

ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
(ПГУПС – ЛИИЖТ)

Научно-исследовательская лаборатория «Динамика вагонов»
Научно-внедренческий центр «Вагоны»

ПОСВЯЩАЕТСЯ

300-летию г. Санкт-Петербурга

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ XXI ВЕКА:
ИДЕИ, ТРЕБОВАНИЯ, ПРОЕКТЫ

Сборник научных статей

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2003

T 39805

УДК 625.2.001

ББК О 22/26



Сборник подготовлен кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство», научно-внедренческим центром «Вагоны» и НИЛ «Динамика вагонов» Петербургского государственного университета путей сообщения по материалам II научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты».

В нем освещены результаты теоретических и экспериментальных исследований по созданию подвижного состава нового поколения, а также вопросы эксплуатации, ремонта и модернизации существующих вагонов с целью значительного улучшения эксплуатационных свойств.

Сборник рассчитан на инженерно-технических работников железнодорожного транспорта и транспортного машиностроения, а также на научно-педагогических работников вузов и колледжей железнодорожного транспорта.

Редакционная коллегия:
д-р техн. наук, проф. Ю.П. Бороненко;
Т.М. Белгородцева.

ISBN 5-7641-0108-5

©

Петербургский государственный университет путей сообщения, 2003

ПГУПС
Научно-техническая
библиотека

Порядин С.И. (ЦВ МПС России)
Бороненко Ю.П. (ПГУПС)
Цюренко В.Н. (ВНИИЖТ)

НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ РОССИИ

Наблюдаемый в России в последнее время рост объемов перевозок показывает, что вагонный парк нуждается в обновлении.

Грузовые вагоны устарели не только физически, но и морально. Они проектировались на основании требований экономики СССР, ориентированной на дешевизну материальных ресурсов и рабочей силы. В новых условиях вагоны имеют недостаточную надежность и требуют в эксплуатации повышенных расходов на обслуживание, зачастую не отвечают запросам клиентов по потребительским качествам: скорости доставки, грузоподъемности, удобству погрузки-выгрузки. Для исправления создавшегося положения МПС России приступило к проведению комплекса научно-исследовательских, опытно-конструкторских и производственных мероприятий в виде целевой программы, направленной на создание нового поколения грузового подвижного состава.

При разработке грузовых вагонов нового технического уровня закладывалась техническая совместимость вагонов нового поколения с существующими, и в то же время предусматривается возможность развития перевозок в скоростных, международных и тяжеловесных поездах. Для этого была запланирована разработка четырех категорий вагонов:

- стандартных с увеличенной грузоподъемностью до 71...75 т с конструктивной скоростью 120 км/ч;
- большегрузных с грузоподъемностью до 90...94 т с конструктивной скоростью 100 км/ч;
- скоростных с грузоподъемностью 50...60 т и конструкционной скоростью до 140 км/ч;
- международных с грузоподъемностью 55...65 т с возможностью быстрого перехода на колею 1435 мм и отвечающие нормам UIC и МПС.

Введение увеличенных осевых нагрузок для стандартных вагонов позволит увеличить производительность вагонов. При этом принята конструктивная скорость 120 км/ч, как у вагонов прежних поколений. Для отдельных направлений предполагается использовать большегрузные вагоны с конструктивной скоростью 100 км/ч и увеличенной осевой нагрузкой на ось 30 т. Для скоростных грузовых вагонов принята конструктивная скорость 140 км/ч.

78569

Конструктивно вагоны нового поколения собираются из унифицированных блоков, нормализованных и стандартных узлов и модулей, что позволяет производить многоцелевые вагоны на базе одной основной конструкции, а также дает возможность повышать уровень специализации и кооперирования производства не только в пределах отрасли вагоностроения, но и на вагоноремонтных предприятиях, наиболее эффективно использовать труд исследователей, конструкторов и технологов в направлении сокращения цикла исследование–производство.

Переход от проектирования отдельных специализированных вагонов к созданию семейства на базе основной конструкции позволит:

- создавать образцы с заданным уровнем надежности и долговечности, благодаря использованию отработанных и проверенных в эксплуатации унифицированных элементов конструкции;
- заменить традиционные методы конструирования дополнением базового вагона специальными унифицированными элементами;
- повышать технологичность конструкций и уровень механизации и автоматизации производства;
- повышать ремонтпригодность вагонов и снижать эксплуатационные расходы потребителей;
- сохранить преимущества специализированного подвижного состава в сфере погрузочно-разгрузочных работ за счет снижения трудоемкости и времени простоя под погрузочно-разгрузочными операциями;
- резко снизить потери перевозимого продукта при транспортировке;
- повысить полезную нагрузку в результате снижения тары вагона, предназначенного для перевозки определенной группы грузов;
- повысить эксплуатационную надежность за счет более полного учета нагруженности в эксплуатации и соответствующего сокращения затрат на ремонт и текущее техническое содержание.

Наиболее сложной задачей программы является создание серии новых тележек. В России уже 45 лет производится трехэлементная тележка ЦНИИ-ХЗ. Работы над созданием этой тележки проводились более 20 лет. Первая тележка с подвешиванием системы инженера Ханина была построена еще в 1931 г. на заводе им. Егорова в Ленинграде, клиновые гасители колебаний введены в конструкцию в 1935 г., серийное производство началось в 1956 г. За годы серийного производства тележка претерпела только две серьезные модернизации – переход на роликовые подшипники (завершен в 1995 г.) и установка износостойких элементов в узлы трения (начата в 1996 г.).

Однако допускаемую осевую нагрузку (первоначально – 21 т/ось) неоднократно увеличивали без изменения конструкции: в 1976 г. – до 22 т/ось, в 1977 г. – до 23 т/ось, с 1985 по 1990 гг. – до 25 т/ось, в настоящее время – 23,5 т/ось. Допустимая скорость при этом снижалась.

Первоначально была установлена скорость 120 км/ч, которая позднее была снижена до 90 км/ч.

Основные недостатки тележки 18–100

1. *Повышенный износ гребней колес.* Завершение перехода на роликовые подшипники во многом совпал с началом катастрофического роста износа гребней колес. Если в 60–80 гг., износ гребней был примерно равен прокату колес, и при обточках устранялся как прокат колес, так и износ гребня, то в последние годы обточки колес проводятся в основном по износу гребня и дефектам поверхности катания. В настоящее время вагонному хозяйству не хватает десятков тысяч колесных пар и это еще одно свидетельство тому, что тележка 18–100 нуждается в замене. Пробег между ремонтами вагонов установлен в 100000 км, однако, многие из них требуют замены колесных пар значительно раньше.

2. *Недостаточная надежность.* Исследования причин изломов боковых рам и надрессорных балок, вызвавших на сети дорог крушения и аварии поездов, показывают, что 80% случаев они произошли из-за некачественного литья. Более чем сорокалетние попытки существенно улучшить качество литья не дали значительных результатов. В результате вагонное хозяйство несет значительные расходы на обслуживание тележек в эксплуатации, которые дают половину неисправностей вагонов.

3. *Низкая безопасность движения в некоторых режимах.* В диапазоне эксплуатационных скоростей наблюдаются резонансные колебания боковой качки кузова и интенсивное влияние тележек.

4. *Увеличенное динамическое воздействие на путь и колеса.* Большая необрессоренная масса (боковая рама жестко опирается на буксы), перекос тележки в плане (забегание боковин), жесткое подвешивание с недостаточным коэффициентом конструктивного запаса способствуют возникновению больших сил взаимодействия в контакте колеса и рельса. Это ведет к динамическим перегрузкам колес и рельсов и способствует образованию в них трещин.

5. *Отсутствие противоюзовой системы и возможность образования ползунов.*

Пути совершенствования

Еще в 60-е гг. на Уралвагонзаводе был развернут комплекс работ по созданию новых тележек. Опытные конструкции, хотя и имели определенные преимущества перед тележкой ЦНИИ-ХЗ, отличались сложностью и требовали значительных затрат на подготовку производства. Так была спроектирована тележка модели 18–115 с осевой нагрузкой 20 т/ось для повышенных скоростей движения. В ней практически не было новых технических решений – это усиленная тележка 18–100. Поэтому и надежность, и другие показатели были близкими к показателям тележки 18–100.

На основании анализа создавшейся ситуации и перспективных потребностей принято решение по созданию следующего ряда тележек нового поколения безремонтной конструкции с увеличенной надежностью:

- стандартной тележки с увеличенными до 25 т осевыми нагрузками и конструктивной скоростью 120 км/ч;
- скоростной тележки с уменьшенными до 20 т осевыми нагрузками и конструктивной скоростью 140 км/ч, которая должна обеспечить возможность скоростных грузовых перевозок;
- тележки повышенной грузоподъемности с осевой нагрузкой 30 т и конструктивной скоростью 100 км/ч;
- тележки для международных перевозок по колею 1520 и 1435 мм с раздвижной колесной парой, с конструктивной скоростью 120 км/ч, с нагрузкой на ось 22,5 т.

При создании тележек предусматривается разработка альтернативных вариантов: с центральным и буксовым подвешиванием; с литой и сварной рамой; с колодочным и дисковым тормозом.

Проектирование стандартной и скоростной тележек на конкурсной основе провели известные предприятия: ГУП «ПО «Уралвагонзавод» (г. Нижний Тагил), ОАО «Ижорские заводы» (г. Санкт-Петербург), РАО «Высокоскоростные магистрали» (г. Санкт-Петербург) и ЦКБ ТМ (г. Тверь).

ГУП «ПО «Уралвагонзавод» спроектировал и изготовил для вагонов нового поколения повышенной грузоподъемности трехэлементные тележки модели 18–194 (рис. 1) с осевой нагрузкой 25 т/ось и конструктивной скоростью 120 км/ч. Конструктивное исполнение тележки позволило улучшить ходовые качества тележек и значительно повысить ее эксплуатационную надежность.

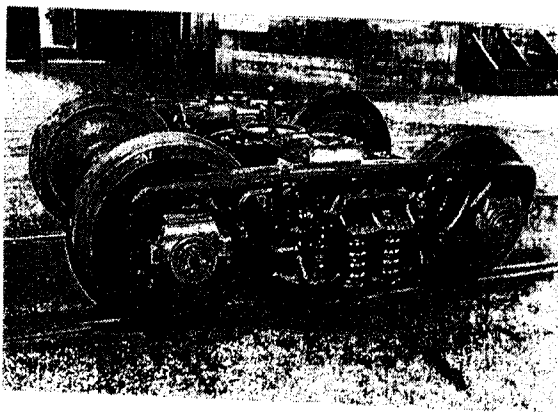


Рис. 1 Общий вид тележки 18–194

Примененные в конструкции тележки упруго-роликовые скользуны позволили уменьшить возможность перевалки кузова, снизить нагрузки на пятниковый узел, а, следовательно, снизить износ самого пятникового узла и повысить его надежность, уменьшить влияние тележки, снизить рамные силы и подрез гребней. Снижение износа пятникового узла вагона обеспечивает и сама конструкция подпятника с использованием износостойкой прокладки и приварных износостойких полуколец.

Двухрядные конические подшипники кассетного типа и упругие прокладки между кассетным подшипником и адаптером повышают надежность работы буксового узла, снижают массы неподрессоренных частей, исключают износы опорных поверхностей адаптера и наружной поверхности подшипника, улучшают ходовые качества и снижают вибрационные воздействия на тележку.

Применение термоупрочненных клиновых гасителей колебаний с уретановой накладкой на наклонной поверхности клина обеспечивает стабильную характеристику гашения колебаний, снижение износа наклонных поверхностей надрессорной балки, а также наклонной и вертикальной поверхностей фрикционного клина и фрикционной планки, повышенную связанность тележки в плане. Рессорное подвешивание повышенной гибкости с билинейной характеристикой улучшает ходовые качества на малозагруженных режимах.

Наличие торсионного устройства отвода тормозных колодок и применение триангеля с безрезьбовым креплением тормозных башмаков обеспечивает равномерный износ тормозных колодок, снижение сопротивления движения экипажа и повышение срока службы тормозных колодок.

Технические характеристики тележки приведены в таблице.

Основные достоинства тележки:

- основные несущие элементы (боковые рамы, надрессорная балка) литой конструкции по аналогии с тележкой 18–100, что позволяет быстро освоить серийное производство на имеющемся оборудовании завода;

- буксовый узел снабжен упругой прокладкой, что обеспечивает более равномерное распределение нагрузок на подшипники, устраняет трущиеся пары, увеличивает срок жизни литых деталей;

- применение билинейного подвешивания улучшает ходовые качества на малозагруженных режимах;

- применение термоупрочненных клиновых гасителей колебаний с уретановой накладкой на наклонной поверхности клина обеспечивает устойчивую работу фрикционного гасителя колебаний, снижает износы надрессорной балки, повышает связанность тележки в плане;

– использование упруго-роликовых скользунов улучшает динамические характеристики вагона, повышает безопасность движения порожних вагонов и заметно снижает износы пятникового узла.

была использована схема с Н-образной сварной рамой, упругодемпфирующими скользунами, сферическим подпятником и применением резинометаллических элементов в буксовом узле.

Таблица

Технические характеристики тележек

Параметры	Модели тележек	
	18-194	Р 25.120
Нагрузка на ось, т	25	25
Конструкционная скорость, км/ч	120	120
Ширина колес, мм	1520	1520
База тележки, мм	1850	1850
Тип тормозов	колодочные с односторонним нажатием	колодочные с двусторонним нажатием на каждое колесо
Привод тормозов	пневматический с тормозным цилиндром на вагоне	пневматический с двумя тормозными пневмоцилиндрами на тележке
Амортизирующее подвешивание	центральное пружинное с увеличенной площадью фрикционных клиньев	буксовое пружинное с вертикальными направляющими, боковыми резинометаллическими амортизаторами и гидродемпфером
Опора для кузова вагона	плоский подпятник и упруго-демпферные скользуны	сферический подпятник и подпружиненные скользуны
Масса, кг	5200	6200
Устройство ограничения «забегания» колесных пар	нет	
Жесткость рессорного комплекта, МН/м:		
тара	2,125	0,98
брутто	3,78	1,90

К недостаткам можно отнести:

– применение билинейного подвешивания повышает жесткость рессорного комплекта на режиме полной загрузки, что может ухудшить ходовые качества в диапазоне 90–120 км/ч;

– сложная конструкция фрикционных гасителей колебаний усложняет ремонт и может ухудшить ходовые качества тележки после деповского ремонта;

– применение одностороннего нажатия тормозных колодок на колеса при нагрузке 25 т/ось может привести к резкому усилению износов тормозных колодок и колес и снизить тормозную эффективность.

