

тивная загрузка мощностей депо и ремонтных мастерских.

С помощью точной регистрации всех затрат, связанных с текущим содержанием, оцениваются расходы по конкретным узлам, тем самым для каждого из них кроме технической «биографии» создается еще и коммерческая. Однако такая оценка целесообразна лишь по отношению к наиболее важным узлам, иначе получаемый от этого экономический эффект будет поглощен дополнительными работами по обработке данных и административными расходами.

На базе указанных «биографий» узлов могут быть рассчитаны суммарные затраты для структурных единиц более высокого уровня, например для определенной серии подвижного состава.

За счет рассмотренных мероприятий значительно сокращаются непроизводительные простои подвижного состава, поэтому при одной и той же численности парка подвижного состава можно повысить провозную способность или при одной и той же провозной способности сократить численность парка подвижного состава. Снятие с эксплуатации лишнего подвижного состава или предупреждение ненужных новых закупок позволяет значительно сни-

зить срок окупаемости инвестиций в повышение качества работ при техническом обслуживании (от нескольких месяцев до двух лет). Однако приведение парка подвижного состава в соответствие с объемом перевозок может осуществляться только в том случае, если менеджер по подвижному составу с доверием относится к стабильному и долговременному повышению качества процессов технического обслуживания. Такое доверие может положительно сказываться на качестве проводимых работ благодаря достигнутой прозрачности затрат.

Рассмотренные мероприятия по повышению качества технического обслуживания подвижного состава уже с успехом внедрены на многих предприятиях железнодорожной отрасли. Однако их действие заканчивается обычно в рамках одной компании. Расширение систем передачи данных в единой информационной среде за пределы отдельных предприятий является задачей будущего, которая будет решаться в рамках повышения конкурентоспособности железных дорог на рынке транспортных услуг.

*S. Baumann, H.-W. Keßler. Glasers Annalen, 2004, Tagungsblatt SFT, Graz.*

В. М. БУБНОВ, Ю. П. БОРОНЕНКО, А. М. ОРЛОВА, Е. А. РУДАКОВА

## Новая тележка для грузовых вагонов

*Обеспечение конкурентоспособности продукции вагоностроения на мировом рынке требует ее постоянного обновления. Наиболее важным элементом подвижного состава, во многом определяющим его технический уровень, является ходовая часть. В качестве ходовой части грузовых вагонов, эксплуатируемых в настоящее время на железных дорогах стран СНГ, используются тележки модели 18-100, серийное производство которых было начато почти 50 лет назад.*

Эти тележки при низкой начальной цене отличаются высокой стоимостью обслуживания в эксплуатации и недостаточной надежностью. Пробег между ремонтами не превышает 110 тыс. км, колесные пары требуют обточки уже через 10 тыс. – 50 тыс. км, в эксплуатации наблюдаются изломы боковых рам, сходы с рельсов порожних вагонов. Проводимая модернизация тележки несколько увеличивает межре-

монтный пробег, но не решает проблем износа колес и безопасности движения. Следовательно, необходима новая грузовая тележка, свободная от этих недостатков.

Для ОАО «Мариупольский завод тяжелого машиностроения» (ОАО «МЗТМ», Мариуполь, Украина) вопрос создания собственной тележки непосредственно связан с разработкой и освоением выпуска грузовых вагонов, и в частности цистерн нового поколения, конкурентоспособных на рынках СНГ. Поэтому проектирование опытных образцов тележек для осевой нагрузки 25 т велось с привлечением специалистов ведущих научных организаций Украины (Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта, Институт технической механики НАНУ и НКАУ) и России (ФГУП «Научно-внедренческий центр «Вагоны»). Новой тележке присвоен номер модели 18-1711.

