикционных клина, надрессорную балку, силовые элементы подвески, прокладки и вибропоглотители (рис. 1). Особенностью моделей тележки является учет движения в пространстве всех фрикционных клиньев как отдельных твердых тел с шестью степенями свободы и использование уточненных контактных и фрикционных взаимодействий [1-3].

Для моделирования различных типов буксовых узлов тележек (корпусные буксы, адаптеры и вибропоглотители) они были включены в компьютерную модель как отдельные твердые тела со сложными связями. Например, связь колесной пары с буксовыми узлами реализована в виде вращательных шарниров со степенью свободы. В силу того, что радиальные и осевые зазоры между узлами подшипника весьма малы по сравнению с зазорами в челюстном проеме боковины вдоль и поперек, учет каждого тела подшипника не приведет к изменению характера динамических процессов в системе вагон-путь, а лишь даст возможность оценить динамические процессы в самом подшипнике. Учет каждого ролика как отдельного тела приводит к существенному увеличению компьютерного времени счета.

В компьютерной модели было реализовано четыре варианта буксовых узлов:

№ 1 – обычные корпуса букс, рис. 2а;

№ 2 – адаптеры (полубуксы), рис. 2б;

№ 3 – адаптер с измененной опорной поверхностью, рис. 3;

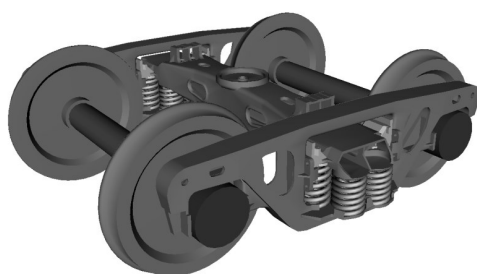


Рис. 1. Уточненная базовая компьютерная модель вагонной тележки модели 18-100.

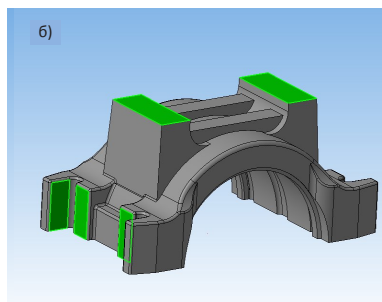
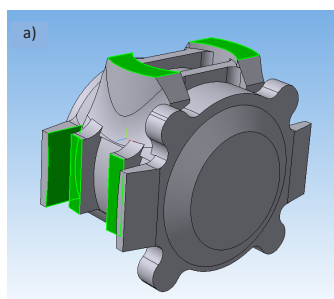


Рис. 2. Контактные опорные и упорные поверхности на корпусе буксы и буксовом адаптере:

а) – типовой корпус буксы;
б) – типовой буксовый адаптер (полубукса).

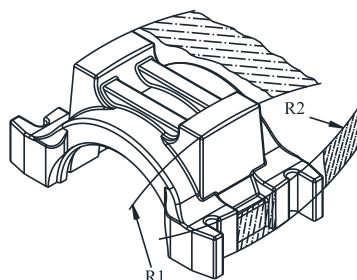


Рис. 3. Вариант буксового адаптера с измененной схемой передачи опорной и упорной нагрузки.

№ 4 – корпус буксы или адаптер в сочетании с износостойким вибропоглотителем, рис. 4.

Как отмечалось, при изменении схемы передачи вертикальных, продольных и угловых нагрузок от боковых рам на адап-



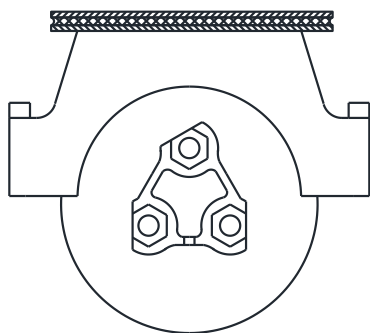


Рис. 4. Буксовый адаптер в сочетании с вибропоглотителем.

