

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 виброн нагруженности 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;

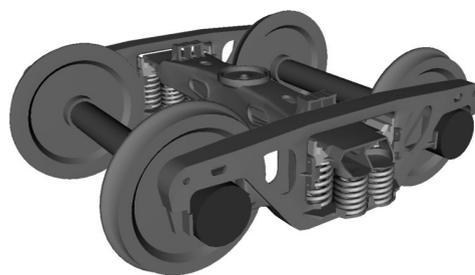


Рис. 1. Уточненная базовая компьютерная модель вагонной тележки модели 18-100.

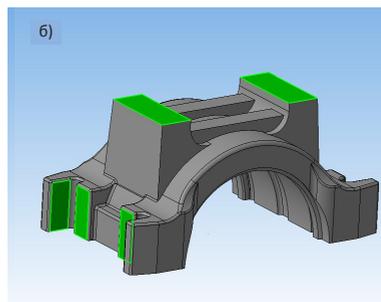
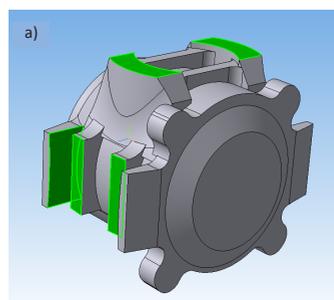


Рис. 2. Контактные опорные и упорные поверхности на корпусе буксы и буксовом адаптере:
а) – типовой корпус буксы;
б) – типовой буксовый адаптер (полубукса).

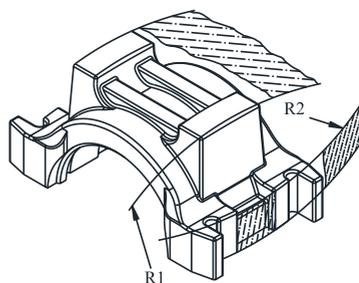


Рис. 3. Вариант буксового адаптера с измененной схемой передачи опорной и упорной нагрузки.

№ 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-



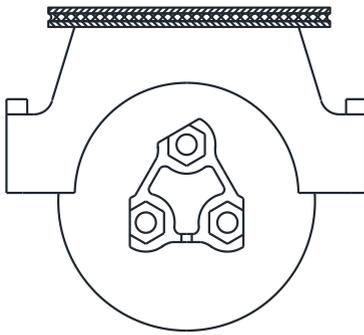


Рис. 4. Буксовый адаптер в сочетании с вибропоглопителем.

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 кромоного 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. Оценку 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.

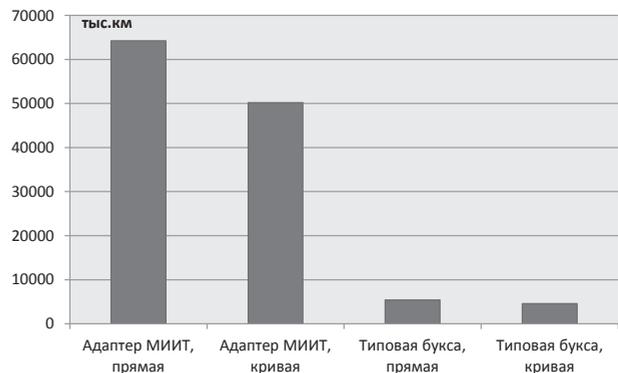


Рис. 5. График распределения радиальных сил на ролики в подшипниках буксового узла с внешней стороны радиуса кривого участка пути (асимметричное приложение сил).

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.



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 $d'x_1 = c \cdot x_2$, 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-

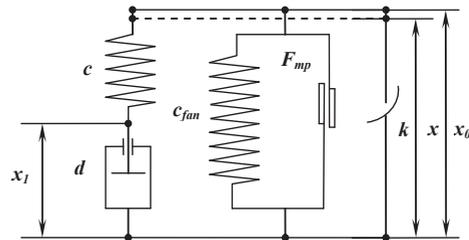


Рис. 7. Схема для моделирования металло-полимерного элемента вибропоглотителя.

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: $\mu = 0,8$; $c_{fan} = c = 9$ МН/м; $\beta = 0,000002$; $k = -6 \cdot 10^{12}$ Н/м³; $\nu = 0,01$ Гц.

На рис. 10 показана зависимость силы от деформации, полученная при динамических колебаниях для принятых значений: $\mu = 0,8$; $c_{fan} = c = 9$ МН/м; $\beta = 0,000002$; $k = -6 \cdot 10^{12}$ Н/м³; $d = 4500$ Н с/м.