По заказу МПС ОАО «Ижорские заводы» изготовили опытную тележку Р 25.120 с буксовым подвешиванием повышенной грузоподъемности (25 т/ось) для скоростей движения до 120 км/ч (рис. 2). В проекте тележки, который был разработан ОАО «ВНИИТрансмаш»,

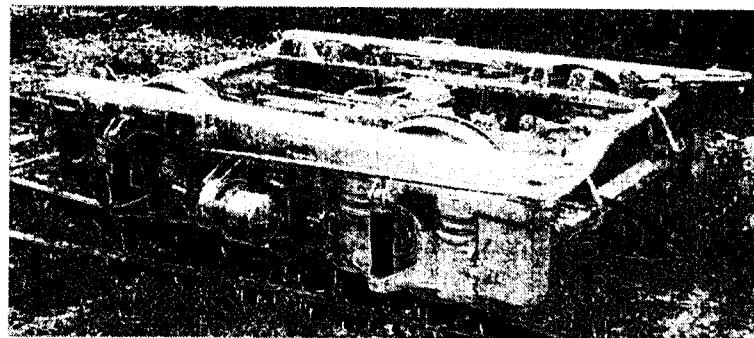


Рис.2. Общий вид тележки Р 25.120

В тележке уменьшена неподдресоренная масса (на 920 кг по сравнению с тележкой 18-100) и увеличен статический прогиб рессорного комплекта за счет реализации билинейной характеристики, использованы гидравлические гасители колебаний повышенной надежности, что в комплексе обеспечивает снижение вертикальных и горизонтальных воздействий на путь и перевозимые грузы.

Два резинометаллических комплекта (РМК) обеспечивают передачу продольных усилий от буксы на раму тележки. При этом РМК работают на сжатие, обеспечивая достаточно высокую величину продольной жесткости. В вертикальном направлении РМК работают на сдвиг и существует возможность проскальзывания между буксой и РМК, которая позволяет обеспечить необходимые жесткостные характеристики. Обеспечение билинейности в поперечном направлении осуществляется созданием поперечного зазора между буксой и РМК, в пределах которого происходит работа цилиндрических пружин. После выбора зазора РМК обеспечивают необходимую величину поперечной жесткости на втором участке характеристики. При работе в вертикальном направлении РМК играют роль упруго включенного фрикционного гасителя колебаний с небольшой величиной коэффициента относительного трения, обеспечиваемого его предварительным поджатием.

Повышение надежности и долговечности узла соединения тележки с кузовом вагона обеспечивается за счет установки сферического подпятника и упруго-демпфирующих скользунов. Характеристики скользунов, а также обеспечение параллельности колесных пар улучшает вписывание вагонов в кривые, снижает износ гребней колес и рельсов.

Реализованное в тележке двустороннее нажатие тормозных колодок на колесо и индивидуальный привод тормоза с цилиндрами, расположенными на тележке, повышают эффективность торможения и способствуют сохранению поверхности катания колес.

В результате повышения долговечности изнашиваемых узлов (применения новых износостойких материалов в направляющих букс и сферической пяте, специальных буксовых подшипников) снижаются эксплуатационные расходы, и повышается межремонтный пробег тележки.

Технические характеристики тележки приведены в таблице 1.

Основные достоинства тележки:

– применение штамповарных боковых рам и поперечной балки позволяет организовать производство на любых машиностроительных предприятиях;

– использование пружинных комплектов повышенной гибкости, упруго-фрикционных направляющих буксового подвешивания и гидравлических гасителей колебаний повышенной надежности позволяет при повышенной нагрузке на ось получить принципиальное улучшение ходовых качеств в сравнении с тележкой 18–100.;

– применение тормозной системы с двухсторонним нажатием колодок с расположением тормозного цилиндра, авторегулятора, авторежима на тележке позволяет резко улучшить тормозные характеристики, повысить ремонтпригодность и диагностируемость конструкции;

– снижение массы необрессоренных частей уменьшает воздействие на путь.

К недостаткам тележки можно отнести:

– сварные конструкции основных несущих элементов требуют применения современной технологии сварки и контроля качества;

– конструкция буксового подвешивания требует специальных приспособлений для обеспечения параллельности осей колесных пар при сборке тележки;

– применение тормозной системы с двухсторонним нажатием тормозных колодок и гидравлических гасителей колебаний требует изменения технологического процесса технического обслуживания и ремонта в сравнении с действующим в настоящее время.

– увеличение массы в сравнении с тележкой модели 18–194, вызванное размещением тормозного оборудования на тележке, а не на вагоне;

– наличие жесткой рамы вызывает опасения в обеспечении безопасности прохождения коссимметричных неровностей порожними вагонами.

РАО ВСМ разработало оригинальный проект скоростной тележки Р20.140. В буксовом подвешивании этой тележки также применены полиуретановые упругие элементы типа «Меги», которые обеспечивают необходимые жесткости в продольном и поперечном направлениях. Упругость в вертикальном направлении обеспечивают специальные торсионы. Амортизацию в поперечном направлении обеспечивает люлька (рис. 3). Демпфирование осуществляется гидродемпферами.

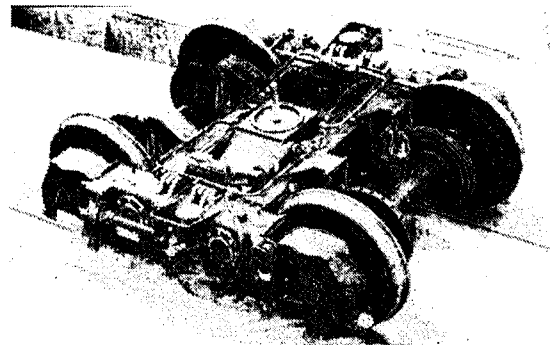


Рис. 3. Скоростная тележка Р20.140

Основные достоинства тележки:

– применение штамповарных боковых рам и поперечной балки позволяет организовать производство на любых машиностроительных предприятиях;

– применение двух ступенчатого рессорного подвешивания, отдельного гашения колебаний гидрогасителями и использование поводков и ограничителей с сайлент-блоками позволяет обеспечить хорошие ходовые качества при скоростях до 140 км/ч;

– применение дисковых тормозов обеспечивает необходимые тормозные характеристики вагонов при скоростях до 140 км/ч;

– торсионы буксового подвешивания и наклонная люлька в центральном подвешивании обеспечивают радиальную установку колесных пар и наклон кузова внутрь в кривых, что существенно снижает износ гребней колес, и увеличивает безопасность движения в кривой.

К недостаткам тележки можно отнести:

– сварные конструкции основных несущих элементов требуют применения современной технологии сварки и контроля качества;

– расположение гасителя поперечных колебаний внутри наддресорной балки усложняет техническое обслуживание тележки.

ЦКБ ТМ (г. Тверь) разработало проект скоростной тележки 18–9934 на базе трехэлементной тележки. Для повышения жесткости от забегания

боковых рам тележка оснащена специальными перекрестными связями (рис.4).

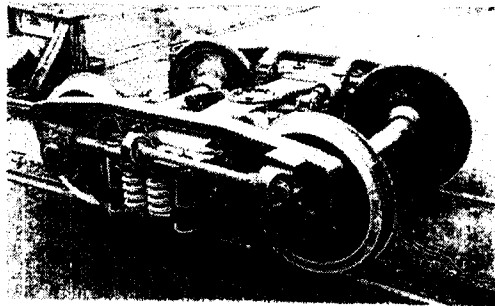


Рис. 4. Скоростная тележка 18-9934

Основные достоинства тележки:

– применение штампосварных боковых рам и поперечной балки позволяет организовать производство на любых машиностроительных предприятиях;

– применение пружинного комплекта повышенной гибкости, раздельного гашения колебаний, фрикционных выносных гасителей колебаний, специальной упругой связи боковых рам повышает ходовые качества по сравнению с тележкой типа 18-100;

– буксовый узел снабжен упругой прокладкой, что обеспечивает более равномерное распределение нагрузок на подшипники, устраняет трущиеся пары, увеличивает срок жизни сварных деталей.

К недостаткам тележки можно отнести:

– сварные конструкции основных несущих элементов требуют применения современной технологии сварки и контроля качества;

– расположение гасителя поперечных колебаний внутри тележки усложняет техническое обслуживание тележки;

– применение одностороннего нажатия тормозных колодок на колёса при скоростях 100-140 км/ч может привести к резкому усилению износов тормозных колодок и колёс и снизить тормозную эффективность;

– простейшая конструкция скользунов может не обеспечить требуемое демпфирование колебаний виляния при скоростях 100-140 км/ч и привести к резкому ухудшению ходовых качеств.

Опытные образцы были изготовлены в 2001 г.

Конструкция тележек нового поколения должна обеспечить решение главных задач: уменьшить расходы на содержание вагонов за счет увеличения межремонтного пробега и сокращения обточек колес; увеличить скорости доставки грузов; повысить безопасность движения

поездов; облегчить вписывание в кривые участки пути, снизить неподдрессоренную массу и воздействие на путь.

Не дожидаясь завершения создания тележек нового поколения, вагоностроительные заводы начали разработку новых конструкций грузовых вагонов.

ГУП ПО «УВЗ» изготовлены опытные образцы полувагонов с усиленной конструкцией кузова (рис. 5).

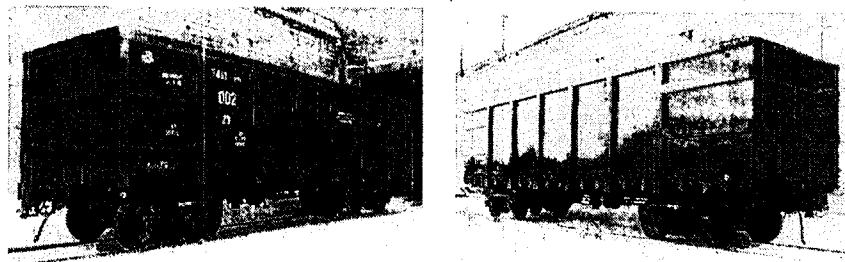


Рис.5

Начата разработка типоразмерного ряда вагонов-цистерн для нефтепродуктов на базе трехгрупповой спецификации. Важнейшее отличие нового поколения вагонов-цистерн – это большая статическая нагрузка при перевозке нефтепродуктов, экологическая и пожарная безопасность. Для этого разрабатываются системы герметичной погрузки-выгрузки, защиты котлов цистерн от пробоя и повышение их огнестойкости в зоне пожара.

ОАО «Рузхиммаш» изготовлены опытные конструкции цистерн для бензина с увеличенным объемом кузова (рис. 6).

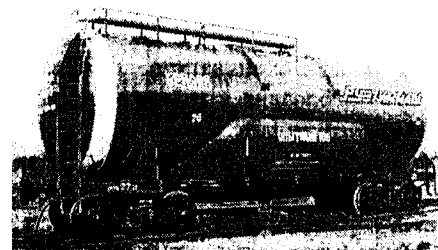


Рис.6

ОАО «БМЗ» изготовлены опытные конструкции скоростной платформы и вагона-хоппера новой конструкции.

Изготовлены опытные образцы полужесткой автосцепки с новым механизмом сцепления конструкции УВЗ-ВНИИЖТ повышенной

надежности от саморасцепа и с дополнительной системой защиты от падения на путь при обрыве автосцепки.

Разработана конструкторская документация и изготовлены опытные образцы поглощающих аппаратов, предназначенных для вагонов «Восток-Запад».

Результаты исследований по созданию вагонов нового поколения, изложенные в данном сборнике научных статей, показывают, что процесс создания вагонов нового поколения начат. Впереди предстоит большая работа, которая окажет существенное влияние на развитие экономику России.

Битюцкий А.А.,
Соколов А.М.,
Савушкин Р.А. (ПГУПС)

АДАПТИВНАЯ МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ САМОРАЗГРУЖАЮЩИХСЯ БУНКЕРНЫХ ВАГОНОВ

Развитие железнодорожного транспорта России предусматривает переоснащение вагонного хозяйства грузовыми вагонами нового поколения с улучшенными технико-экономическими параметрами и конструктивными схемами.

Особая роль в решении данной проблемы отводится созданию новых конструкций специализированных вагонов для перевозки сыпучих грузов. Это связано с возрастанием перевозок минеральных удобрений на экспорт и ростом внутренних потребностей в строительных сыпучих материалах и зерновых грузах. За последние десятилетие сформировались крупные операторские компании, в руках которых собрана основная часть парка грузовых специализированных вагонов для перевозки сыпучих грузов. Основной особенностью перевозок собственников является их специализация на узкой номенклатуре грузов. В связи с этим, предъявляются особые требования к технико-экономическим параметрам вагонов и конструкции погрузо-разгрузочных устройств вагонов-хопперов.

Основной особенностью вагонов-хопперов является их способность к саморазгрузке. Данный признак и определяет концептуальную конструктивную схему разгрузочного устройства и кузова бункерного вагона. Выбор рациональных параметров системы разгрузки вагона-хоппера определяет один из важнейших для вагонов данного типа коммерческих показателей, а именно, простой на конечных операциях. Все выше изложенное подтверждает, что актуальной является проблема разработки уточненных методов выбора конструктивных признаков и параметров функциональных узлов бункерных вагонов, на основе которых можно было бы ускорить создание подвижного состава нового поколения для перевозки сыпучих грузов.

Проведенный ситуационный анализ показал, что основными тенденциями при создании новых грузовых вагонов являются: повышение производительности, качества перевозки грузов, надежности и сроков службы узлов вагонов, облегчение управления погрузкой и выгрузкой грузов, сокращение времени простоев на конечных операциях.

Подавляющее количество работ по данной тематике проводилось на фоне социалистической плановой системы хозяйствования. В настоящее время в условиях рыночной экономики принципиально изменился подход к перевозкам сыпучих грузов. На первый план выдвигается система требований по повышению экономической эффективности перевозок, что заставляет пересмотреть подход к проектированию бункерных вагонов. В этой ситуации весьма малоизученной является проблема выбора параметров саморазгружающихся бункерных вагонов на основе комплексного исследования структурных и функциональных связей системы элементов и его внешнего окружения и совершенствования его конструкции с учетом требований заказчика в широких пределах.

На первом этапе исследований был произведен анализ тенденции производства и выявлены конструктивные особенности отечественных и зарубежных бункерных вагонов. Установлено, что, несмотря на значительное разнообразие конструктивных схем, все бункерные вагоны состоят из ряда обобщенных блоков. Это позволило на основе полученной информации сформировать базис наиболее перспективных конструктивных исполнений узлов и разработать структурную схему саморазгружающегося бункерного вагона. Разработанная схема имеет трехуровневую структуру: I – функциональные модули вагона; II – узлы функциональных модулей; III – конструктивные элементы узлов. На первом уровне вагон был разделен на функциональные модули: кузов, разгрузочное устройство, загрузочное устройство, комплекс лестниц и переходных площадок, автотормоза, ходовая часть, автосцепное устройство.

На втором этапе был проведен системный анализ технических требований, предъявляемых к саморазгружающимся бункерным вагонам. Требования формировались с позиции надсистемы (внешнее проектирование). Классификация требований была выполнена по двум признакам: вид требований, субъект предъявляющий требования. По виду требования классифицировались на: коммерческие, требования безопасности, функциональные, экономические и эргономические. По субъектам, предъявляющим технические требования, требования классифицировались на: собственников (заказчиков) вагонов, перевозчиков, грузоотправителей, грузополучателей. Для систематизации целей был разработан граф, представленный на рис. 1. Расчет весов производился на основе метода экспертной оценки.

На третьем этапе для формирования последовательности анализа модулей вагона-хоппера был разработан алгоритм, записанный ниже в виде математической модели. Где учитываются связи подсистем, а также их значимость, определяемая на основе весов технических требований. Полученный в результате неориентированный граф подвергается топологической сортировке, что позволяет представить сложную статически неопределенную систему в виде четко ориентированной последовательности.