тер и подшипниковые узлы, заключающиеся в замене плоской опорной и упорной поверхностей адаптера на цилиндрическую поверхность с большим радиусом кривизны, улучшаются условия нагруженности подшипников. При криволинейной поверхности исключается эффект кромочного опирания при угловых колебаниях боковой качки и забегания боковых рам, а также защемления адаптера. Тем самым исключается вероятность неравномерного распределения нагрузок, приходящихся на передний и задний подшипники.

Под долговечностью подшипника качения подразумевается число оборотов, которое одно из колец совершает относительно другого кольца до появления первых признаков усталости материала на одном из них или на теле качения. Оценка долговечности подшипников буксовых узлов выполним по известному методу оценки подшипников на усталостное разрушение.

На рис. 5 представлены графики распределения радиальных сил на ролики подшипника при измененной схеме передачи вертикальной нагрузки.

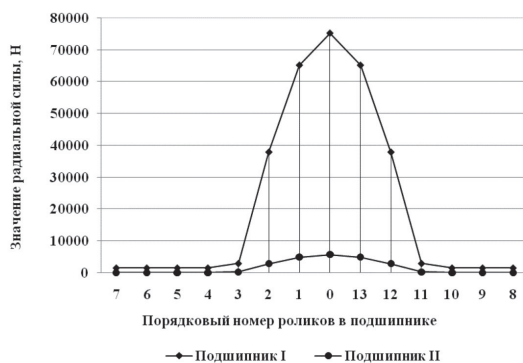


Рис. 5. График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внешней стороны радиуса кривого участка пути (асимметричное приложение сил).

Расчеты по оценке долговечности подшипниковых узлов букс колесных пар при постоянном нагруженном движении вагона и условиям распределения эквивалентной силы показали, что (см. рис. 6):

— при движении вагона в кривом участке пути и при *симметричном* распределении эквивалентной силы между подшипниковыми узлами минимальная безотказность работы 50209 тыс. км;

— при движении вагона в кривом участке пути и при *асимметричном* распределении эквивалентной силы между подшипниковыми узлами минимальная безотказность работы 4582 тыс. км;

— при движении вагона в прямом участке пути и при *симметричном* распределении эквивалентной силы между подшипниковыми узлами минимальная безотказность работы 64242 тыс. км;

— при движении вагона в прямом участке пути и при *асимметричном* распределении эквивалентной силы между подшипниковыми узлами минимальная безотказность работы 5413 тыс. км.

Рис. 6. Минимальная безотказность работы кассетного подшипника при движении вагона в прямых и кривых участках пути.

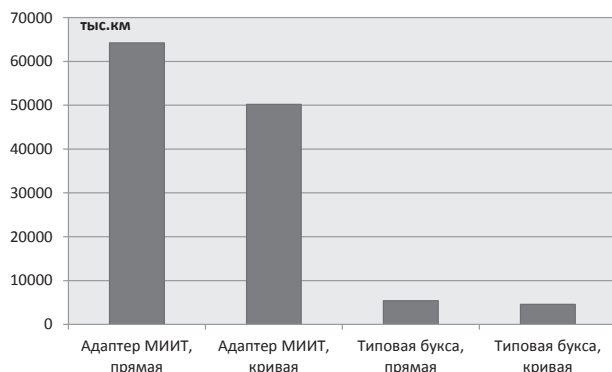


Таблица 1

Снижение износа деталей тележки

Наименование фрикционного узла	Снижение износа в%:	
	адаптер МИИТ «Б»	Вибропоглотитель «В»
Опорная поверхность буксы	4,05%	99,18%
Фрикционная планка	1,41%	20,05%
Наклонная поверхность клина	3,62%	8,78%
Опорная поверхность пятника	7,07%	17,88%
Износ обода колеса	27,42%	75,44%

То есть, используя схему с симметричным распределением эквивалентной силы между подшипниками буксового узла, можно получить наибольшую вероятную безотказность работы подшипников. Эта симметричная схема за счет цилиндрических опорных и упорных поверхностей адаптера МИИТ дает увеличение вероятной безотказности примерно в 11 раз (на 550%) по сравнению с несимметричной схемой, используемой в типовых буксовых узлах и адаптерах с плоской опорной поверхностью.