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



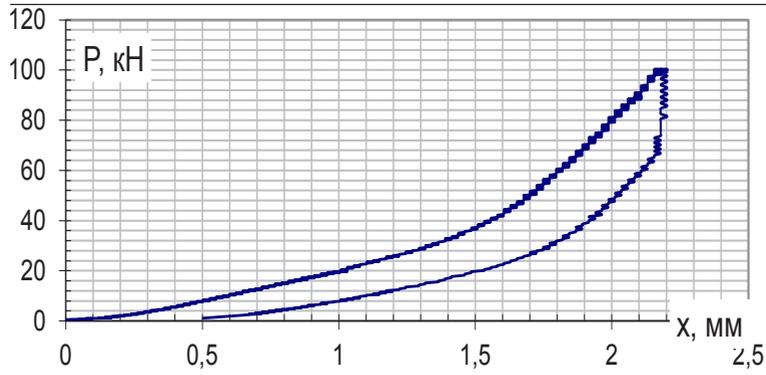


Рис. 8. Диаграмма деформирования полимера (натурный эксперимент).

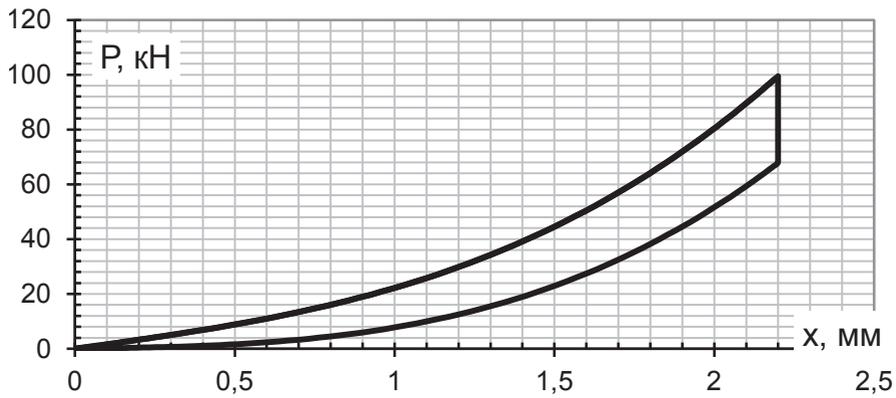


Рис. 9. Диаграмма деформирования полимера (компьютерное моделирование).

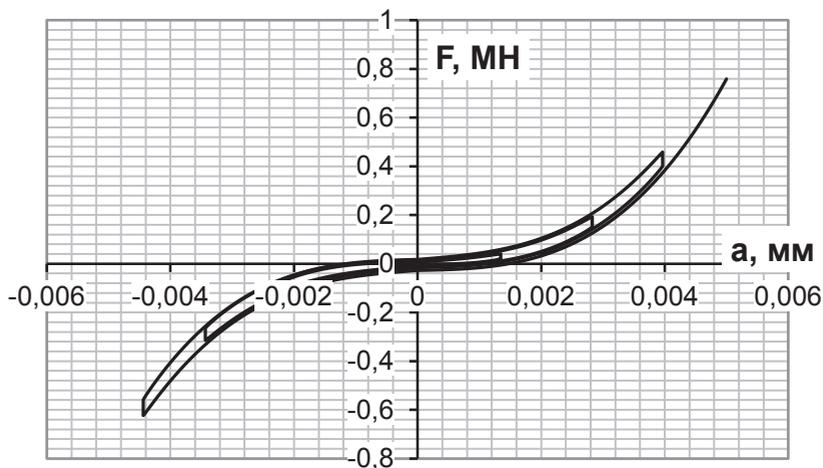


Рис. 10. Зависимость силы от деформации в динамике.