В основу конструкции тележки заложены требования, согласующиеся с разработанными МПС Рос-

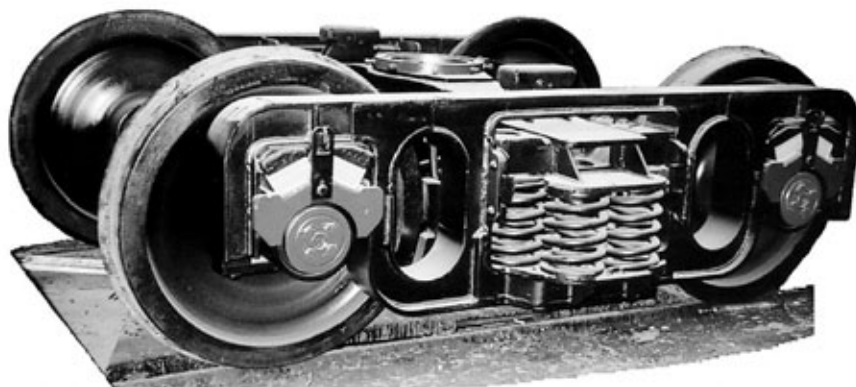


Рис. 1. Опытный образец тележки модели 18-1711

## Основные технические характеристики тележки модели 18-1711

Параметр	Значение
Колесная база, мм	1850
Масса, кг	4700
Максимальная расчетная осевая нагрузка, т	25
Суммарный статический прогиб рессорного подвешивания, мм:	
под массой тары кузова	20
под массой брутто кузова	85

сии (теперь ОАО «РЖД») в 1999 г., которые предусматривали соответствие лучшим зарубежным аналогам по показателям надежности и межремонтного пробега. В качестве эталона была выбрана тележка Г. Шеффеля [1, 2]. Однако в отличие от тележки Шеффеля, в которой центрирование колесных пар в рельсовой колее осуществляется за счет дополнительных межосевых связей, в тележке модели 18-1711 оно обеспечено упругими связями колесных пар с боковыми рамами и горизонтально-упругими связями клиньев с наддресорной балкой. Применение такой конструктивной схемы обосновано исследованиями [3, 4, 5].

Общий вид опытного образца тележки модели 18-1711 с боковыми рамами и наддресорной балкой сварной конструкции представлен на рис. 1, а ее тех-

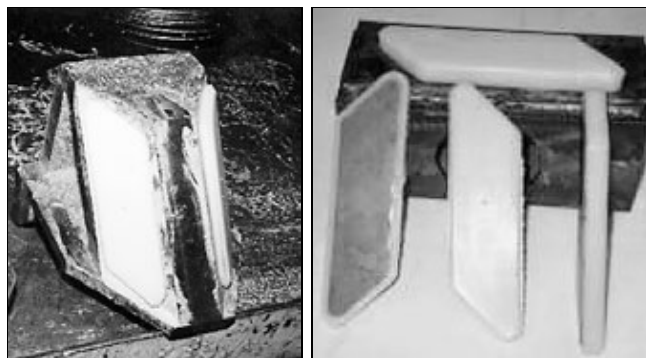


Рис. 2. Пространственный клин (слева) и упругие накладки (справа) рессорного подвешивания

нические характеристики приведены в таблице.

Центральное рессорное подвешивание тележки традиционно состоит из комплекта пружин и фрикционных клиновых гасителей колебаний, однако оба эти элемента имеют качественные отличия от стандартной тележки модели 18-100.

Комплект пружин имеет билинейную вертикальную силовую характеристику, обеспечивающую увеличенный до 73 мм прогиб под массой груженого вагона. Минимальный прогиб под массой порожнего

вагона составляет 17 мм, что дает возможность улучшить показатели вертикальной динамики и безопасности движения. За счет применения билинейного комплекта пружин удалось также добиться снижения его горизонтальной жесткости, что позволяет уменьшить поперечные ускорения вагона и боковые силы воздействия на путь.

Оптимальный выбор соотношения жесткости подклиновых пружин (с линейной характеристикой) и пружин под наддресорной балкой (с билинейной характеристикой) обеспечивает необходимое увеличение поджатия клина в порожнем режиме и равные коэффициенты относительного трения для порожнего и груженого режимов, которые, как показали результаты испытаний, составляют 0,15 – 0,17.