Износостойкие поглотители вибрации (вибропоглотители) были смоделированы в качестве подсистемы, состоящей из двух стальных слоев и одного полимерного слоя эластомера (рис. 4).

Полимерный слой реализован при помощи реологической модели Максвелла, так называемой «рессоры Фанчера» и составляющей нелинейности (рис. 7). Математическая модель строится из условия равенства упругой и упруго-диссипативной сил по причине безынерционности силового элемента и включает дифференциальное уравнение $d \cdot \dot{x}_1 = c \cdot x_2$, где x_2 – разность между x и x_1 ; c , c_1 – жесткость последовательной и параллельной пружин соответственно; d – диссипация параллельного элемента.

Математическая модель рессоры Фанчера, являющаяся некой модификацией реологической модели параллельно установленных пружин и гасителя сухого трения, строится следующим образом:

$$F_{fan,i} = F_{env,i} + (F_{fan,i-1} - F_{env,i-1})e^{-|\Delta x_i - \Delta x_{i-1}|/\beta};$$

$$F_{env,i} = -A_{fan} \cdot \Delta x_i - F_{mp} \cdot \text{sign}\{\Delta x_i - \Delta x_{i-1}\};$$

$$F_{mp} = \mu \cdot A_{fan} \cdot \Delta x_i.$$

где F_p , F_{i-1} – сила на текущем и предыдущем шаге интегрирования; x_i, x_{i-1} – деформация на текущем и предыдущем шаге интегри-

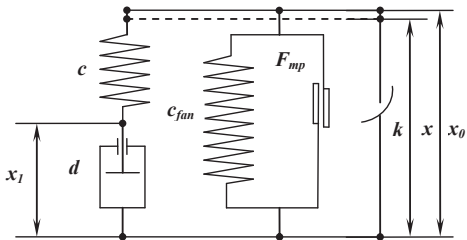


Рис. 7. Схема для моделирования металло-полимерного элемента вибропоглотителя.

рования; $F_{env,i}$ – максимальное значение силы при увеличении x (минимальное значение при уменьшении x) на x_i ; μ – коэффициент трения; c_{fan} – жесткость рессоры; $F_{тр}$ – сила трения; β – экспоненциальный параметр подвешивания (запаздывания). Для реализации нелинейности (изменения жесткости от деформации) параллельно двум, описанным выше элементам, установлен элемент, описываемый зависимостью $F_{нел} = \pm k(x - x_0)^3$ где k – коэффициент нелинейности, «+» при мягкой, «-» при жесткой характеристике.

На рис. 8 представлен гистерезис, полученный при испытаниях рельсовой прокладки из материала ТПК-5, а на рис. 9 – статический гистерезис, полученный путем гармонических колебаний при моделировании для следующих значений показателей: $\mu = 0,8$; $c_{fan} = c = 9 \text{ МН/м}$; $\beta = 0,000002$; $k = -6 \cdot 10^{12} \text{ Н/м}^3$; $\nu = 0,01 \text{ Гц}$.

На рис. 10 показана зависимость силы от деформации, полученная при динамических колебаниях для принятых значений: $\mu = 0,8$; $c_{fan} = c = 9 \text{ МН/м}$; $\beta = 0,000002$; $k = -6 \cdot 10^{12} \text{ Н/м}^3$; $d = 4500 \text{ Н с/м}$.

Было произведено многовариантное компьютерное моделирование движения цистерны с четырьмя вариантами буксового узла. Полученные результаты обработка-



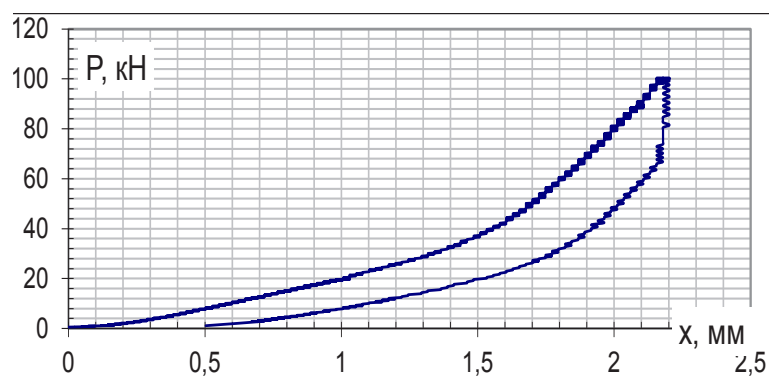


Рис. 8. Диаграмма деформирования полимера (натурный эксперимент).