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-

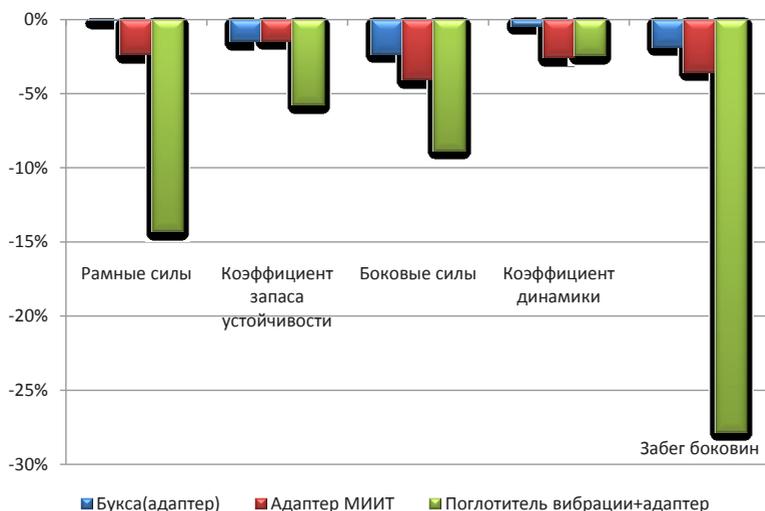


Рис. 11. Улучшение показателей динамики (в %).

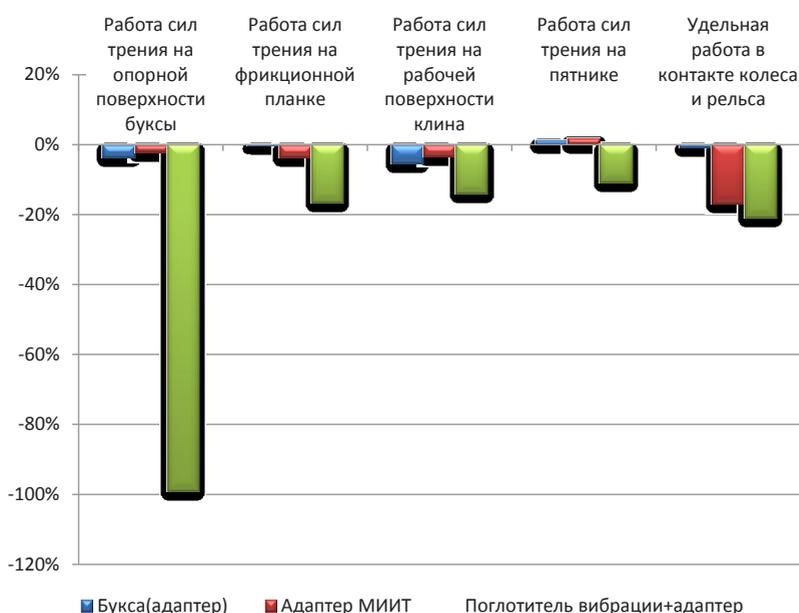


Рис. 12. Снижение износа (в %).

чается при сочетании адаптера и износоустойчивого 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).

METHODS TO INCREASE FREIGHT CARS' DISTANCE RUN BETWEEN REPAIRS BY UPGRADING CAR'S BOGIE

Petrov, Aleksei G., Federal Agency for Railway Transport, Moscow, Russia.

Sapetov, Mikhail V., JSC «Carriage Repair Company-2», Moscow, Russia.

Poryadin, Sergei I., JSC «Federal freight company», Moscow, Russia.

ABSTRACT

The authors participated in MIIT University's researches aimed at refining mathematical and computer models of cars were refined, describing a motion along railway lines with normalized irregularities in plan and profile. The models consider spatial oscillations of each node, details of solid body,

structure, material properties, as well as predict abrasive wear of critical parts and components of a bogie. The article justifies a possibility to increase overhaul life of a car by a simple upgrade of a bogie model 18-100 from 160 to 250 thousand km, and by a comprehensive modernization – up to 500 thousand km.

Keywords: railway, freight cars, bogie model 18-100, computer model of car motion, upgrading, modernization, distance run between repairs, overhaul life, performance indicators of a car, wear reduction.

Background. Freight cars in Russia are mainly operated on bogies model 18-100, which were originally designed for much smaller axial load than it is now. With an increase in the axial load working modes of a bogie differ from initially designed modes. A number of design flaws arises thus leading to the emergence of large dynamic forces, especially in the contact area of wheel and rail, as well as to intensive and uneven wear of friction pairs, inadequate damped oscillations of the car in motion. In our opinion, for a substantial increase in the overhaul life of cars on such bogies it is necessary first to improve their dynamic qualities and vibration load of running gears, i.e. to reduce dynamic forces and vibrations, which will result in reduced wear of cast bearing parts and assemblies, friction pairs in the bogie.