Для этого сначала производится разработка модели горизонтальных связей компонентов вагона-хоппера на каждом уровне. При декомпозиции подсистем были выявлены системообразующие факторы. Анализ структуры системотехнического комплекса объекта показал, что таковыми в нем являются физические поля и контактная способность.

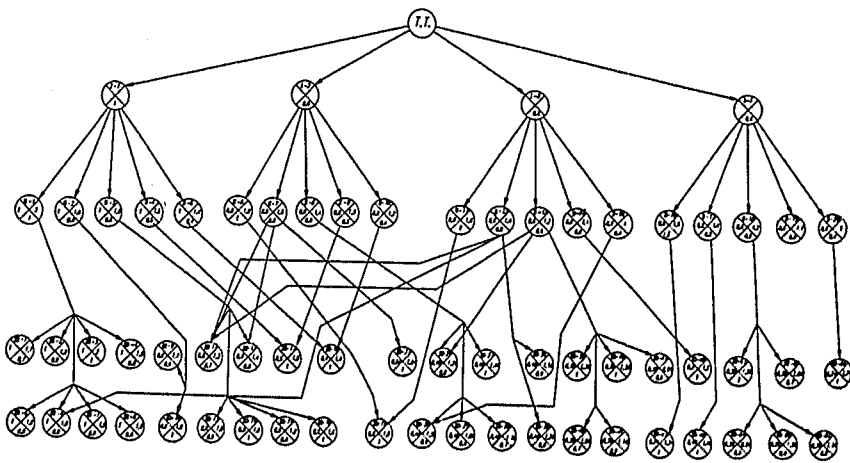


Рис. 1. Граф целей с вершинами, сориентированными относительно уровней сфер окружения

$$A'''_{(i_1, j_1, k_1)(i_2, j_2, k_2)} = \begin{cases} 1, \text{ если структурные элементы} \\ (i_1, j_1, k_1) \text{ и } (i_2, j_2, k_2) \text{ имеют активный} \\ \text{или нетральный контакт иначе, } 0 \end{cases}$$

где $A'''_{(i_1, j_1, k_1)(i_2, j_2, k_2)}$ – симметричная матрица связности элементов вагона-хоппера (размерностью 45x45);

i, j, k – соответственно номер функционального модуля, узла и элемента.

$$A''_{(i_1, j_1)(i_2, j_2)} = \prod_{k_1=1}^{N_{(i_1, j_1)}} \prod_{k_2=1}^{N_{(i_2, j_2)}} A'''_{(i_1, j_1, k_1)(i_2, j_2, k_2)}; \quad A'_{(i_1)(i_2)} = \prod_{j_1=1}^{N_{(i_1)}} \prod_{j_2=1}^{N_{(i_2)}} A''_{(i_1, j_1)(i_2, j_2)}$$

где $A''_{(i_1, j_1)(i_2, j_2)}$ и $A'_{(i_1)(i_2)}$ – соответственно симметричная матрица связности узлов (размерностью 19x19) и функциональных модулей вагона-хоппера (размерностью 7x7).

$N_{(i, j)}$ и $N_{(i)}$ – соответственно число элементов III уровня и число элементов II уровня.

На основе произведенного анализа связей структурных единиц вагона и системного анализа технических требований, предъявляемых к бункерным вагонам, можно выполнить расчет коэффициентов значимости функциональных модулей, узлов и элементов вагона.

$$M'''_{(i, j, k)} = \sum_{l=1}^{N_i} \sum_{p=1}^{N_p} a_{(i, j, k, l, p)} S_{(l, p)};$$

$$a_{(i, j, k, l, p)} = \begin{cases} 1, \text{ если техническое требование с индексом} \\ (l, p) \text{ непосредственно влияет на конструкцию} \\ \text{или параметры элемента } (i, j, k) \text{ иначе, } 0 \end{cases}$$

где $M'''_{(i, j, k)}$ – суммарный коэффициент значимости элемента вагона-хоппера с индексом (i, j, k) ;

$S_{(l, p)}$ – абсолютный вес технического требования с индексом (l, p) ;

$a_{(i, j, k, l, p)}$ – коэффициент влияния технического требования с индексом (l, p) на элемент конструкции (i, j, k) .

$$M''_{(i, j)} = \sum_{k=1}^{N_{(i, j)}} M'''_{(i, j, k)}; \quad M'_{(i)} = \sum_{j=1}^{N_{(i)}} M''_{(i, j)}; \quad \bar{M}'_{(i)} = \frac{M'_{(i)}}{\max(M')}$$

785609

где $M''_{(i, j)}$, $M'_{(i)}$, $\bar{M}'_{(i)}$ – соответственно суммарный коэффициент значимости узла с индексом (i, j) и абсолютный и нормализованный коэффициент значимости функционального модуля с индексом (i) .

На следующем этапе осуществляется преобразование симметричной матрицы связности функциональных модулей вагона-хоппера в матрицу связности ориентированного графа на основе замыкания малых циклов по наиболее слабым связям.

$$\bar{A}'_{(i_1)(i_2)} = m_{(i_1)(i_2)} A'_{(i_1)(i_2)}; \quad m_{(i_1)(i_2)} = \begin{cases} M'_{(i_1)}, \text{ если } M'_{(i_1)} > M'_{(i_2)} \\ \text{иначе, } 0 \end{cases}$$

где $\bar{A}'_{(i_1)(i_2)}$ – матрица смежности ориентированного ациклического графа функциональных модулей бункерного вагона с коэффициентами значимости связей.



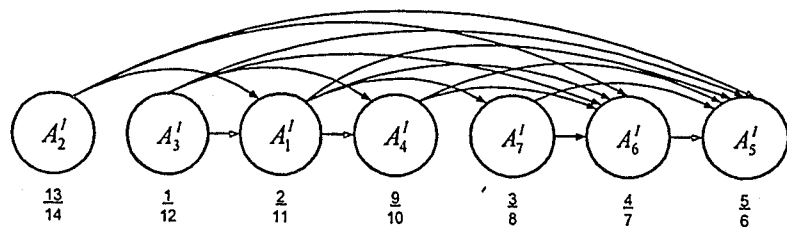


Рис. 2. Топологически отсортированный граф, отражающий последовательность исследования функциональных модулей вагона-хоппера

На основе методов теории графов, а в частности, метода топологической сортировки, была разработана последовательность анализа функциональных модулей вагона. Полученный в результате отсортированный граф представлен на рис. 2. Исследования проводились с использованием данных полученных при экспертной оценке требований для вагона-хоппера, разрабатываемого по заказу «Транспортные системы Евросиб».

Выполненные исследования позволили сформировать обобщенный алгоритм выбора параметров вагона-хоппера, где функциональные модули анализируются в следующей последовательности:

- разгрузочное устройство;
- загрузочное устройство;
- кузов;
- вспомогательное оборудование (комплекс лестниц, трапов и переходных площадок);
- автосцепное устройство;
- ходовая часть;
- автотормоза.

Особенностью предложенной адаптивной методики является переменный состав проектных процедур, формирующихся на основе оценки приоритетности функциональных модулей бункерного вагона. В результате предложенного подхода комплекс исходных данных для каждой процедуры разрабатывается на основе параметров, ранее исследуемых модулей вагона. В случае отсутствия необходимой для этого информации данные принимаются априорно из уровня техники.

Большинство проектных процедур хорошо проработаны и описаны в литературе, а также универсальны для всех грузовых вагонов. Однако бункерные вагоны, как ранее отмечалось, имеют основное отличие от других грузовых вагонов в виде способности к саморазгрузке на конечных операциях. Данная особенность характеризует всю концепцию конструкции кузова и системы разгрузки вагона. Специфическая топология кузовов бункерных вагонов также определяет повышенный центр тяжести у вагонов данного типа.

Поэтому на четвертом этапе подробно были рассмотрены процедуры выбора параметров разгрузочного устройства, несущей металлоконструкции кузова и ходовой части бункерного вагона. Отметим только основные моменты перечисленных проектных процедур.

Процедура выбора параметров разгрузочного устройства. Здесь ставится и предлагается алгоритм решения двух задач: это выбор рациональной конструкции бункерной системы на основе исследований качеств истечения груза, а также выбор рациональной конструктивной схемы активных агрегатов системы разгрузки на основе оценки критериев качества конструкций входящих в область корректных решений выделенных по ограничениям первого и второго рода. Перечень ограничений и веса критериев качества определяются на этапе системного анализа технических требований.

Процедура выбора параметров несущей металлоконструкции кузова. Кузовная часть бункерных вагонов характеризуется рядом основных конструктивных признаков, к ним относятся: тип кузова (открытый/закрытый); тип рамы (наличие/отсутствие центральной балки); вариант исполнения торцевой стены (вертикальная/наклонная). Перечисленные признаки определяются на основе анализа физико-химических характеристик перевозимого груза и конструктивных признаков эстакад приемки вагонов на разгрузочных терминалах. Влияния конструкций терминалов опосредованно через выбранные ранее параметры загрузочного и разгрузочного устройств.

Для выбора конструктивных схем и параметров элементов узлов несущей металлоконструкции кузовов разработан алгоритм, позволяющий осуществлять поиск рациональных параметров с применением методов линейного программирования.

Рассмотрим подробнее структуру предложенного алгоритма. На первом этапе осуществляется декомпозиция конструкции кузова бункерного вагона на узлы и формирование суперэлементов. Далее для каждого узла кузова производится:

- назначение оптимизирующих параметров;
- наполнение расчетного базиса путем произвольного выбора характеристик оптимизируемых параметров;
- назначение критерия качества в виде показателя массы и ограничений прочности;
- построение функциональных зависимостей матрицы жесткости суперэлемента, критериев качества и ограничений от вектора оптимизируемых параметров методом наименьших квадратов.

На следующем этапе осуществляется композиция задачи линейного программирования для конструкции в целом и решение задачи нахождения оптимальных параметров симплекс методом.

Процедура выбора параметров ходовой части вагона.

Оценка ходовых качеств бункерного вагона осуществляется по режимам описанным в «Нормах для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных)» (далее «Норм...»), где анализируются и сравниваются с допускаемыми величинами критическая скорость, показатели ходовых качеств на прямом участке пути и коэффициенты запаса устойчивости от схода с рельсов в режимах выжимания в кривых.

Для оценки динамических качеств была разработана твердотельная модель пространственных колебаний вагона. Для создания модели вагона использовались возможности программного комплекса MEDYNA.

Для исследования ходовых качеств и вписывания в кривые используется нелинейная модель, а для определения критической скорости – ее линеаризованный вариант.

В математической модели вагон представляется механической системой, состоящей из 31-го твердых тел: кузова вагона, двух надрессорных балок тележек, четырех боковых рам тележек, восьми клиньев, четырех колесных пар, четырех шпал и восьми участков рельсов. Полное число степеней свободы модели в этом случае составит 254.

Твердые тела соединяются элементами связи, моделирующими взаимодействие пятника с подпятником, боковых скользящих, центрального подвешивания (надрессорной балки и клина, клина и боковой рамы, подклиновых пружин и пружин под надрессорной балкой), боковой рамы и колесной пары, колеса и рельса, участка рельса и шпалы, а также шпалы и земляного полотна.

Представленная адаптивная методика выбора параметров саморазгружающихся бункерных вагонов была разработана и использована с участием авторов при проектировании двух новых вагонов хопперов производства ОАО «Ружиммаш» (модель 19-9734) и ЗАО «БМЗ-Вагон» (модель 19-3109) и модернизации существующего вагонов-хопперов производства ОАО «ВЛВРЗ» (модель 55-350МШ) для перевозки минеральных удобрений.

Третьяков А.В.,
Александров М.Д.,
Смирнов Н.В. (ПГУПС)

СИСТЕМЫ НАКЛОНА КУЗОВОВ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПОЕЗДОВ

Высокоскоростной подвижной состав, функционирующий на железных дорогах мира, оборудован системами автоматического наклона кузова вагона. Эти системы необходимы для уменьшения действующих на

пассажиров поперечных ускорений и позволяют таким образом повысить скорость движения на криволинейных участках пути.

Устройства, относящиеся к технике наклона кузова на подвижном составе, представлены на рис. 1.

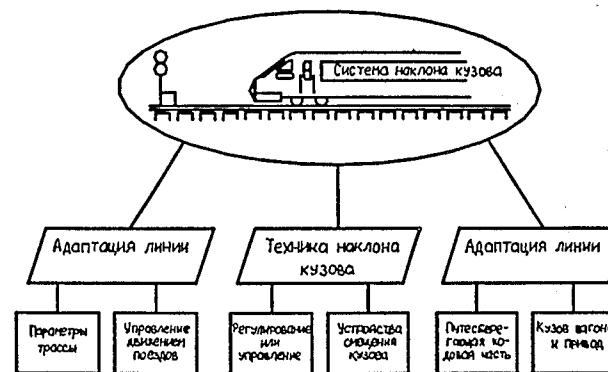


Рис.1 Система наклона кузова и ее основные компоненты

Если кузов вагона, имеющий маятниковую подвеску, наклоняется только в результате действующих на него центробежных сил, то в этом случае говорят о пассивной технике наклона.

В Европе классическим примером такой системы является испанский поезд Talgo (рис. 2а). Кузов опирается на пневматические рессоры второй ступени подвешивания, расположенные на стойках, вертикально закрепленных на одноосных тележках, общих для двух смежных сочлененных вагонов, на уровне, близком к крыше. Сжатие баллона, находящегося с внутренней стороны кривой, позволяет кузову отклониться внутрь. В Японии в пассивной системе наклона использован иной принцип, – кузов опирается на поперечные балки тележек, покоящиеся на пружинах второй ступени подвешивания, через пары роликов, перекатываясь по которым он имеет возможность поворачиваться вокруг горизонтальной продольной оси (рис. 2б).

Пассивные системы скорее воспринимают, чем преобразуют действующие в кривой силы. Они позволяют обеспечить наклон кузова на небольшой угол, обычно 3–4°, и могут компенсировать до 45 % поперечного ускорения (поезд Talgo). Однако больший угол наклона позволяет в большей мере повысить скорость прохождения кривых, но это достижимо только с помощью активных систем наклона. При активной технике наклона кузов вагона с помощью исполнительного привода и управляющего устройства искусственно наклоняется внутрь кривой.

Схема классической активной системы наклона поезда АРТ приведена на рис. 3а. В электропоездах ETR 450 первого поколения Pendolino компания Fiat применила иную систему (рис. 3б).

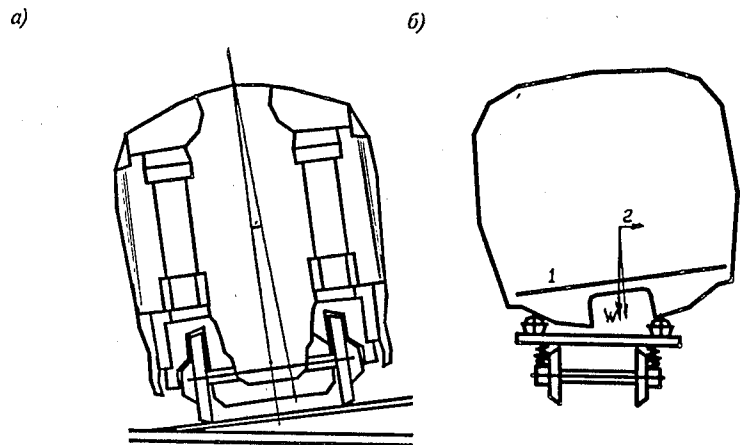


Рис. 2

- а) Схема пассивной системы наклона кузова вагона поезда Talgo
 б) Схема пассивной системы наклона кузова вагона электропоезда серии 381:
 1- пол кузова; 2- центробежная сила

Здесь поперечная балка тележки опирается на винтовые пружины второй ступени подвешивания, а кузов вагона подвешен к ней через качающиеся подвески. Длинноходные домкраты наклона установлены вертикально, их нижние концы закреплены на поперечной балке, а верхние прикреплены к кузову вагона на уровне крыши. При выдвигении штоков домкратов с одной стороны и втягивании с другой кузов поворачивается относительно продольной оси.