Главной особенностью центрального подвешивания является конструкция клиньев пространственного действия (рис. 2). Угол наклона клиновой поверхности к горизонтальной плоскости составляет 45°. С целью создания упругих сил при повороте наддресорной балки в горизонтальной плоскости и снижения износа на наклонной поверхности клина введены две упругие накладки (см. рис. 2), расположенные относительно друг друга под углом 90°. Накладки, изготовленные ООО «С.П.Б.» (г. Санкт-Петербург), представляют собой полиуретановые пластины с металлической основой, повышающей технологичность их установки, надежность и долговечность.

Как показали испытания, такая конструкция клиновой системы обеспечивает угловую жесткость тележки при забегании боковых рам 3,46 – 4,56 МНм/рад на сторону, т. е. на порядок больше, чем в тележке модели 18-100, что является условием стабильной работы центрального подвешивания и обеспечения устойчивости движения порожних вагонов.

Связь колесных пар и боковых рам в тележке модели 18-1711 осуществляется за счет полиуретано-металлических рессорных комплектов изготовления ООО «С.П.Б.», состоящих из двух упругих элементов (рис. 3), расположенных симметрично в буксовом

проеме боковой рамы. Слои полиуретана чередуются с армирующими металлическими листами, которые обеспечивают равномерную передачу сил на эластомерный слой и препятствуют возникновению локальных концентраторов напряжений, повышая таким образом долговечность упругого элемента.

Упругие элементы буксового узла в тележке модели 18-1711 выполняют одновременно несколько функций. От рационального выбора их жесткости в плане зависит устойчивое движение вагона в прямых участках пути, а также близкая к радиальной установка колесных пар в кривых. Эти показатели влияют на интенсивность износа колес. Жесткость в вертикальном направлении определяет вибрационную нагруженность (следовательно, усталостную долговечность) боковых рам, а также воздействие вагона на путь. При выборе параметров [3, 6] и конструкции [7] упругой связи колесных пар и боковых рам все эти задачи были успешно решены. Прочность и долговечность упругих элементов подтверждена их стендовыми усталостными испытаниями [8].

Совершенствование конструкции узла связи колесных пар и боковых рам стало возможным благодаря установке в колесной паре тележки кассетного подшипника закрытого типа. Передача нагрузки от упругого элемента на подшипник осуществляется через адаптер (рис. 4), закрепленный на наружном кольце подшипника, который также ограничивает упругие продольные и поперечные перемещения колесной пары в буксовом проеме боковой рамы.

Передача вертикальных и горизонтальных нагрузок на тележку и центрирование ее по отношению к кузову осуществляется пятниково-шкворневым устройством с плоской опорной поверхностью. Поверхности подпятника оборудованы сменными износостойкими элементами.

Для вагонов с невысоким центром масс тележка оснащается жесткими скользящими с зазором, так как параметры буксового и центрального подвешивания подобраны таким образом, что демпфирование извилистого движения тележки не требуется. При этом при движении в кривых участках пути обеспечивается снижение сопротивления повороту тележки относительно кузова.

Тормозная система тележки состоит из стандартной рычажной передачи с односторонним нажатием колодок на колесо с установкой опорной балки авторежима на тележке.

При проектировании тележки использован подход, в соответствии с которым на первом этапе выбраны рациональные параметры рессорного подвешивания, на втором — спроектированы и испытаны в стендовых условиях соответствующие узлы и детали, а на третьем — проведена экспериментальная проверка принятых в подвешивании технических решений с точки зрения ходовых характеристик, по-

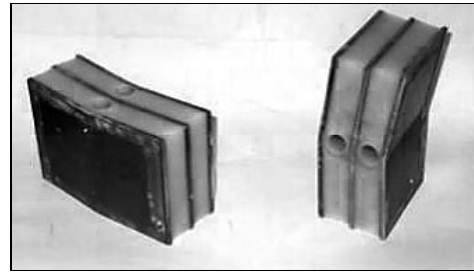


Рис. 3. Упругие элементы связи колесных пар и боковых рам

казателей безопасности движения, нагруженности металлоконструкций и воздействия вагона на путь.