Research regarding those tasks is carried out in order to identify effective and inexpensive ways to reduce vibration load and wear of parts and assemblies of running gears. It is carried out at the MIIT University's department of cars and cars facilities, using developed refined computer models describing the movement of different types of cars and bogies. These models were created under a software environment for computer complexes «DIONiS» (MIIT), «Universal Mechanism» (BSTU) and «MSC.ADAMS / Rail» (Mechanical Dynamics Inc.). The models represent basically a system of rigid bodies interconnected by joints and force elements, and include a solid or a nonrigid body (or boiler) and two two-axle bogies. Each bogie has its solids: two wheel sets, two side frames, four axle adapters and friction wedges, bolster, suspension strength elements, gaskets and vibration absorbers (Pic. 1). A special feature of a bogie's model is that it accounts for a spatial movement of friction wedges as individual solids with six degrees of freedom and the use of refined contact and friction interactions [1-3].

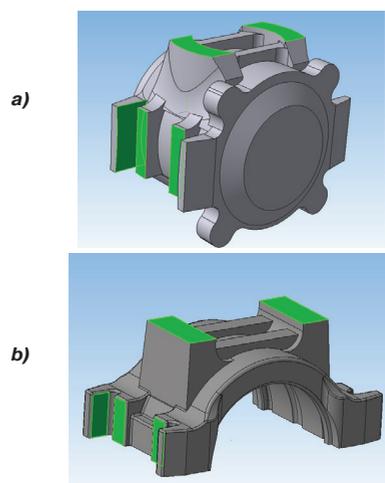
Objective. The objective of the authors is to investigate ways to increase distance run between repairs, or overhaul life of freight cars.

Methods. The authors use general engineering methods, computer simulation, analysis, comparative method.

Results. To simulate different types of axle boxes of bogies (body axle boxes, adapters and vibration absorbers), they were included in the computer model as individual solid bodies with complex relationship. For example, relation of wheel set with axle boxes is implemented as rotational joints with a degree of freedom. Due to the fact that radial and axial

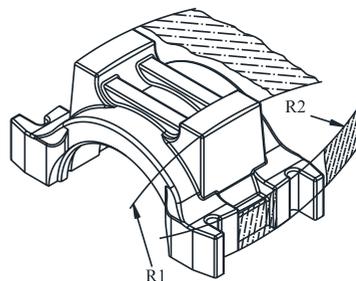


Pic. 1. Adjusted basic computer model of a bogie model 18-100.



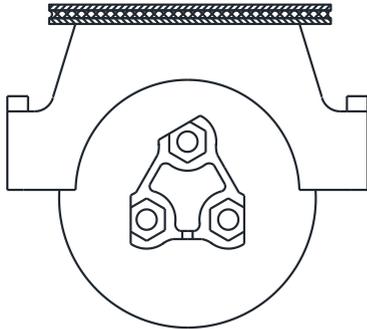
Pic. 2. Contact supporting and thrust surfaces on the body of axle box and axle box adapter:

- a) – a standard axle box body;
- b) – a standard axle box adapter (semi-axle box).



Pic. 3. Option of axle box adapter with a modified transmission scheme of supporting and thrust loads.





Pic. 4. Axle box adapter in conjunction with a vibration absorber.

clearances between bearing assemblies are very small as compared to clearances in the pedestal opening of a side frame in all directions, the accounting for each bearing's body will not change the nature of dynamic processes in the system car-track, but will only give an opportunity to evaluate dynamic processes in the bearing. The accounting for each roller as of a separate body leads to a significant increase in computer time of calculation.

The computer model implemented four options of axle boxes:

- № 1 – ordinary bodies of axle boxes, Pic. 2a;
- № 2 – adapters (semi-axle boxes), Pic. 2b;
- № 3 – adapter with modified support surface, Pic. 3;

№ 4 – axle box body or adapter coupled with wear-resistant vibration absorber, Pic. 4.

As noted, when changing the transmission scheme of vertical, longitudinal and angular loads from side frames on the adapter and bearing assemblies, which is to replace flat supporting and thrust surfaces of the adapter with a cylindrical surface with a large radius of curvature, loading conditions of bearings improve. In case of curved surface, the effect of edged bearing at angular oscillations of rolling motion and lozenging of side frames and adapter's jamming are eliminated. This eliminates the likelihood of uneven distribution of loads falling on front and rear bearings.