Эта система применена и в подвижном составе других типов и серий с системой наклона кузовов по технологии Fiat, например в дизель-поезде VT610 железных дорог Германии. Недостатком системы являлась необходимость устройства в тамбурах вагонов почти на всю высоту кузова специальных отсеков для размещения домкратов наклона, что сокращало полезную площадь тамбуров. Поэтому в электропоездах ETR 460 второго поколения домкраты разместили под полом кузова (рис.4).

Сочетание самой техники наклона с мероприятиями по адаптации подвижного состава и железнодорожных линий может привести к созданию законченной и работоспособной системы.

В рамках ведущейся работы рассматривается вопрос макетного моделирования наклона кузова транспортных средств. Исследован макет

системы автоматического наклона кузова собранный на базе автомобильного прицепа. Его отличительными особенностями являются: регулируемое подвешивание, автоматический наклон кузова, управляющая компьютерная система, обеспечивающая управление основными параметрами подвешивании.

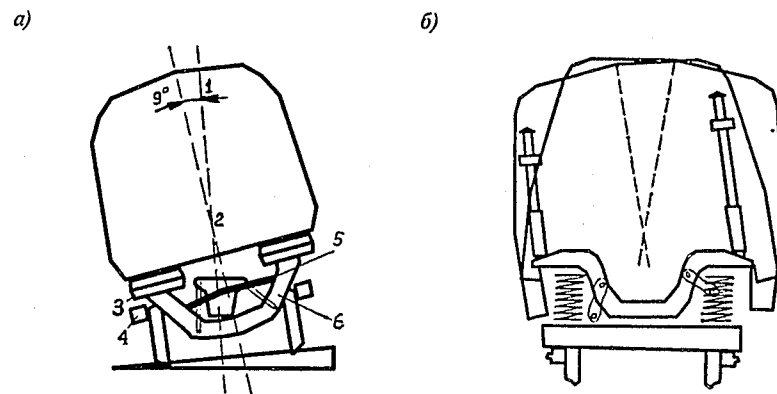


Рис. 3.

- а) Схема активной системы наклона кузова вагона поезда АРТ:
 1 - угол наклона; 2- ось наклона; 3 - баллон пневматической рессоры;
 4 - рама тележки; 5 - домкрат наклона; 6 - поперечная балка тележки.
 б) Схема активной системы наклона кузова вагона электропоезда серии ETR 450

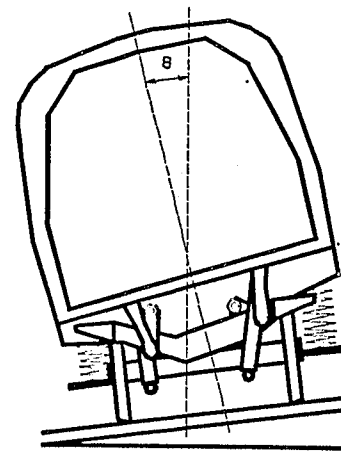


Рис. 4. Система наклона кузова вагона электропоезда серии ETR 460

Изучалась лабораторная модель системы активного подвешивания, принцип подбора электронных компоненты, принципиальная и структурная схема, основные принципы работы и управления системой. Структурная схема макета системы наклона кузова и схема управления представлены на рис. 5 и 6.

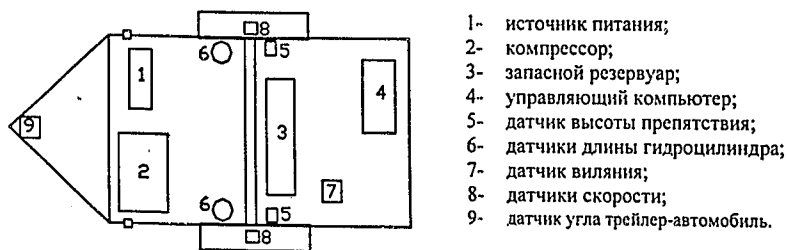


Рис. 5 Структурная схема макета системы наклона кузова

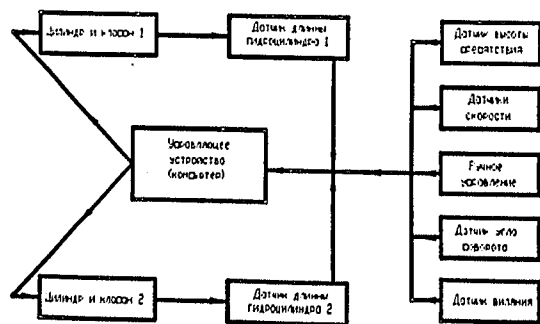


Рис.6 Схема управления макетом

Было произведено компьютерное моделирование работы этой системы в среде MATLAB Simulic. Составлены программы для работы системы в среде FESTO 4.01, проведена их отладка и проверка работоспособности. Произведены реальные испытания системы.

Применение таких систем на железнодорожном транспорте представляется перспективным направлением в решении проблем создания высокоскоростного подвижного состава и требует проведение серьезных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Третьяков А.В.,
Кравченко Ю.П. (ПГУПС),
Белгородцев А.В. (НВЦ «Вагоны»),
Васильев А.В. (ПГУПС),
Пигарев Р.М (НВЦ «Вагоны»)

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И РАСЧЕТ ТРАНСПОРТЕРОВ

В связи с выполнением исследований по возможности увеличения назначенного срока службы транспортеров и установлением критериев отказов и предельных состояний их элементов, порядка проведения обследования их технического состояния и обработки результатов обследования были разработаны программы и методики по диагностированию транспортеров. Методики распространяются на транспортеры с истекающими и истекшими сроками службы, имеющие удовлетворительное техническое состояние, применяемые на промышленном транспорте и на магистральных железных дорогах. Методики диагностирования и проведение расчета были опробованы на транспортере, собственности Ленинградской атомной станции (ЛАЭС).

ЛАЭС принадлежит специализированный транспортер ТК-8, используемый для перевозки ядерных отходов, который не имеет права выхода на магистральные пути МПС России вследствие повышенного радиационного фона.

В соответствии с разработанными методиками был обследован транспортер ТК-8. В ходе обследования технического состояния транспортера производились следующие работы:

- изучение технической документации на транспортер и особенностей его эксплуатации; проведение контроля размеров транспортера;
- выявление характерных повреждений, степени коррозии несущих деталей и узлов в эксплуатации;
- толщинометрия элементов рамы;
- металлографические исследования образца рамы;
- прочностной расчет конструкции вагона-транспортера.

В результате первого этапа работы было установлено:

- на транспортер отсутствует какая-либо техническая документация, в том числе неизвестен год постройки;
- транспортер находится в эксплуатации на ЛАЭС с 1982 года;
- по магистральным путям МПС транспортер не курсирует с 1987 года;
- общий пробег вагона, за период эксплуатации на ЛАЭС, с 1982 по 2000 год составил примерно 13000 км; поездки совершались

- по путям предприятия на короткие расстояния с маневровой скоростью; ударные воздействия на транспортер отсутствовали;
- после проведения контроля базовых размеров выяснилось, что транспортер не соответствует ни одной модели из каталога №161-98 ПКБ ЦВ;
- транспортер имеет нестандартную схему загрузки.

На втором этапе, в ходе осмотра, было выявлено, что техническое состояние транспортера удовлетворяет условиям эксплуатации, отсутствуют повреждения конструкции и коррозия элементов явно угрожающие безопасности движения.

В ходе третьего этапа работы была составлена карта толщинометрии транспортера, куда были занесены данные, полученные в результате измерений элементов конструкции.

Для определения характеристик материала, на четвертом этапе, была произведена вырезка образца материала, из малонагруженной части конструкции, и проведены его металлографические исследования. В ходе этих исследований было установлено, что ближайшей к исследуемой маркой стали является сталь Ст 3пс, которая являлась одной из основных конструкционных сталей в 60-е годы. Следовательно, за время эксплуатации транспортера ТК-8 в течение примерно 40 лет не произошло заметных изменений механических характеристик в худшую сторону. Металл обладает большим запасом прочностных и пластических свойств при высоком значении ударной вязкости.

На заключительном этапе, по результатам диагностирования технического состояния транспортера (толщинометрии, металлографии и пр.) была создана его конечно-элементная модель и выполнен нормативный прочностной расчет конструкции транспортера с учетом коррозионного износа элементов конструкции.

Пластинчато-объемная конечно-элементная модель рамы транспортера приведена на рис.1.

Конечно-элементная модель рамы транспортера имеет 10164 узла и состоит из 20596 элементов, из которых 8546 объемных и 12050 пластинчатых. Расчетная масса рамы транспортера – 22140 кг.

Закрепления рамы были произведены в районе пятниковых узлов. Ко всей конструкции было приложено ускорение свободного падения $g=9,81 \text{ м/с}^2$. Рабочая нагрузка на раму была выбрана исходя из допустимой (по документации) нагрузки на ось, которая составляет для данной модели 21 т/ось. Нагрузка была приложена на торцевые балки по краям колодца, $P=824 \text{ кН}$ соответственно на каждую балку.

В соответствии с «Нормами для расчета и проектирования новых и модернизируемых железнодорожных транспортеров общего назначения колеи 1520 мм» был произведен прочностной расчет модели транспортера при I и III режимах нагружения и при соударении с силой $-3,5 \text{ МН}$.

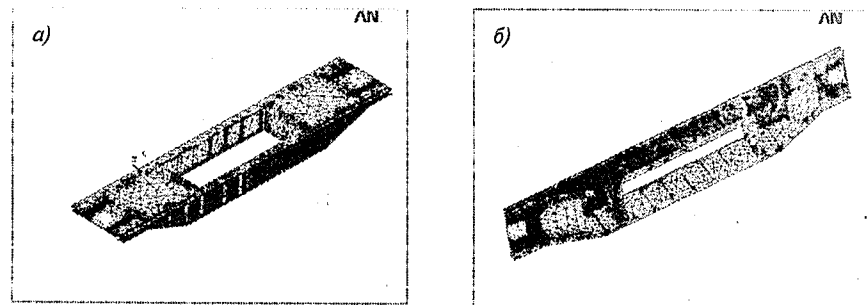


Рис. 1 Конечно-элементная модель транспортера:

- а) вид сверху
- б) вид снизу

Из результатов, приведенных на рис.2-4 видно, что максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в элементах рамы транспортера при первом расчетном режиме (растяжение силой $+2,5 \text{ МН}$) составляют 112 МПа , при первом расчетном режиме (сжатие силой $-3,0 \text{ МН}$) 111 МПа , что не превосходит допускаемых напряжений при первом расчетном режиме ($220,5 \text{ МПа}$ для всех элементов рамы).

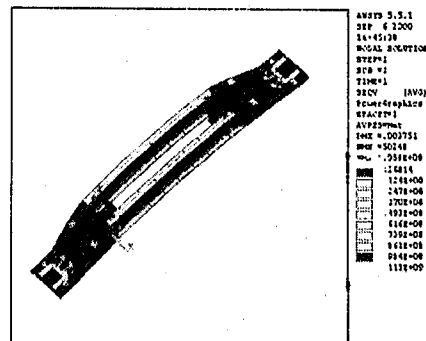


Рис. 2 Максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в элементах рамы транспортера при первом расчетном режиме (растяжение)

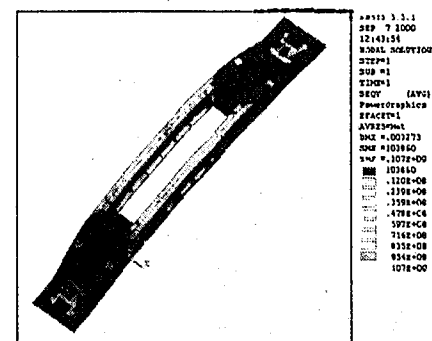


Рис. 3 Максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в элементах рамы платформы при третьем расчетном режиме (растяжение)

Максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в элементах рамы транспортера при третьем расчетном режиме (растяжение продольной силой $+1,0 \text{ МН}$), составляет 107 МПа , (сжатие продольной силой $-1,0 \text{ МН}$) 104 МПа , что не превосходит допускаемых напряжений (155 МПа для хребтовой и шкворневой балки, 165 МПа для остальных элементов рамы).

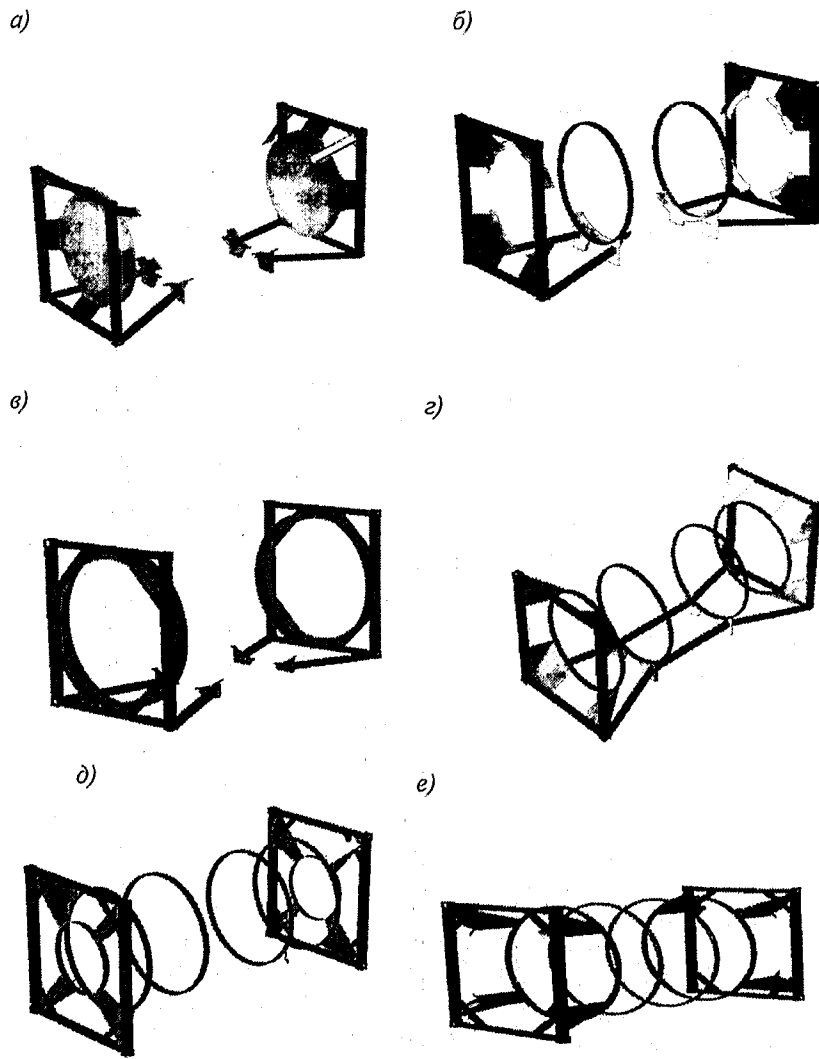


Рис. 1 Принципиальные конструктивные схемы элементов крепления цельнонесущих контейнеров-цистерн

- для вариантов *д* и *е* основные зоны концентрации напряжений находятся в месте соединений элементов крепления с торцевой рамой;
- для варианта *в* основными зонами концентрации напряжений являются зоны соединения раскосов с обечайкой контейнера.