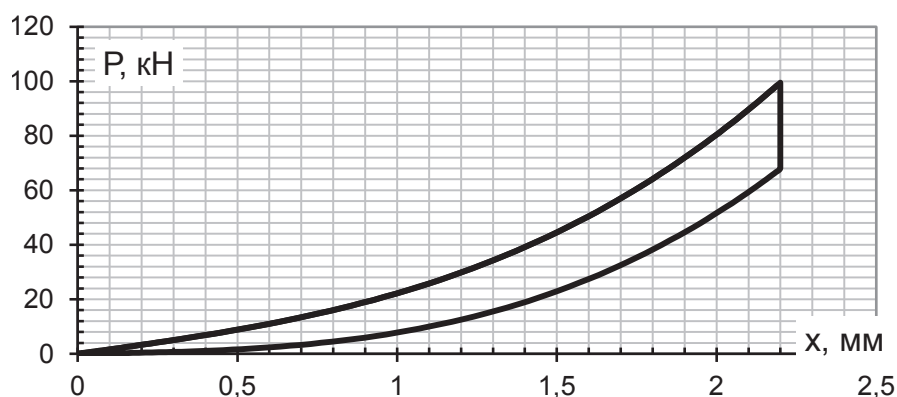


Рис. 9. Диаграмма деформирования полимера (компьютерное моделирование).

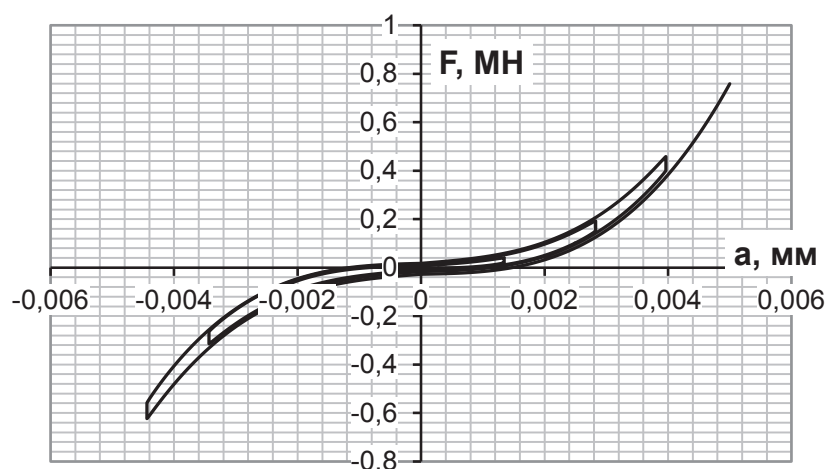


Рис. 10. Зависимость силы от деформации в динамике.

ны и получены усредненные значения в процентах для кривых и прямых участков с учетом загруженности вагона. В качестве критериев оценки влияния выбранных вариантов буксовых узлов приняты показатели динамики, безопасности движения и износов в узлах трения. В таблице 1

и на рис. 11 и 12 показаны показатели в процентах по сравнению с типовым буксовым узлом (где «—» — уменьшение показателя означает улучшение).