The durability of roller bearing means a number of revolutions, which makes one of the rings relative to the other ring until the first signs of fatigue of the material appear in one of them or in the rolling body. We will fulfill further on an assessment of the dura-

bility of bearing axle boxes using the known method of evaluating fatigue failure of bearings.

Pic. 5 shows graphs of the distribution of radial forces on bearing rollers when changing the transmission scheme of the vertical load.

Calculations to assess the durability of bearing assemblies of wheel sets axle boxes with constant loaded movement of the car and conditions of the distribution of equivalent strength showed that (see. Pic. 6):

- When driving the car in a curved section of a track and under symmetrical distribution of equivalent force between bearing assemblies minimum faultless operation is 50209 thousand km;
- When driving the car in a curved section of a track and under asymmetrical distribution of equivalent force between bearing assemblies minimum faultless operation is 4582 thousand km;
- When driving the car in a straight section of a track and under symmetrical distribution of equivalent force between the bearing assemblies minimum faultless operation is 64242 thousand km;
- When driving the car in a straight section of a track and under asymmetrical distribution of equivalent force between bearing assemblies minimum faultless operation is 5413 thousand km.

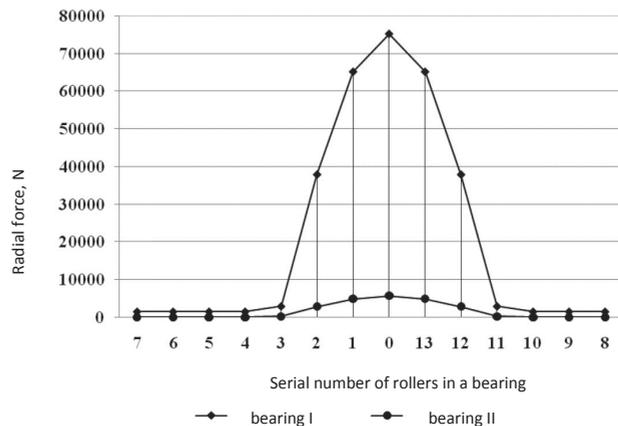
That is, using a scheme with a symmetrical distribution of equivalent force between bearings of axle assembly, it is possible to get the greatest probable faultless operation of bearings. This symmetrical scheme due to cylindrical supporting and thrust surfaces of an adapter developed in MIIT University gives an increase in the probable faultless operation of about 11 times (by 550%) as compared to the asymmetrical scheme used in standard axle assemblies and adapters with a flat supporting surface.

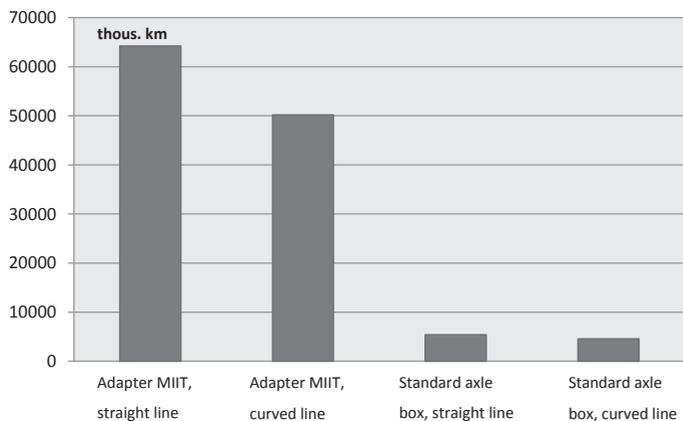
Wear-resistant vibration absorbers were simulated as a subsystem consisting of two steel layers and one polymeric elastomer layer (Pic. 4).

The polymer layer is realized using the Maxwell rheological model, so-called «Fancher spring» and non-linearity component (Pic. 7). A mathematical model is built at the condition of equality of elastic and elastic-dissipative forces due to inertia-free power element and includes a differential equation $d \cdot x_1 = c \cdot x_2$, where x_2 is difference between x and x_1 ; c , c_1 is stiffness of serial and parallel springs, respectively; d is parallel element dissipation.

Mathematical model of Fancher spring, which is some modification of the rheological model of parallel set of springs and dry friction damper, is constructed as follows:

Pic. 5. Graph of the distribution of radial forces on rollers in bearings of the axle box on the outside radius of a curved track section (asymmetric application of forces).





Pic. 6. Minimum faultless operation of a cassette bearing when moving a car in straight and curved track sections.