На рис. 2 и 3 представлено напряженно-деформированное состояние контейнеров и показаны зоны концентрации напряжений.

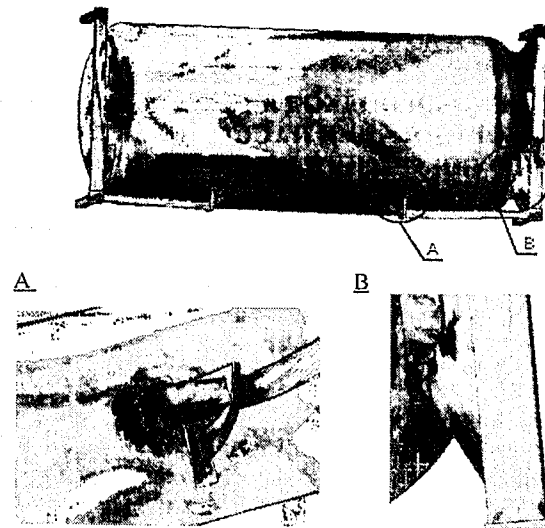
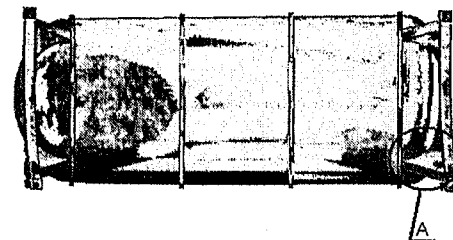


Рис. 2 Напряженно-деформированное состояние элементов крепления (вариант *а*) при действии продольной инерционной нагрузки



A

Рис. 3 Напряженно-деформированное состояние элементов крепления (вариант *д*) при действии продольной инерционной нагрузки

По результатам расчетов можно сделать вывод, что наиболее рациональным, с точки зрения выбранных критериев оценки конструкции, является варианты *d* и *e*.

Комаров Ю.И. (ПГУПС)

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ПОСТРОЙКИ РОССИИ

Отечественная промышленность реализует федеральную целевую программу «разработка и производство подвижного состава нового поколения на предприятиях России», определившую основные цели и задачи на перспективу:

- обновление парка пассажирского подвижного состава (ППС) и его сертификацию на соответствие отечественным и международным нормам;
- развитие отечественного вагоностроения с исключением импортной зависимости и созданием экспортной базы;
- снижение стоимости жизненного цикла для безубыточности и конкурентоспособности пассажирских перевозок.

Одним из путей решения задач и достижения этих целей является разработка, освоение и постановка нового поколения ППС. Электротехническое оборудование и основная конструкция (кузов) пассажирских вагонов могут быть условно представлены:

первое поколение – деревянный кузов, электрическое освещение; электроснабжение – автономное с генератором постоянного тока и аккумуляторной батареей;

второе поколение – цельнометаллический кузов, принудительная вентиляция и люминесцентное освещение; электроснабжение – автономное (или комбинированное) с генератором постоянного (или переменного) тока и аккумуляторной батареей;

третье поколение – цельнометаллический кузов, полное кондиционирование воздуха, жидкостное электро-угольное отопление, люминесцентное освещение; электроснабжение – комбинированное с генератором постоянного (или переменного) тока, аккумуляторной батареей и высоковольтной поездной магистралью (ВПМ);

четвертое поколение – цельнометаллический кузов, климат-контроль, информационные системы, экологически чистый туалет, условия повышенной безопасности пассажиров, система контроля, управления и диагностики оборудования; электроснабжение – комбинированное с генератором переменного тока (или централизованное со статическим преобразователем), аккумуляторной батареей и ВПМ;

пятое поколение – алюминиевый (или из нержавеющей стали) кузов, климат-контроль с индивидуальным управлением в каждом купе, информационные системы, экологически чистый туалет, условия повышенной безопасности и комфортности для пассажиров, системы контроля и диагностики оборудования, унифицированное блочно-модульное электрооборудование и электроника, процессорное управление и мехатроника функциональных групп оборудования; электроснабжение – наиболее выгодный вариант по себестоимости энергии в эксплуатационных условиях.

Пассажирским вагонам нового поколения безусловно необходимо и современное электрооборудование с учетом мировых тенденций и отечественных перспектив. Тем более что эта потребность уже существует последние двадцать пять лет.

Если конструкция и основные функциональные группы оборудования первых образцов вагонов модельного ряда могут соответствовать четвертому поколению, то используемое отечественное электрооборудование – только третьему. Практически используются две структуры комплексов электроснабжения ЭВ.44 (ЭВ.12) и ЭВ.34 (9510.8030), разработанные по концепциям «вчерашнего дня». Известно, что комплекс ЭВ.44.01 впервые разработан специалистами РЭЗ (Латвия) в 1979 г. для вагонов 23сб постройки «Вагонмаш» (ЛВРСЗ им. Егорова) в 1980 г., а в 1985 г. модернизированный вариант этого комплекса сначала появился на вагонах постройки ГДР под маркой RGA4 – 32 кВт, а в 1991 г. после очередной модернизации – и на вагонах постройки ФРГ (RGA5 – 32 кВт с электронным устройством 2470). Комплекс электроснабжения ЭВ.34.01 также был разработан специалистами РЭЗ (Латвия), а статический преобразователь – ТЭЗ (Эстония) в 1978 г., хотя попытки создания статического высоковольтного преобразователя для ППС предпринимались с начала семидесятых годов сотрудниками ВНИИЖТа и института энергетики Латвийской АН.

Вывод очевиден: разработчики современного электрооборудования пассажирских вагонов, думается, сделали все, что смогли, но вагоностроительная промышленность обязана сделать то, что необходимо.

Во-первых, необходимо отказаться от опытного, поискового подхода к электрификации пассажирских вагонов, а предвзвешивать новые разработки специальным научно-техническим обеспечением. Периоды смены поколений составляют 25...30 лет, а «критические годы», когда новое оборудование приходит на смену старому – 3...5 лет. Эти годы и являются событием для технического сообщества специалистов. «непрозрачность» работ в годы подготовки смены поколений приводит к искусственному ограничению «интеллекта» отрасли, а значит, и к возможности субъективного подхода к разработкам.

Во-вторых, необходимое становится очевидным только при комплексном подходе к проектированию и разработке электрооборудования, когда рассматривается его соответствие интересам эксплуатирующих организаций.

Интересы эксплуатирующих организаций [1] конкретизированы обобщенным критерием минимизации затрат в сфере технического содержания по принятой МПС «Концепции развития комплексной системы технического обслуживания и ремонта подвижного состава с учетом технического состояния оборудования при применении средств технического диагностирования» [2]:

$$Z_{\text{экс}} = C_{\text{в}}/T_{\text{экс}} + C_{\text{то}} + C_{\text{р}} + M \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $Z_{\text{экс}}$ – затраты на техническое обслуживание и ремонт,

$C_{\text{в}}$ – стоимость вагона,

$T_{\text{экс}}$ – срок службы вагона,

$C_{\text{то}}$ – среднегодовые затраты на техническое обслуживание,

$C_{\text{р}}$ – среднегодовые затраты на плановые виды ремонта,

M – среднегодовые убытки от отвлечения вагонов из эксплуатации.

Преобразуем «руководящее» выражение (1), заменив составляющей $A = C_{\text{в}}/T_{\text{экс}}$ амортизационные затраты, составляющей $C_{\text{то/рм}} = C_{\text{то}} + C_{\text{р}} + M$ все среднегодовые затраты на техническое обслуживание, ремонт и потери от отвлечения вагона из эксплуатации, а также добавив среднегодовые расходы на используемую электрическую энергию $C_{\text{рз}} = c_{\text{э}} \cdot P_{\text{э}}$, в которых $c_{\text{э}}$ – удельная стоимость электроэнергии (руб./кВт час), а $P_{\text{э}}$ – среднегодовое потребление электроэнергии в пассажирском вагоне с кондиционированием воздуха.

$$Z_{\text{экс}} = A + C_{\text{то/рм}} + P_{\text{э}} \rightarrow \min \quad (2)$$

Последнее выражение позволяет увидеть составляющие затрат на техническую эксплуатацию и оценить последствия существующих тенденций и принимаемых решений при проектировании электрооборудования пассажирских вагонов. Определение весовых коэффициентов для каждой составляющей затрат не является задачей данной работы, но для последующего анализа примем, что в настоящее время эти составляющие затрат если и не равны, то сопоставимы. Например, для вагонов нового поколения модели 61-4170 и 9510 при эксплуатации в 2003 году, все составляющие затрат будут равными между собой.

Амортизационная составляющая затрат на техническую эксплуатацию вагонов нового поколения безусловно вырастет, в том числе и за счет увеличения доли капитальной стоимости электрооборудования. Хотя мы наблюдаем мировую тенденцию технического прогресса: за новые потребительские качества и свойства техники – более высокую цену, но применительно к электрооборудованию можно будет при необходимости показать, что цена могла бы быть и меньшей за счет рационального варианта электроснабжения вагона и энергосберегающих технологий использования.

Составляющая затрат на техническое содержание пассажирских вагонов безусловно возрастет несмотря на обещание вагоностроителей на треть сократить расходы на техническое обслуживание и ремонт. Здесь мы можем увидеть диалектику прогресса: по мере автоматизации техники возрастает роль и значение технического обслуживания. При этом, чем больше возрастает комфортабельность перевозок и облегчается труд проводников, тем большие затруднения возникают при техническом обслуживании. Одновременно растет значение последствий несвоевременных или неправильных действий. В результате техническое содержание постепенно становится одним из главных факторов, определяющих эффективность и качество работы автоматизированных систем.

Для системы технического содержания пассажирского вагонного парка существуют внешние и внутренние источники повышения эффективности. Внешними источниками эффективности являются конструкции электрооборудования вагона с более высокой эксплуатационной надежностью, с устройствами контроля в пути и диагностики для обслуживания и ремонта, а также большей приспособленностью к техническому обслуживанию вагонов в составе. Нарботка на отказ вагона из-за дефектов электрооборудования должна быть не ниже 350 000 километров пробега, что позволит снизить затраты в сфере технического обслуживания на 25...30 %.

Внутренним источникам эффективности системы технического содержания является реинжиниринг самой системы, который позволит поделить: а) рациональное соотношение вагонов эксплуатирующихся в поездах к общему числу вагонов приписного парка; б) новые технологии и техническую оснащенность при обслуживании и ремонте; в) новые организационные формы проведения технической эксплуатации пассажирских вагонов.

Составляющая затрат на потребляемую электроэнергию является существенной частью в общих затратах. Удельные расходы на собственные нужды вагонов растут с их комфортабельностью, но зависят также и от характера движения поезда, длительности нахождения в отстое в пунктах оборота, и от температуры окружающей среды в климатической

зоне. Для оценки реального энергопотребления используются экспериментальные поездки на мерных участках и математическое моделирование [3].

Среднее значение годового потребления электроэнергии комфортабельным вагоном на отечественной сети железных дорог составляет до 155000 кВт·часов. Поэтому стратегически важно оценить себестоимость используемой энергии для пассажирского подвижного состава при различных вариантах электроснабжения в условиях изменяющихся цен на энергоносители [4]. Очевидно, что использование энергоносителей на железнодорожном транспорте имеет пониженный КПД и повышенные капитальные и эксплуатационные затраты по сравнению с «большой» энергетикой в силу «малых» единичных мощностей и специфики транспорта.

Выражение для определения себестоимости электроэнергии для потребителей пассажирского вагона можно представить:

$$c_э = C_{тэ} + C_{кг} + C_{экс.э} \quad (3)$$

где $C_{тэ}$ – топливная составляющая в стоимости выработки электроэнергии, руб./кВт. час (изменяется в зависимости от конъюнктуры на мировом рынке или тарифов в России – таблица 1);

$C_{кг} = c_{кг}/k_{н}$ – капитальная составляющая в стоимости генерирующей установки, руб./кВт установленной мощности установки ($c_{кг} = 700$ \$/кВт установленной мощности; $k_{н}$ – коэффициент использования мощности генерирующей установки пассажирского вагона ($k_{н} = 0,5$ для комплексов ЭВ.12 или ЭВ.44. и $k_{н} = 0,15...0,2$ для комплексов ЭВ.34.06 и 9510.8030);

$C_{экс.э}$ – эксплуатационная составляющая в стоимости выработанной электроэнергии, руб./кВт час (при мировой стоимости эксплуатационных затрат при производстве электроэнергии в стационаре 10 \$/1000 кВт часов, стоимость аналогичных затрат в условиях пассажирского вагонного хозяйства примем утроенными, т.е. 30 \$/1000 кВт часов.

Результаты оценки себестоимости и её основных составляющих для электроэнергии, потребляемой в пассажирском вагоне с кондиционированием воздуха, приведены в таблице 2 для различных вариантов электроснабжения:

комбинированный (К) от ВКС через локомотив и ВПМ, а также от ОКП через электромашинный генератор на электрифицированных участках железных дорог;

Таблица 1

Прогноз цен на энергоносители по данным [4], \$/1000 кВт часов

Энергоноситель	2000		2010
	ЕЭС	Россия	Россия
Уголь	10,2	1,8	4,7
Газ	16,3	1,3	9,6
Нефтепродукты	12,6	4,2	11,3
Электроэнергия	20,0	10,0	40,0

Таблица 2

Себестоимость электроэнергии потребляемой в пассажирском вагоне (руб./кВт час)

Вариант электроснабжения	2000 (\$/30=руб.)				2010 (\$/40=руб.)				
	$C_{тэ}$	C_k	$C_{экс.э}$	$c_э$	$C_{тэ}$	C_k	$C_{экс.э}$	$c_э$	
Комбинированный (К)	0,55	0,28	0,60	1,43	2,25	0,37	0,80	3,42	
Автономный (А)	1,60	0,28	0,60	2,48	7,10	0,37	0,80	8,27	
Централизованный (Ц)	0,60	0,56	1,00	2,16	3,0	0,75	1,33	5,08	
	(Цт)	0,25	0,42	0,80	1,47	0,95	1,00	2,51	
	(Цт.в-э)	0,30	0,56	1,00	1,86	1,10	0,75	1,33	3,08
	(Цк.в-э)	0,60	0,56	1,00	2,16	3,20	0,75	1,33	5,28

Примечание: 1. Приведенные данные имеют предварительный характер, и окончательные выводы могут быть сделаны с учетом замыкающих затрат.

2. Себестоимость электроэнергии в контактной сети будет еще выше, так как прибавится инвестиционная составляющая РАО ЕС (0,5...1,0 руб./кВт час)

автономный (А) от ОКП через электромашинный генератор на не электрифицированных участках железных дорог при тепловозной тяге;
централизованный (Ц) от ВКС через локомотив и ВПМ на электрифицированных участках железных дорог.