Анализ усредненных значений показателей динамики и безопасности свидетельствует, что наибольший эффект полу-

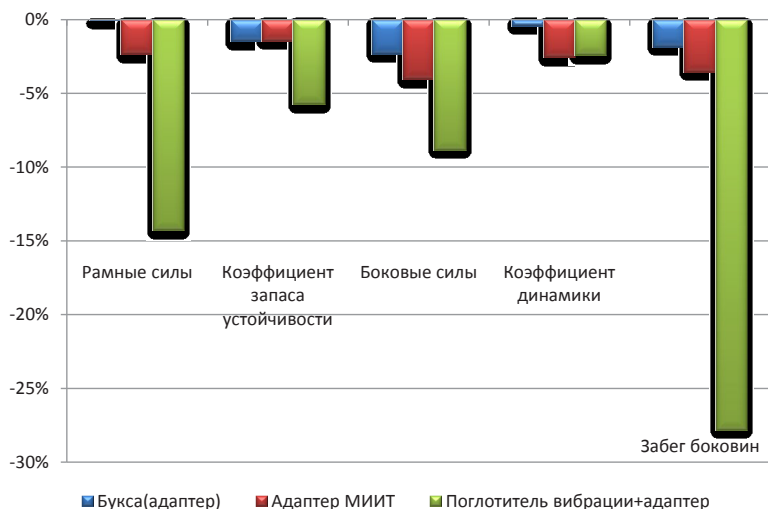


Рис. 11. Улучшение показателей динамики (в %).

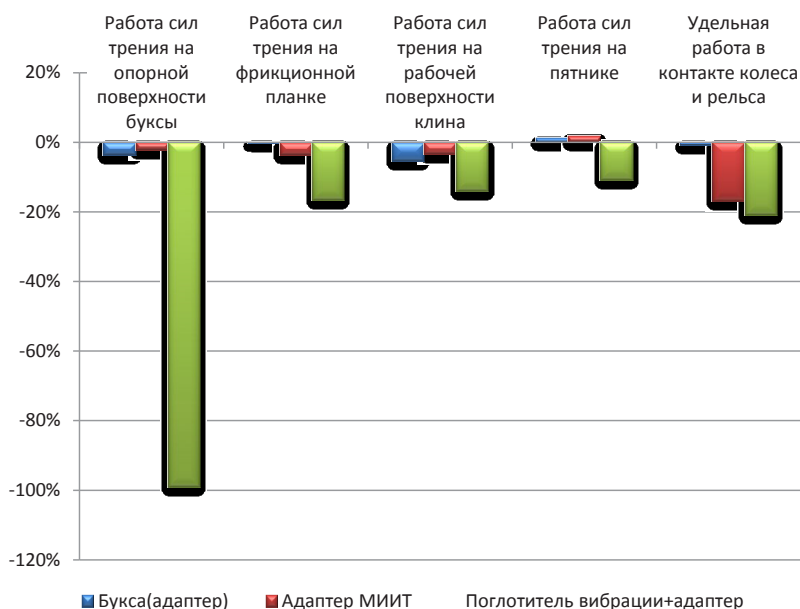


Рис. 12. Снижение износа (в %).

чается при сочетании адаптера и износостойкого поглотителя вибрации. Здесь значительный эффект достигается для забега боковин и рамных сил, 28% и 15% соответственно. По показателям износоустойчивости максимум достигается по износу опорной поверхности сил трения и износу в контакте колесо-рельс, где эффект составляет 99% и 21% соответственно. Для модернизированного адаптера с измененной схемой передачи эффект по показателям динамики – 2-4%, а по показателям износа при контакте колеса и рельса – 17%. Также следует отметить, что для типового адаптера (полубукса) максимальный эффект по показателям

динамики не превышает 2,5%, а по показателям износа – 5,5%.

Предложенные модернизации адаптера дадут возможность снизить динамические усилия и износы в системе колесо-рельс и других узлах трения тележки. В частности, применение адаптера с измененной схемой передачи позволит исключить кромочное опирание, тем самым снизив нагрузку на кассетные подшипники и повысив их долговечность в 11 раз.

Для определения реального гарантированного межремонтного пробега вагона и вычисления всех количественных параметров износов фрикционных узлов тележки была принята модель, основанная на гипо-





тезе о линейной зависимости между объемным износом и работой сил трения. Расчеты проводились при движении типовой 4-осной цистерны на прямом участке, в крутых, обычных и пологих круговых и переходных кривых участках пути с неровностями в плане и профиле 2-3 степени — общей протяженностью 218 км. Получены объемные износы и показатели их снижения для всех изнашиваемых фрикционных поверхностей тележки 18-100 при модернизации по вариантам буксового узла Б и В (см. таблицу 1).