При ходовых динамических испытаниях показатели ходовых качеств порожнего и груженого вагонов на тележках модели 18-1711 при движении в прямых, кривых участках пути и по стрелочным переводам соответствовали требованиям нормативной документации.

Конструкция рессорного подвешивания тележки модели 18-1711 позволила добиться значительного улучшения показателей безопасности движения груженого и порожнего вагона по сравнению с тележкой модели 18-100:

- коэффициент запаса устойчивости груженого вагона от схода с рельсов для тележки модели 18-100 составил 1,5 в прямых и 1,85 в кривых, а для тележки модели 18-1711 — 1,8 и 2,56 соответственно;
- вероятность того, что коэффициент запаса устойчивости порожнего вагона от схода с рельсов лежит ниже допустимого, для тележки модели 18-100 составила 0,006 в прямых и 0,003 в кривых, а для тележки модели 18-1711 — 0,002 и 0,0002 соответственно.

Введение упругих элементов буксового подвешивания обеспечило значительное снижение динамической нагруженности боковой рамы тележки модели 18-1711 по сравнению с тележкой модели 18-100. Коэффициент вертикальной динамики, измеренный по боковой раме под груженым вагоном (рис. 5), уменьшился в среднем в 1,5 раза, что особенно заметно при движении со скоростью до 75 км/ч. Максимальные рамные силы снижены в 1,5–2,0 раза (рис. 6).



Рис. 4. Адаптер

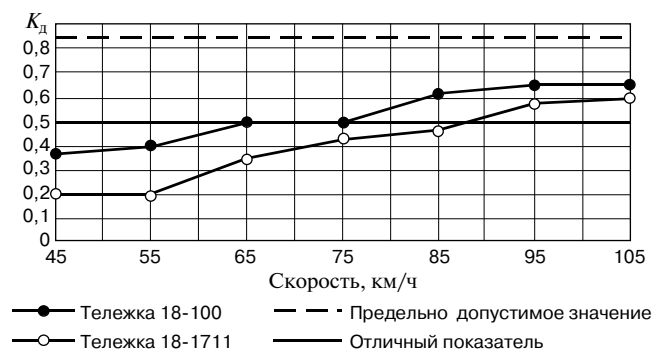
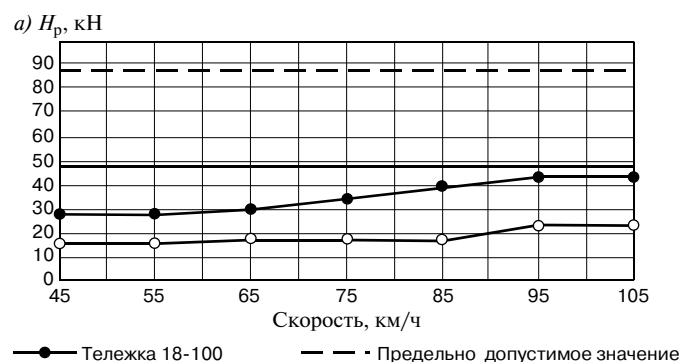


Рис. 5. Максимальные значения коэффициента вертикальной динамики по напряжениям в боковой раме при движении груженого вагона в прямых

Конструкция рессорного подвешивания тележки модели 18-1711 позволила добиться значительного улучшения ряда показателей, характеризующих воздействие вагона на путь, по сравнению с тележкой модели 18-100. Поперечная и вертикальная динамические силы, действующие от колесной пары тележки модели 18-1711 на путь, уменьшились в 1,5 – 3,0 раза. Одновременно с уменьшением угла виляния тележки под вагоном (минимум в 1,5 раза) это позволяет прогнозировать снижение износа колесных пар как минимум в 2 раза.