Кроме того, в отечественной и зарубежной практике используются и другие разновидности централизованного электроснабжения вагонов через общую поездную магистраль:

- а) централизованный от тепловоза (Цт);
- б) централизованный от вагона-электростанции (Цт.в-э) при тепловозной тяге;

в) централизованный от вагона-электростанции (Цкс.в-э) при электрической тяге.

Анализ показывает, что наиболее экономичным вариантом электроснабжения пассажирских вагонов в настоящее время и на ближайшую перспективу является централизованное электроснабжение от локомотива (Цл) с себестоимостью производства электроэнергии от 1,50 до 2,50 руб./кВт час. Однако, отсутствие необходимого локомотивного парка позволяет считать рациональным вариантом электроснабжения для поездов постоянного формирования – централизованное от вагона – электростанции (Цт.в-э) с дизель-генераторными установками и себестоимостью электроэнергии от 1,90 до 3,10 руб./кВт час. Конкурентоспособным вариантом электроснабжения пассажирских вагонов остается комбинированный (К) с себестоимостью электроэнергии от 1,40 до 3,40 руб./кВт час на электрифицированных участках и от 2,50 до 8,30 руб./кВт час на не электрифицированных участках железных дорог.

В заключение хотелось бы подчеркнуть, что электрооборудование стоимостью около пяти миллиардов рублей для годовой федеральной программы постройки пассажирских вагонов должно быть специальным и выполненным с учетом особых требований подвижного состава железных дорог. Кроме того, основные функциональные группы оборудования вагона относятся к мехатронным, объединяющим электромагнитные, механические, электронные и информационные технологии. В этих случаях важен комплексный подход при создании подобных систем с учетом интересов эксплуатирующих организаций. Поэтому есть все предпосылки считать, что необходимо появление новой отрасли прикладной электротехники – «вагонной электротехники», задача которой заключается в обобщении и анализе имеющегося опыта и поиске новых решений в вагонном электрооборудовании и его техническом содержании при эксплуатации.

Библиографический список

1. Комаров Ю.И.. Электрооборудование пассажирских вагонов локомотивной тяги нового поколения. Сб. науч. ст.: Подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты. – СПб.: ПГУПС, 2001, с. 114 – 123.
2. Концепция развития комплексной системы технического обслуживания и ремонта подвижного состава с учетом технического состояния оборудования при применении средств технического диагностирования. ВНИИЖТ. – М.: 1999, с.19.
3. С. Brunner et al. *Elektrische Bahnen*, 1998, s. 346 – 354. (русский перевод – Железные дороги мира – 2000, № 3).
4. Масленников В.М.. Как выводить российскую энергетику из кризиса. ж. Энергия, № 6, 2001.

Боропенко Ю.П.,
Орлова А.М.,
Васильев С.Г. (ПГУПС)
Державец Ю.А.,
Аношин Г.В.,
Турков А.И. (ООО «С.П.Б.»)

ПОЛИУРЕТАНОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ БУКСОВОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Известно, что существующие во многих странах мира трехэлементные тележки грузовых вагонов имеют ряд эксплуатационных недостатков, которые определяются их конструкцией. Например, для российской тележки 18-100 наблюдается:

- интенсивный подрез гребней колесных пар вследствие неустойчивости движения вагонов по вилянию, несимметричности тележки, низкой связанности боковых рам и их «забегания» в кривых;
- изломы боковых рам в зоне буксового проема вследствие дефектов металлоконструкции и отсутствия амортизации продольных сил;
- сходы с рельсов из-за технического состояния тележек вследствие неравномерного изнашивания клинбев, нестабильности движения порожних вагонов, их выжимания в кривых;
- отцепки вагонов в пути следования по неисправностям роликовых букс вследствие большой неподдрессорованной массы, отсутствия амортизации усилий;
- повышенная интенсивность износа буксового проема боковых рам, надрессорной балки, подпятника.

Многие из перечисленных проблем можно решить введением упругой связи боковых рам и подшипников, которая обеспечит параллельность и соседность колесных пар в тележке, а также возможность их самоустановки при прохождении прямых и кривых участков пути, [1].

В данной работе рассматривается расчет буксового подвешивания (рис. 1), в котором в качестве упругих элементов

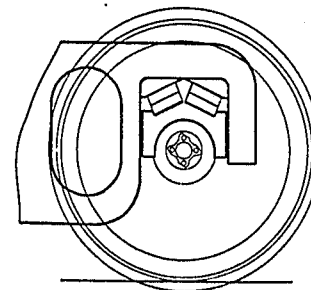


Рис. 1 Схема буксового подвешивания с эластомерно-металлическими комплектами

применяются эластомерно-металлические комплекты (меги). Гашение колебаний достигается за счет диссипации в материале.

Для применения в грузовых вагонах НВЦ «Вагоны» разработан новый полиуретановый рессорный комплект, состоящий из двух одинаковых мег, расположенных симметрично по обеим сторонам буксы. Эластомерные пластины разделены внутренними металлическими листами, установленными параллельно внешним армировочным листам. Промежуточные листы обеспечивают повышение жесткости меги на сжатие и равномерную передачу сил на эластомерный слой, препятствуя возникновению местных напряжений, ограничивая деформации сжатия и сдвига, таким образом повышая долговечность меги.

Высокой эффективности при применении мег в подвешивании можно добиться, используя современные полиуретаны, которые обладают лучшими, по сравнению с резиновыми аналогами, характеристиками прочности, износостойкости, стойкости к агрессивному воздействию окружающей среды и низким температурам.

Одним из основных свойств буксового подвешивания является обеспечиваемая им жесткость тележки в плане и вертикальный статический прогиб. В статье проводится сравнение двух расчетных методов с данными специального эксперимента, которые могут быть использованы при проектировании полиуретанового подвешивания.

1. Расчет жесткости полиуретановых элементов на аналитических моделях

Расчетная схема пары мег, устанавливаемых в подвешивании на одну буксу, представлена на рис. 2. Оси системы координат x, y, z

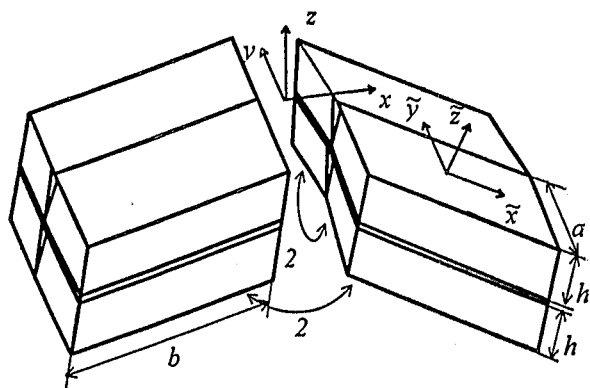


Рис. 2 Расчетная схема пары мег, устанавливаемых в буксу

совпадают с продольной, поперечной и вертикальной осями пути, а оси координат $\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{z}$ получены поворотом исходной системы координат на

угол α вокруг оси y . От исходной конструкции расчетная схема отличается треугольным вырезом в центральной части, который позволил представить меги в виде полиуретановых блоков с размерами $a \times b \times h$ в форме параллелепипеда, которые нагружаются по поверхности ab и закреплены по противоположной поверхности.

Расчет полиуретановых элементов велся по методикам, в основном повторяющим расчет резиновых элементов. При аналитических расчетах была принята линейная зависимость напряжения от деформации, [3, 4]. Жесткость блока на сдвиг и на сжатие составляет:

$$c_y = \frac{ab}{h} G, \quad c_z = \frac{ab}{h} E_y,$$

где G — упругий модуль сдвига полиуретана;

E_y — модифицированный модуль упругости полиуретана.

Введение модифицированного модуля обусловлено многими факторами, такими как температура, деформация и скорость деформации, количество циклов наработки и форма образца. Для сходимости результатов расчета с экспериментом, который ставился при условиях, соответствующих стандартному модулю упругости (температура $+20^\circ\text{C}$, количество циклов наработки менее 100, деформация менее 20%, квазистатическое нагружение), в модифицированном модуле была учтена только степень стеснения деформации с помощью коэффициента формы:

$$E_y = K_\phi E,$$

где E — модуль Юнга полиуретана (при деформации стремящейся к нулю);

$K_\phi = f(A_n/A_c)$ — коэффициент формы, как функция отношения площади нагружения A_n к площади выпучивания

$$A_c: A_n = 2ab, A_c = 2(a+b)h.$$

Экспериментальная зависимость $K_\phi = f(A_n/A_c)$ приведена на рис. 3, [2].

На втором этапе рассматривались два полиуретановых блока, установленных под углом 2β (рис. 4). При работе в направлении осей \tilde{z} и \tilde{y} оба блока испытывают как деформации сжатия, так и деформации сдвига, а при работе в направлении оси \tilde{x} — деформации сдвига. Рассмотрение условий равновесия блоков позволило определить выражения для жесткостей в направлении осей:

$$\tilde{c}_x = 2c_y,$$

$$\tilde{c}_y = 2(c_z \cos^2 \beta + c_y \sin^2 \beta),$$

$$\tilde{c}_z = 2(c_z \sin^2 \beta + c_y \cos^2 \beta).$$

(1)

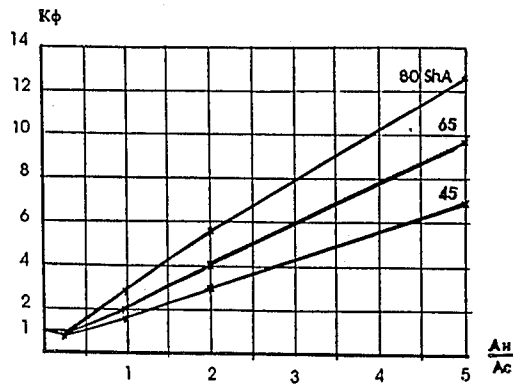


Рис.3 Коэффициент формы при нормальной деформации (сжатие-растяжение) в зависимости от отношения нагруженной и свободной площадей изделия и твердости полиуретана по Shore A

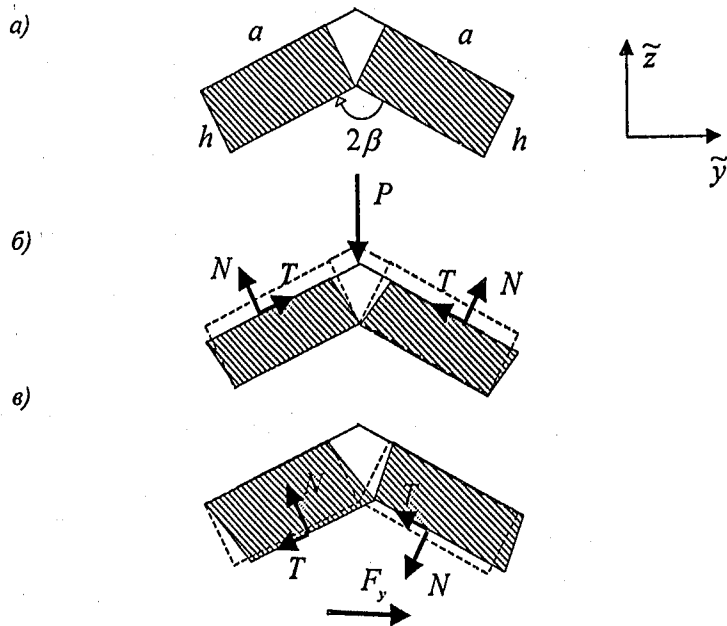


Рис. 4 Два полиуретановых блока, установленных под углом: а - недеформированное состояние, б - деформация при приложении вертикальной статической нагрузки, в - деформация при приложении поперечной нагрузки

Аналогично при рассмотрении всех восьми блоков, входящих в пару мег, жесткости в направлении осей x , y , z составили:

$$c_x = \tilde{c}_x \sin^2 \alpha + \tilde{c}_z \cos^2 \alpha, \quad (2)$$

$$c_y = \tilde{c}_y,$$

$$c_z = \tilde{c}_z \sin^2 \alpha + \tilde{c}_x \cos^2 \alpha.$$

2. Расчет жесткости методом конечных элементов

Расчет жесткости проводился для мег, общий вид которой представлен на рис.5, а сетка трехмерных квадратичных конечных элементов — на рис.6. Необходимо отметить, что отличие геометрии от аналитического расчета учитывалось в наличии отверстия между блоками полиуретана, а не их раздельной работы. Модель учитывала два слоя полиуретана, разделенные металлической стальной арматурой.

Нижняя поверхность являлась опорной, на ней были поставлены граничные условия отсутствия перемещений во всех направлениях, что моделировало соединение полиуретанового слоя и внешней арматуры. На верхней поверхности использовано кинематическое ограничение — равенство перемещений по всем трем направлениям, которое также моделировало соединение полиуретанового слоя и внешней арматуры. К верхней поверхности в зависимости от определяемой жесткости прикладывались силы, при этом во всех расчетных случаях присутствовала вертикальная сила, соответствующая действию веса вагона при нагрузке на ось 25 т.

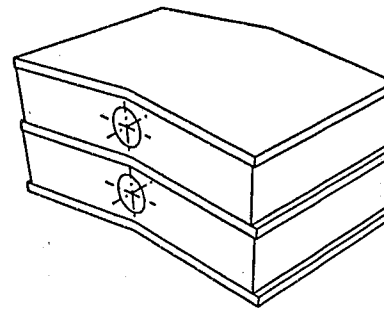


Рис. 5 Общий вид мег

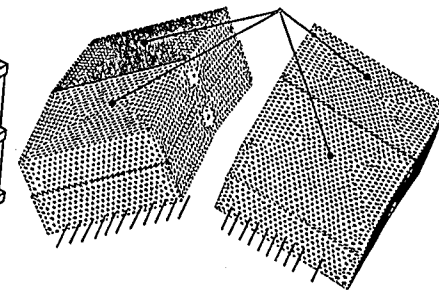


Рис. 6 Сетка конечных элементов

3. Экспериментальная оценка жесткости подвешивания

На последнем этапе для сравнения точности расчетных методик была проведена экспериментальная оценка жесткости опытных образцов мег.

Для проведения экспериментов была разработана специальная оснастка, которая позволила проводить измерение упругих характеристик

в продольном и поперечном направлении при постоянной силе в вертикальном направлении, имитирующей статическую нагрузку от веса вагона. Для этого имелась возможность стяжки наружного кольца оснастки болтами.

При приложении силы в трех направлениях четыре меги были установлены на стенде по схемам, представленным на рис. 7. Соответствующие максимальные величины сил и перемещений приведены в таблице 2.

Упругие элементы были изготовлены ООО «С.П.Б.» из материала «Дуотан» твердостью 65 по Шору, шкала А (ShA).