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

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

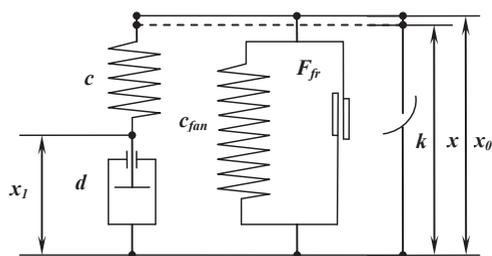
$$F_{env,i} = -c_{fan} \cdot \Delta x_i - F_{fr} \cdot \text{sign}\{\Delta x_i - \Delta x_{i-1}\};$$

$$F_{fr} = \mu \cdot c_{fan} \cdot \Delta x_i.$$

where F_i, F_{i-1} is force on current and previous steps of integration; x_i, x_{i-1} is deformation on current and previous steps of integration; $F_{env,i}$ is maximum value of the force with increasing x (minimum value with decreasing x) by x_i ; μ is coefficient of friction; c_{fan} is rigidity of springs; F_{fr} is friction force; β is exponential parameter of suspension (delay). For the implementation of nonlinearity (change in the stiffness of the deformation) parallel to two, described above elements, an element is set, which is described by the dependence

$$F_{nonlin} = \pm k(x - x_0)^3,$$

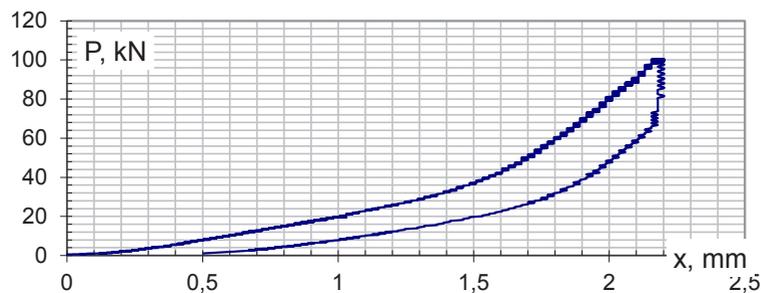
where k is a coefficient of non-linearity, «+» for soft, «-» for tough characteristics.



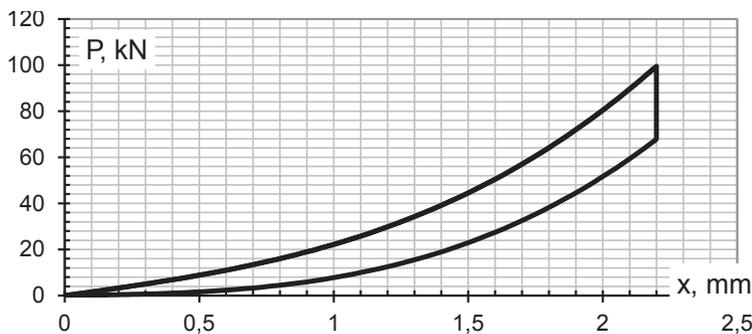
Pic. 7. The scheme for simulation of metal-polymer element of a vibration absorber.

Pic. 8 shows a hysteresis obtained in the tests of the rail pad of material TPK-5, and Pic. 9 shows a static hysteresis obtained by harmonic oscillations in the simulation for the following values of parameters: $\mu = 0,8$; $c_{fan} = c = 9 \text{ MN/m}$; $\beta = 0,000002$; $k = -6 \cdot 10^{12} \text{ N/m}^3$; $\nu = 0,01 \text{ Hz}$.

Pic. 10 shows the dependence of strength from the deformation obtained by dynamic vibrations for received values: $\mu = 0,8$; $c_{fan} = c = 9 \text{ MN/m}$; $\beta = 0,000002$; $k = -6 \cdot 10^{12} \text{ N/m}^3$; $d = 4500 \text{ N s/m}$.



Pic. 8. Diagram of deformation of the polymer (full-scale experiment).



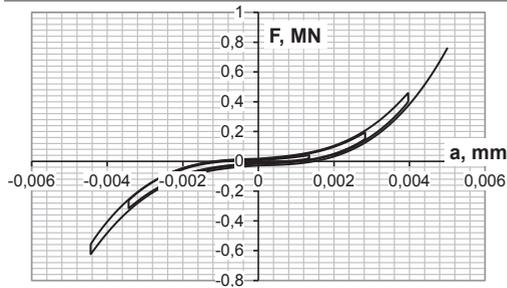
Pic. 9. Diagram of deformation of the polymer (computer simulation).