Полученные результаты дают возможность прогнозировать, что вагон на тележках модели 18-1711 при осевой нагрузке 25 т будет оказывать воздействие на путь не большее, чем вагон на тележках модели 18-100 при осевой нагрузке 23,5 т.

Таким образом, в ОАО «МЗТМ» создана тележка для грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25 т, отличающаяся улучшенной системой центрального подвешивания и упругой связью колесных пар с боковыми рамами. Основные преимущества тележки 18-1711 перед тележкой 18-100, подтвержденные результатами ходовых испытаний, заключаются в значительном улучшении показателей безопасности движения груженого и порожнего вагона, повышении коэффициента запаса усталостной прочности боковой рамы, снижении бокового воздействия на путь при аналогичном вертикальном и уменьшении износа колесных пар.



В настоящее время ведутся работы по созданию литого варианта конструкции боковых рам и надресорной балки, что создаст условия для серийного производства тележек в ОАО «МЗТМ», где уже налажена литейная линия и серийно выпускаются тележки модели 18-100.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шеффель Г. Влияние подвешивания на устойчивость подвижного состава при извилистом движении // Железные дороги мира. 1981. № 5. С. 10 – 32.
2. Tuning von Güterwagendrehgestellen durch Radsatzkopplungen (Tuning of freight wagon bogies using inter-axle linkages) / A. Orlova, Yu. Boronenko, H. Scheffel, R. Froling, W. Kik // ZEVrail Glasers Annalen — 126 Tagungsband SFT Graz, 2002, S. 270 – 282.
3. Орлова А. М. Обоснование возможности реализации рациональной горизонтальной жесткости тележки трехэлементной конструкции // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Вип. 5. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Д., 2004. С. 157 – 162.
4. Бороненко Ю. П., Орлова А. М. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания типоразмерного ряда // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Вип. 5. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Д., 2004. С. 25 – 30.
5. Boronenko Yu. P., Orlova A. M., Rudakova E. A. The influence of inter-axle linkages on stability and guidance of freight bogies // Proceedings of the 8-th mini conference on vehicle system dynamics, identification and anomalies. Budapest: BUTE, 2002. P. 11 – 12.
6. Рудакова Е. А. Выбор основных параметров ходовых частей грузовых вагонов с использованием моделей движения различной степени сложности // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Вип. 5. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Д., 2004. С. 175 – 182.
7. Полиуретановые элементы буксового подвешивания тележек грузовых вагонов / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, С. Г. Васильев, Ю. А. Державец, Г. В. Аношин, А. И. Турков // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: Сб. научн. статей / Под ред. Ю. П. Бороненко. ПГУПС. СПб., 2003. С. 39 – 45.
8. Экспериментально-теоретические исследования надежности полиуретановых упругих элементов в соединении «рама – брус» тележек грузовых вагонов / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова, С. Г. Васильев, Г. В. Аношин // Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте: Труды VI междунар. науч.-техн. конф. / Под ред. С. В. Елизарова, В. З. Васильева, А. В. Бенина. ПГУПС. СПб., 2004. С. 71 – 77.

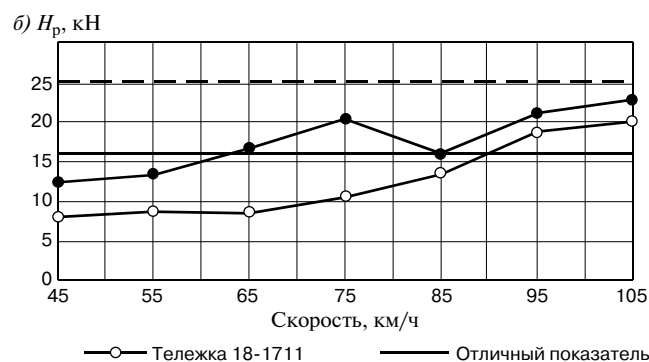


Рис. 6. Максимальные значения рамной силы при движении в прямых: а — груженого вагона; б — порожнего вагона