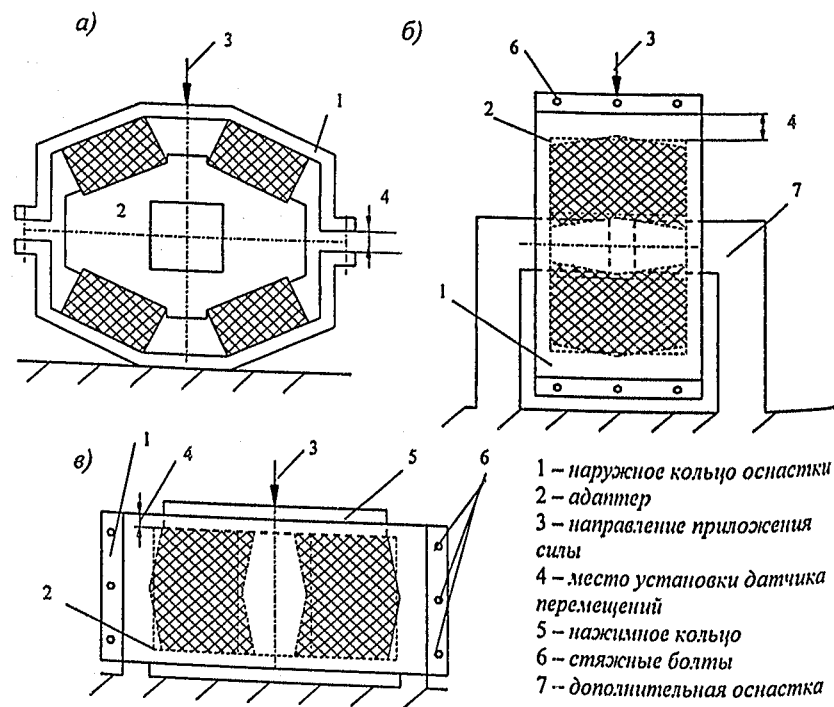


Рис. 7 Установка мег на стенде при измерении силовых характеристик:
а – в вертикальном; б – в продольном; в – в поперечном направлении

До проведения измерений по схеме рис. 7а было выполнено 5 тренировочных циклов нагружения для обмятия контактирующих поверхностей и снятия остаточных напряжений в полиуретане, а затем выдержана пауза в течение 24 часов. Испытания проводились при температуре +20 °С.

Таблица 2

Величины сил и перемещений при испытаниях полиуретановых элементов буксового узла

Схема нагружения	Сила в направлении осей, кН			Перемещение в направлении осей, мм		
	X	Y	Z	X	Y	Z
а	207	0	0	28*	0	0
б	115	60*	0	0	15	0
в	115	0	47*	0	0	5

* предварительная оценка по расчетным величинам жесткости

4. Сравнение силовых характеристик по трем методикам

Сравнение результатов определения жесткости по трем методикам представлено в таблице 3.

Таблица 3

Параметры, реализуемые буксовым подвешиванием (на буксу)

Направление	Жесткость, МН/м			Отклонение от эксперимента, %	
	Аналитический расчет	Конечно-элементный расчет	Испытания	Аналитический расчет	Конечно-элементный расчет
Вертикальное	15,0	15,6	14,7	2	6
Продольное	4,74	4,57	5,27	10	13
Поперечное	1,99	2,11	2,30	13	8

Аналитический и конечно-элементный расчет показали хорошее совпадение с экспериментом по вертикальной жесткости. Методика расчета продольной и поперечной жесткости требует уточнения – в связи с большими деформациями в этих направлениях необходимо учесть нелинейность в поведении материала.

Анализ результатов показал, что описанные выше методики могут быть рекомендованы для расчета жесткости буксовых упругих элементов из полиуретана.

Библиографический список

1. Boronenko Yu.P., Orlova A.M., Rudakova E.A. The influence of inter-axle linkages on stability and guidance of freight bogies / Abstracts 8th-mini conference on vehicle system dynamics, identification and anomalies. – Budapest: BUTE, 2002. – p. 11-12.
2. Державец Ю.А., Яковлев С.Н. Инженерная методика расчета деталей машин из полиуретана // Современное машиностроение. СБ. ТР. ПИМаш, вып.5,- СПб: ПИМаш, 2003.
3. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. -М: Машиностроение, 1977.-216 с.
4. Челноков И.И., Эстлинг А.А. Расчет рессорного подвешивания. Часть II. Учебное пособие. Л.: ЛИИЖТ, 1969. – 23 с.

Соловьев В.М.,
Губарев Ю.М. (ОАО «ВНИИТрансмаш»),
Орлова А.М. (ПГУПС)

РАСЧЕТНАЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА С НАДБУКСОВЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ С ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ 25 т

В статье рассмотрены результаты стационарных испытаний тележек Р 25.120, позволяющие уточнить характеристики динамической модели вагона, показана сходимость результатов расчета ходовых качеств и ходовых испытаний и даны рекомендации по доработке тележки.

Конструктивная схема тележки

По заказу ЦВ МПС ОАО «Ижорские заводы» (г. Колпино) по проекту ОАО «ВНИИТрансмаш» была изготовлена тележка с буксовым подвешиванием и Н-образной сварной рамой, снабженная упругими скользящими и сферическим подпятником. Общий вид тележки представлен на рис. 1, а ее характеристики приведены в таблице 1.

В буксовом подвешивании пружины имеют билинейную характеристику в вертикальном направлении. Два полиуретано-металлических комплекта обеспечивают передачу горизонтальных усилий от буксы на раму тележки. При этом в продольном направлении они работают на сжатие, обеспечивая высокую величину жесткости, а в поперечном и вертикальном направлениях – на сдвиг. Кроме того, в вертикальном направлении существует возможность проскальзывания между буксой и контактной планкой на полиуретано-металлическом элементе, что позволяет ему играть роль упруго включенного фрикционного гасителя колебаний с небольшой величиной коэффициента относительного трения, обеспечиваемого его предварительным поджатием. Дополнительно в вертикальном направлении использован гидравлический гаситель колебаний. Гашение поперечных колебаний в подвешивании осуществляется за счет диссипативных свойств полиуретана.

Предварительные стационарные испытания для определения параметров тележки

Чтобы сделать возможным расчетное определение ходовых качеств вагона на тележках Р 25.120 была проведена серия предварительных испытаний в стационарных условиях, позволяющая идентифицировать параметры динамической модели. В объем испытаний были включены:

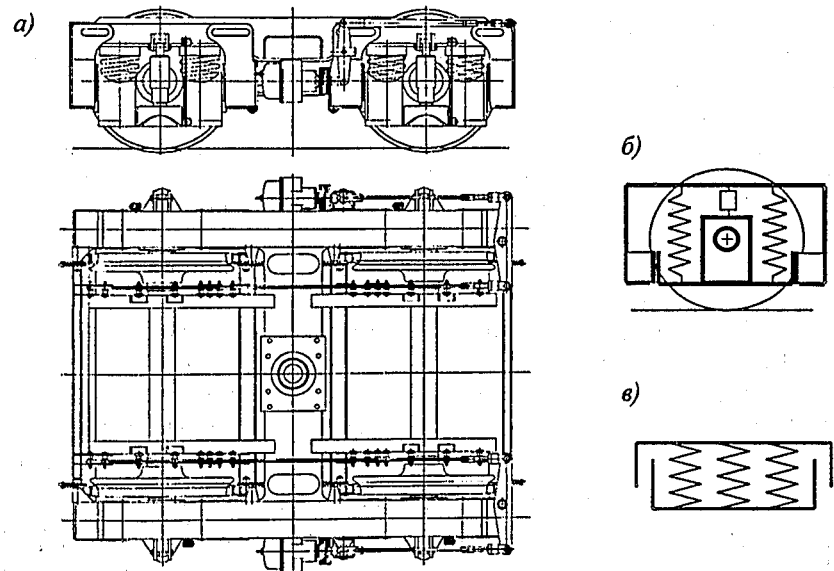


Рис. 1 Тележка Р 25.120: а – общий вид; б – принципиальная схема буксового подвешивания; в – принципиальная схема бокового скользуна

Таблица 1

Общие характеристики тележки Р 25.120

Наименование	Размерность	Значение
Нагрузка на ось	т	25
Конструкционная скорость	км/ч	120
База тележки	мм	1850
Диаметр колес по кругу катания	мм	957
Масса тележки	кг	7200
Неподдрессоренная масса тележки	кг	3230
Эквивалентный статический прогиб		
- под тарой	мм	13
- под брутто		63

- определение статических силовых характеристик рессорного подвешивания в продольном, поперечном и вертикальном направлениях;
- определение статических силовых характеристик скользунов в продольном и вертикальном направлениях;
- определение характеристик гидравлических гасителей колебаний на стенде;

– определение демпфирования форм колебаний вагона методом сбрасывания с клиньев.

Методы проведения испытаний по определению статических силовых характеристик хорошо известны и в этой статье не рассматриваются.

Остановимся подробнее на испытаниях по сбрасыванию порожнего и груженого вагона с клиньев. Для идентификации динамических параметров подвешивания из возможных схем расстановки клиньев под колесами вагона результативными являются две:

- под все колеса на одном из рельсов (имитация боковой качки);
- под все колеса вагона (имитация подпрыгивания).

При обработке временных зависимостей относительных деформаций, измеренных при сбрасывании вагона с клиньев, определялись частоты колебаний и относительные коэффициенты затухания (таблица 2).

Таблица 2

Частоты и коэффициенты затухания колебаний вагона

№	Форма колебаний	Частота, Гц		Относительный коэффициент затухания	
		порожний	груженный	порожний	груженный
1	Подпрыгивание кузова	5,6	2,2	0,7	0,4
2	Боковая качка кузова	2,0	1,2	0,2	0,4

Сравнение осциллограмм относительных вертикальных перемещений в буксовом подвешивании, полученных для подпрыгивания порожнего вагона (рис. 2) позволило уточнить эквивалентный коэффициент вязкого трения в упруго-фрикционном элементе, моделирующем резинометаллические направляющие. Аналогично, сравнение осциллограмм для боковой качки порожнего вагона (рис. 3) позволило уточнить вертикальную жесткость резинометаллических комплектов, установленных в буксе.

Проверка динамических параметров буксового подвешивания, найденных по осциллограммам сбрасывания с клиньев порожнего вагона была выполнена по аналогичным осциллограммам для груженого вагона (рис. 4, 5). Различия при определении частоты колебаний не превышали 20 %, при определении относительного коэффициента затухания колебаний – 30 %.

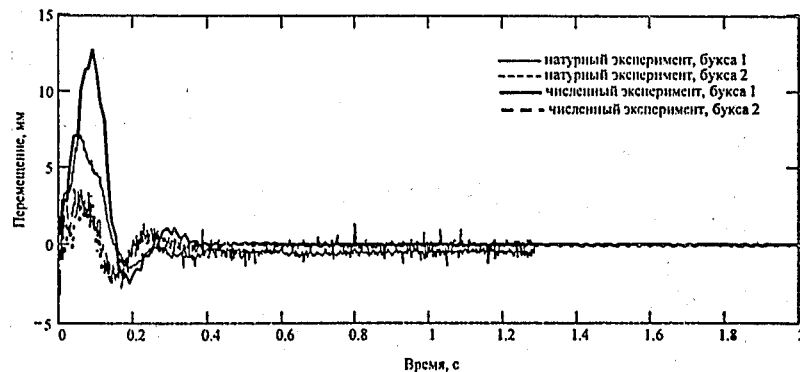


Рис. 2 Осциллограммы деформации буксового подвешивания при подпрыгивании порожнего вагона

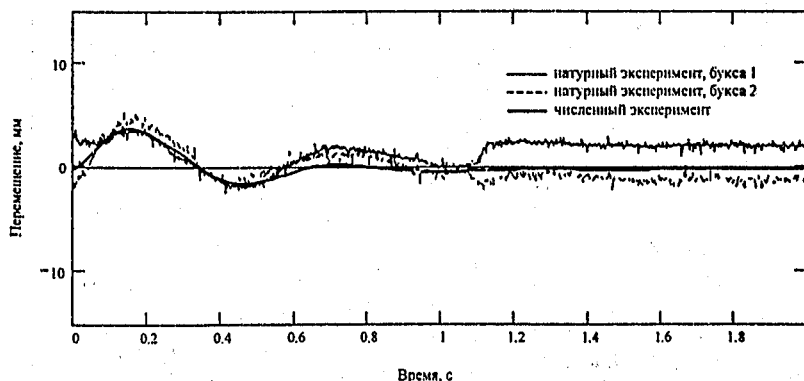


Рис. 3 Осциллограммы деформации буксового подвешивания при боковой качке порожнего вагона

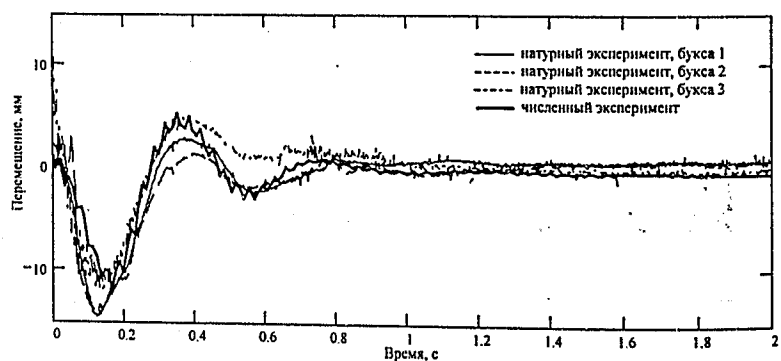


Рис. 4 Оциллограммы деформации буксового подвешивания при подпрыгивании груженого вагона

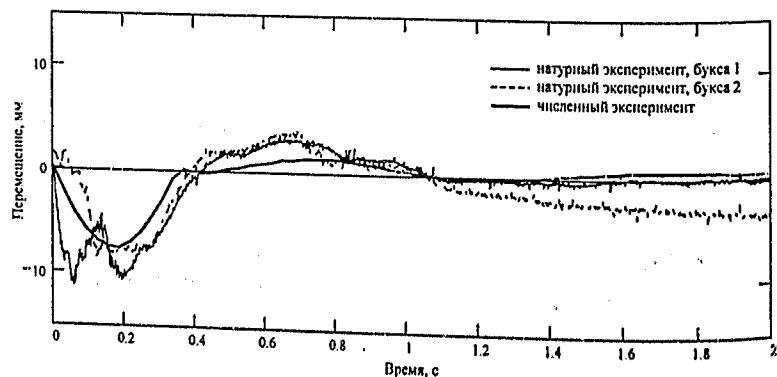


Рис. 5 Оциллограммы деформации буксового подвешивания при боковой качке груженого вагона

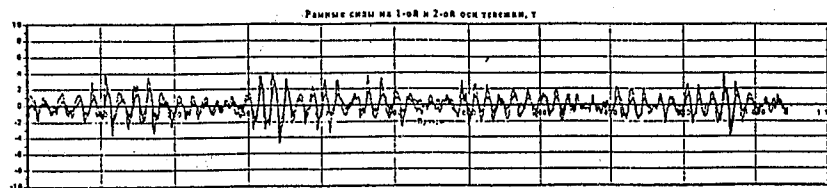
Расчетная и экспериментальная оценка ходовых качеств тележки

С использованием уточненных значений параметров была доработана математическая модель вагона на тележках с буксовым подвешиванием, которая использовалась для прогнозирования его ходовых качеств на этапе проектирования, [1]. Независимо от этого ВНИИЖТ были проведены ходовые динамические испытания вагона (только в груженом состоянии) на тележках Р 25.120, [2].

При расчетном определении критической скорости груженого вагона на тележках Р 25.120 она составила 97 км/ч. Этот вывод был подтвержден результатами ходовых динамических испытаний. При скорости движения 80 км/ч зависимость рамной силы (рис. 6а) носила случайный характер, а при скорости 120 км/ч (рис. 6б) она приобрела

характер установившегося предельного цикла, то есть движение колесных пар стало неустойчивым.