Проведен анализ расчетов по обоснованию увеличения вероятной величины гарантированного межремонтного пробега цистерны с учетом весов, скоростей, типов участка и загруженности вагона, который показал, что по износу обода колеса расчетное среднее увеличение межремонтного пробега не менее 75% для варианта В (износостойкий вибропоглотитель) по сравнению с вариантом А, а для варианта Б (адаптер МИИТ) — 27% по сравнению с вариантом А.

В настоящее время базовая величина межремонтного пробега для грузового вагона без установки износостойких элементов в тележку 18-100 составляет 110 тыс. км. С установкой износостойких элементов в узлы трения тележки по проекту М1698 ПКБ ЦВ (вариант А базовый) межремонтный пробег — 160 тыс. км. При выполнении модернизации по варианту Б (адаптер МИИТ) с учетом значения увеличения пробега по износу колес на 27% вероятная величина гарантированного межремонтного пробега вагона будет 203,2 тыс. км. При варианте В (износостойкий вибропоглотитель) с учетом значения увеличения пробега на 75% гарантированный межремонтный пробег цистерны составит 280 тыс. км. При одновременной модернизации по варианту Б (27%) и варианту В (75%) суммарное значение увеличения пробега — 102%, или 326,4 тыс. км.

Иначе говоря, для обеспечения гарантированного межремонтного пробега ваго-

на, равного 250 тыс. км, достаточно установить износостойкий вибропоглотитель на буксовый адаптер, но еще более надежно-буксовый адаптер по варианту В (МИИТ).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В итоге предлагается для дальнейшего увеличения гарантированного межремонтного пробега вагона до 500 тыс. км все износостойкие и опорные элементы в парах трения тележки выполнять в виде износостойкого вибропоглотителя, состоящего из трехслойной металло-эластомерной прокладки. К износостойким и опорным элементам тележки также относятся изнашиваемая пластина буксового проема, подвижная фрикционная планка, прокладка-чаша в пятниковый узел, колпак скользуна, пластина под комплектом семи двухрядных пружин или колпак под пружины.

Разработаны эскизные проекты и чертежи вариантов модернизированного адаптера и износостойких вибропоглотителей для всех изнашиваемых элементов тележки, защищенные патентами РФ на изобретения и полезные модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров Г. И., Евсеев Д. Г., Филиппов В. Н. и др. Оценка безотказной работы вагонов при увеличении межремонтного пробега за счет модернизации тележки 18-100 // Труды 13-й науч.-практ. конф. «Безопасность движения поездов». — М.: МИИТ, 2012. — С. VII-12—VII-17.
2. Филиппов В. Н., Петров А. Г., Зуйков П. И. Анализ конструктивных решений по созданию скоростных тележек для грузовых вагонов // Труды 13-й науч.-практ. конф. «Безопасность движения поездов». — М.: МИИТ, 2012. — С. VII-20—VII-22.
3. Петров Г. И., Мешеряков М. А., Петров А. Г., Порядин С. И., Сапетов М. В. и др. Построение уточненной компьютерной модели грузового вагона // Труды 14-й науч.-практ. конф. «Безопасность движения поездов». — М.: МИИТ, 2013. — С. VII-35—VII-36.
4. Петров Г. И., Мешеряков М. А., Петров А. Г., Порядин С. И., Сапетов М. В. и др. Моделирование силовых взаимодействий надрессорной балки при построении компьютерной модели тележки вагона // Труды 14-й науч.-практ. конф. «Безопасность движения поездов». — М.: МИИТ, 2013. — С. VII-37—VII-38. ●

Координаты авторов: Петров А. Г. — petrowag@gmail.com, Сапетов М. В. — info@vrk2.ru, Порядин С. И. — (499) 260-8293
Статья поступила в редакцию 28.11.2014, принята к публикации 21.02.2015.

Статья подготовлена на основе материалов, представленных авторами на Международной научно-практической конференции «Конструкция, динамика и прочность подвижного состава», посвященной 75-летию со дня рождения В. Д. Хусидова (МИИТ, 20-21 марта 2014 года).