Table 1

Reduction in wear of bogie's components

Name of the friction assembly	Wear reduction in%:	
	MIIT adapter «B»	Vibration absorber «C»
Bearing surface of the axle box	4.05%	99.18%
Friction plate	1.41%	20.05%
Inclined surface of the wedge	3.62%	8.78%
Bearing surface of center plate	7.07%	17.88%
Wear of wheel's rim	27.42%	75.44%



Pic. 10. Dependence of force from deformation in dynamics.

A multivariate computer simulation was performed for motion of the tank with four options of the axle unit. The results are processed and average values are obtained in percent for curved and straight sections according to the loading of cars. The criteria for assessing the impact of selected options of axle assemblies are performance indicators, safety and wear in friction nodes. Table 1 and Pic. 11 and 12 show performance in percentage as compared to the standard axle assembly (where «-» – decrease in the index means improvement).

The analysis of average values of the dynamics and safety indicates that the greatest effect is obtained through a combination of adapter and wear-resistant vibration absorber. Here, a significant effect is achieved for lozenging of side frames and frame forces, i.e. 28% and 15% respectively. In terms of durability, maximum is reached on the bearing surface wear of the friction forces and wear in the wheel-rail contact, where the effect is 99% and 21%, respectively. For the upgraded adapter with a modified transmission scheme the effect in terms of dynamics is of 2-4%, and in terms of wear maximum effect is

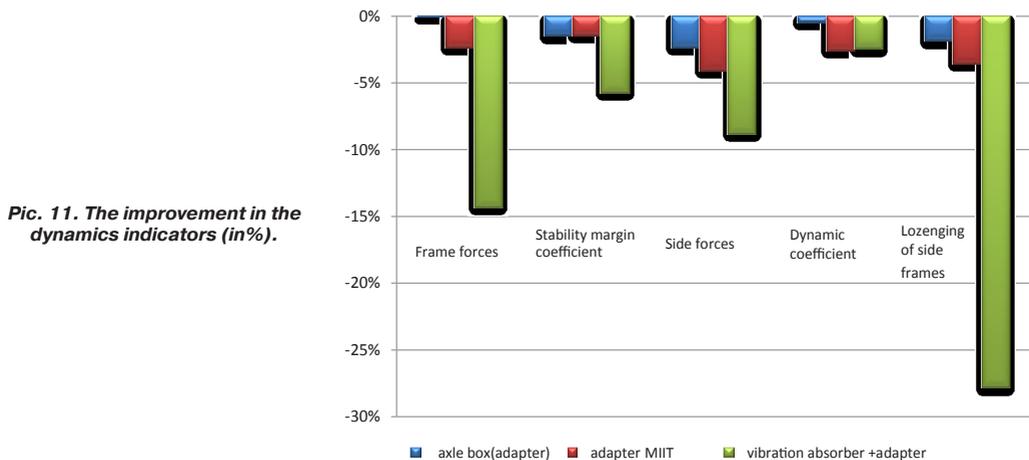
reached in contact area of wheel and rail and is of 17%. It should also be noted that for a standard adapter (semi-axle box) the maximum effect in terms of the dynamics is not more than 2,5%, while in terms of wear it is of 5,5%.

The proposed modernization of the adapter will make it possible to reduce dynamic forces and wear in the wheel-rail system and other friction nodes of a bogie. In particular, the use of an adapter with a modified transmission scheme will prevent edged bearing, thereby reducing the load on cassette bearings and increasing their durability by 11 times.

To determine the actual guaranteed overhaul life of a car and to calculate all quantitative parameters of wear of friction units of bogie a model was adopted based on the hypothesis of a linear relationship between volumetric wear and work of friction forces. Calculations were carried out for running of a typical 4-axle tank on a straight section in steep, with normal and flat circular and transient curved sections with irregularities in plan and profile of 2-3 degrees and with a total length of a section of 218 km. The calculations resulted in obtaining volumetric wear indicators and rates of their reduction for all wearable friction surfaces of the bogie 18-100 for upgrading options «B» and «C» of the axle unit, they are shown in Table 1.

Analysis of calculations was conducted to substantiate increase in a probable value of the guaranteed overhaul life of the tank taking into account weights, speeds, types of section and load of the car. It showed that regarding wear of the wheel rim design average increase in overhaul life is at least 75% for option «C» (wear-resistant vibration absorber) as compared to the option «A», and for option «B» (MIIT adapter) is of 27% as compared with the option A.

Currently, the base value of the overhaul life for a freight car without installing wear-resistant items



Pic. 11. The improvement in the dynamics indicators (in%).



Pic. 12. Wear reduction (in %).

in the bogie 18-100 is 110 thousand km. With the installation of wear-resistant elements in the friction units of the bogie according to the project M1698 PKB CV (option «A» is basis) overhaul life is of 160 thous. km. When the modernization is based on the option «B» (MIIT adapter), taking into account the value of increasing overhaul life regarding wear of wheels by 27%, a probable value of the guaranteed overhaul life is of 203,2 thous. km. Under option «C» (wear-resistant vibration absorber), basing on the value of increase in mileage by 75%, guaranteed overhaul life of the tank will be of 280 thousand km. With simultaneous modernization following the option «B» (27%) and the option «C» (75%) the total value of the increase in mileage will be of 102%, or 326,4 thous. km.

In other words, to provide a guaranteed overhaul life of a car equal to 250 thous. km, it is sufficient to establish a wear-resistant vibration absorber on the pedestal adapter, but more reliable solution is to install pedestal adapter (MIIT «B» option), that reduces wheels' wear by 27% and increases probability of faultless operation of cartridge bearings by 550%.

Conclusions. As a result, in order to further increase the guaranteed overhaul life of the car up to 500 thousand km, it is proposed to make all wear-resistant and support components in friction pairs of the bogie as a wear-resistant vibration absorber, consisting of a three-layer metal-elastomeric gasket. Wear-resistant and support components should also include wearable plate of axle opening, movable friction strap, gasket-bowl in center plate node, slide cap, plate under a set of seven double row springs or a cap under a spring.

Conceptual designs and drawings of a modernized adapter and wear-resistant vibration absorbers for all wearable components of a bogie have been developed and protected by Russian patents for inventions and utility models.

REFERENCES

1. Petrov, G.I., Evseev, D.G., Filippov, V.N. *et al.* Evaluation of faultless operation of cars when increasing overhaul life by modernization of bogie 18-100 [Ocenka bezotkaznoj raboty vagonov pri uvelichenii mezhremontnogo probega za schet modernizacii telezki 18-100]. Proceedings of the 13th scientific and practical conference «Traffic safety». Moscow, MIIT, 2012, pp. VII-12–VII-17.
2. Filippov, V.N., Petrov, A.G., Zuikov, P.I. Analysis of design solutions to create high-speed bogies for freight cars [Analiz konstruktivnyh reshenij po sozdaniyu skorostnyh telezhek dlja gruzovyh vagonov]. Proceedings of the 13th scientific and practical conference «Traffic safety». Moscow, MIIT, pp. VII-20–VII-22.
3. Petrov, G.I., Mescheryakov, M.A., Petrov, A.G., Poryadin, S.I., Sapetov, M.V. *et al.* Construction of a refined computer model of a freight car [Postroenie utochnennoj komp'juternoj modeli gruzovogo vagona]. Proceedings of the 14th scientific and practical conference «Traffic safety». Moscow, MIIT, 2013, pp. VII-35–VII-36.
4. Petrov, G.I., Mescheryakov, M.A., Petrov, A.G., Poryadin, S.I., Sapetov, M.V. *et al.* Simulation of force interactions of a bolster when building a computer model of a car's bogie [Modelirovanie silovyh vzaimodejstvij nadressornoj balki pri postroenii komp'juternoj modeli telezki vagona]. Proceedings of the 14th scientific and practical conference «Traffic safety». Moscow, MIIT, 2013, pp. VII-37–VII-38. ●

Information about the authors:

Petrov, Aleksei G. – deputy head of the department of transportation of Federal Agency for Railway Transport, Moscow, Russia, petrovag@gmail.com.

Sapetov, Mikhail V. – director general of JSC «Carriage Repair Company-2», Moscow, Russia, info@vrk2.ru.

Poryadin, Sergei I. – deputy general director for technical development – chief engineer of JSC «Federal freight company», Moscow, Russia, +7 (499) 260-8293.

Article received 28.11.2014, accepted 21.02.2015.

The article is based on the papers, presented by the authors at the International scientific and practical conference «Rolling stock's Design, Dynamics and Strength», dedicated to the 75th anniversary of V. D. Husidov, held in MIIT University (March, 20-21, 2014).