а)



б)

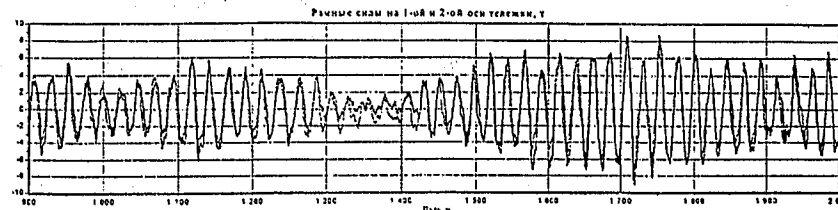


Рис. 6 Оциллограммы рамных сил в буксовом подвешивании груженого вагона: а – скорость движения 80 км/ч; б – скорость движения 120 км/ч

Недостаточный запас устойчивости груженого вагона при движении со скоростями свыше 80 км/ч в прямых участках пути привел к повышенным экспериментальным значениям поперечных ускорений и большим, чем для тележки 18-100, значениям рамных сил. Сравнение результатов расчета и эксперимента представлено в таблице 3.

Таблица 3

Сравнение показателей динамических качеств груженого вагона на тележках Р 25.120 и 18-100 по результатам расчета и эксперимента при скорости движения 120 км/ч

Показатель*	Эксперимент		Расчет	
	Р 25.120	18-100	Р 25.120	18-100
Горизонтальные ускорения пятника, g	0,30	0,45	0,35	0,35
Вертикальные ускорения пятника, g	0,25	0,80	0,28	0,55
Коэффициент вертикальной динамики подвешивания	0,30	0,60	0,24	0,58
Рамная сила, действующая на колесную пару со стороны буксового подвешивания, кН	100,0	70,0	178,4	71,7

Для тележки Р 25.120 математическое моделирование движения вагона с использованием уточненных по результатам предварительных испытаний параметров позволило получить качественное и количественное совпадение результатов расчета ходовых качеств с испытаниями. Поэтому сравнение реализованных параметров с их рациональными значениями, определенными по результатам математического моделирования, позволило дать конкретные рекомендации по доработке тележек.

Разработка рекомендаций по доработке конструкции тележки

Сравнительный анализ параметров, реализованных в тележке Р 25.120 с рациональными для тележек с буксовым подвешиванием для российских железных дорог, [3], показал, что недостатки тележки можно устранить при выполнении следующих рекомендаций:

- реализовать билинейную статическую силовую характеристику подвешивания в поперечном направлении;
- оборудовать тележки катковыми упруго-демпферными скользунами;
- снизить продольную жесткость буксового подвешивания до рациональной величины.

В таком случае по показателям динамических качеств тележка Р 25.120 будет иметь существенные преимущества по сравнению с тележкой 18-100, что демонстрирует таблица 4.

Таблица 4

Сравнение показателей динамических качеств доработанных тележек Р 25.120 и 18-100 при скорости движения 120 км/ч

Нормируемый показатель	Порожний		Груженный	
	Р 25.120	18-100	Р 25.120	18-100
Критическая скорость, км/ч	120	50	120	65
Горизонтальные ускорения пятника, g	0,22	0,52	0,15	0,35
Вертикальные ускорения пятника, g	0,31	0,56	0,28	0,55
Коэффициент вертикальной динамики подвешивания	0,21	0,97	0,24	0,58
Рамная сила, действующая на колесную пару со стороны буксового подвешивания, кН	10,53	16,09	17,84	71,7

Библиографический список

1. Boronenko Yu.P., Orlova A.M., Rudakova E.A. The influence of inter-axle linkages on stability and guidance of freight bogies / Abstracts 8th-mini conference on vehicle system dynamics, identification and anomalies. - Budapest: BUTE, 2002. - p. 11-12.

2. Державец Ю.А., Яковлев С.Н. Инженерная методика расчета деталей машин из полиуретана // Современное машиностроение. сб. тр. ПИМаш, вып.5, - СПб: ПИМаш, 2003.
3. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. -М: Машиностроение, 1977.-216 с.
4. Челноков И.И., Эстлинг А.А. Расчет рессорного подвешивания. Часть II. Учебное пособие. Л.: ЛИИЖТ, 1969. - 23 с.
5. Орлова А.М. Влияние конструктивных схем и параметров тележек грузовых вагонов с буксовым подвешиванием на их устойчивость, ходовые качества и нагруженность / Дис. канд. техн. наук. - Защищена 21.12.01. Утв. 14.06.02; КТ № 073153. - М., 2002. -166 с. - Библиогр. С. 151-166.
6. Бомбардинов А.П. Испытания грузовых вагонов и тележек нового поколения. / Сб. докладов межд. конф. Экспериментальное кольцо ВНИИЖТ - 70. -М.: ИНТЕХТ, 2001. - с. 109-110.
7. Орлова А.М. Выбор рациональных параметров и конструктивной схемы тележки с буксовым подвешиванием / Тез. II научно-технической конф. Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. - СПб.: ПГУПС, 2001. - С. 38-39

Арсентьев А.С.,
Дятлов А.Н.,
Кипятков С.Т.,
Рождественский Г.С. (ЦКБ МТ «Рубин»)
Бороненко Ю.П.,
Орлова А.М. (ПГУПС)

ДИНАМИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОЕЗДА «СОКОЛ»

Разработка первого в России высокоскоростного поезда привела к постановке ряда динамических задач, в том числе задачи оценки его устойчивости, ходовых качеств, поведения при аварийных столкновениях. Для решения этих задач на этапе проектирования использовались методы математического моделирования и натурального эксперимента, при котором исследовалась работа отдельных компонент поезда. Эксперименты завершились проведением предварительных испытаний шестивагонного сцепа. В работе представлен комплекс полученных результатов расчетов и испытаний, дано их сравнение и обоснование полученных расхождений.

1 Введение

В России проводятся испытания первого российского высокоскоростного поезда СОКОЛ. Первоначально его предполагалось ввести в эксплуатацию на новой специализированной высокоскоростной

линии Петербург – Москва со скоростями до 350 км/ч, поэтому поезду было дано название быстрой и маневренной птицы – СОКОЛ. В связи с тем, что строительство новой скоростной линии пока отложено, было принято решение об эксплуатации поезда на существующей линии Петербург – Москва, которая, несмотря на то, что была построена 150 лет назад, отличается почти полным отсутствием кривых, а после проведенной реконструкции допускает движение поездов со скоростями до 250 км/ч.

Поезд формируется из нескольких трехвагонных модулей, каждый из которых состоит из прицепного вагона (в крайних модулях в нем располагается кабина управления), моторного вагона с комплектом из четырех тяговых асинхронных двигателей и трансформаторного вагона с тяговыми преобразователями и токоприемником (рис. 1, табл. 1). Основной проектный вариант СОКОЛа состоит из 12 вагонов. Для экспериментальной отработки был изготовлен опытный поезд из шести вагонов.

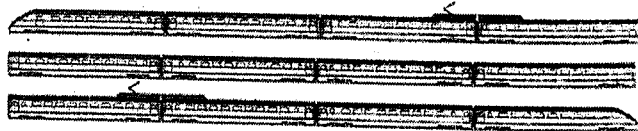


Рис. 1 Общая схема электропоезда СОКОЛ

Таблица 1

Основные технические характеристики электропоезда СОКОЛ

Ширина колеи, мм	1520	Количество мест для пассажиров - с вагонами 2 класса - с вагонами 1 и 2 класса	832 698
Конструкционная скорость, км/ч	250	Виды тормозов	электрический дисковый РЭМ
Количество вагонов - головных - моторных - трансформаторных - прицепных	12 2 4 4 2	Тяговые электродвигатели - тип - мощность, кВт - количество	3-фазные асинхронные 675 16
Длина поезда, м	322,8	Род тока	25кВ, 50Гц 3 кВ постоянного
Масса поезда, т - брутто - тара	700 607	Срок службы, лет	24

При создании поезда СОКОЛ головным разработчиком ЦКБ МТ «Рубин» вместе с другими предприятиями – участниками проекта был выполнен комплекс расчётно-исследовательских и экспериментальных работ по оценке его динамики в штатных и аварийных режимах эксплуатации.

2 Ходовые качества электропоезда СОКОЛ

Электропоезд СОКОЛ оборудован тележками с двойным рессорным подвешиванием разработки ОАО «ВНИИТрансмаш». В буксовом подвешивании тележек для обеспечения вертикальной жесткости использованы традиционные цилиндрические пружины, а для обеспечения необходимой величины продольной и поперечной жесткости и демпфирования – специальные резино-металлические элементы.

Вертикальное демпфирование в буксовом подвешивании обеспечено гидравлическими гасителями колебаний. В центральном подвешивании тележки использованы управляемые пневматические рессоры, реализовано отдельное гидравлическое гашение колебаний в вертикальном и поперечном направлении, установлены дополнительные демпферы виляния. Особенностью ходовой части является специальный механизм передачи продольных усилий между кузовом вагона и тележкой. В опытном сцепе использован стандартный профиль колес РФ с коничностью поверхности катания 1:20 и углом наклона гребня 60°.

Для прогноза ходовых качеств поезда при движении по существующей магистрали Петербург – Москва были использованы математические модели, разработанные в российских программных продуктах (ВНИИЖТ, МИИТ) и в пакете MEDYNA.

Задача контакта колеса и рельса рассматривалась в квазилинейной постановке для исследования устойчивости движения и ходовых качеств рельсового экипажа на прямых участках пути и в нелинейной постановке с учетом одного пятна контакта для исследования вписывания в кривые.

Все программные продукты подтвердили устойчивость поезда при скоростях движения до 250 км/ч. Количественные значения критических скоростей для новых колес существенно различались и составляли от 300 до 700 км/ч, а при прокате колес 5 мм – снижались до 216 км/ч. Проведенные эксперименты показали, что движение опытных вагонов при максимальной достигнутой на испытаниях скорости 236 км/ч устойчиво.

Для оценки коэффициента комфортности поезда в пакете MEDYNA был использован стандарт ORE, а в расчетах с использованием программы ВНИИЖТ и в испытаниях временные зависимости ускорений были обработаны по аналогичному стандарту МПС (ОСТ 24.050.16-85). Необходимо отметить, что, несмотря на одинаковые названия и одинаковое предельное значение (3,25), показатели комфортности поезда имеют различия в характеристических кривых фильтров (рис. 2). Отметим,

что в стандарте МПС используется меньшее значение верхней границы частоты измерения ускорений.

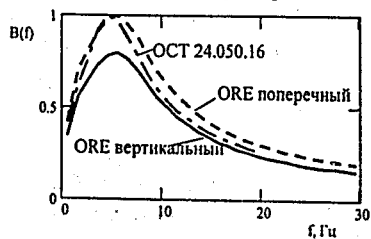


Рис. 2 Характеристические кривые частотных фильтров, используемых при определении комфортности проезда

Сравнение результатов расчетной и экспериментальной оценки коэффициентов плавности хода (рис. 3), показало, что по результатам испытаний ходовые качества электропоезда соответствуют требованиям ORE и МПС к комфортности проезда. Наблюдающиеся расхождения по вертикальному показателю комфортности обусловлены различиями характеристик пути

магистрали до и после реконструкции, а по горизонтальному показателю – моделью сил крива, использованной в различных пакетах. При этом результаты для горизонтального показателя, полученные в пакете MEDYNA, практически совпадают с экспериментом.

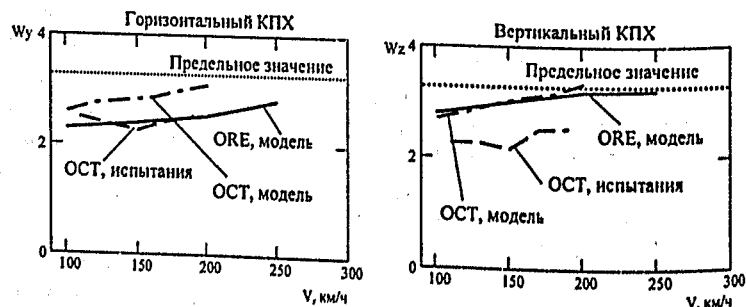


Рис. 3 Сравнение результатов натурного и численного эксперимента по оценке коэффициента плавности хода (КПХ) электропоезда СОКОЛ

3. Работа межвагонных связей электропоезда СОКОЛ

Проект электропоезда предусматривал возможность оборудования межвагонного пространства дополнительными демпферами, которые должны обеспечивать высокие ходовые качества при его эксплуатации со скоростями свыше 200 км/ч (рис. 4).

Для определения целесообразности применения дополнительных межвагонных гасителей колебаний, выбора схемы установки и определения условий их работы были проведены расчетные и экспериментальные исследования по оценке относительных перемещений и скоростей между вагонами.

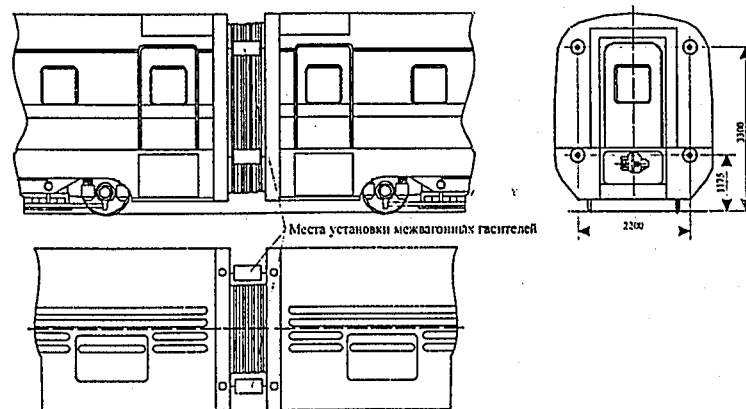


Рис. 4 Оборудование электропоезда дополнительными межвагонными демпферами

Расчетные исследования с применением схемы трёхвагонного сцепа, составленной на основе схемы одиночного вагона, показали, что применением межвагонных демпферов можно улучшить горизонтальную плавность хода на 7–9%, а вертикальную – на 4–6%, то есть при скоростях движения до 250 км/ч необходимость установки межвагонных гасителей колебаний не является очевидной.

Для принятия окончательного решения в рамках ходовых динамических испытаний были проведены экспериментальные исследования относительных перемещений между головным и моторным вагонами трехвагонного сцепа, которые позволили установить:

- отсутствие сверхнормативных относительных перемещений между вагонами подтверждает эффективность принятой конструкции межвагонных соединений и ходовой части;
- показатели ходовых качеств поезда при движении со скоростями до 240 км/ч соответствуют нормативам, поэтому с точки зрения удобства обслуживания и снижения стоимости конструкции установка межвагонных гасителей была признана нецелесообразной.

4 Система аварийного поглощения энергии столкновения

Одной из задач, которые должны выполнять конструкции вагонов высокоскоростного подвижного состава, является обеспечение безопасности пассажиров в аварийных ситуациях. Проектом электропоезда СОКОЛ была предусмотрена двухступенчатая схема поглощения энергии столкновения.

На первой ступени энергия удара поглощается аппаратами сцепных устройств. В дополнение к штатному поглощающему аппарату в корпусе

цепного устройства установлен многоступенчатый аварийный амортизатор. Ступени амортизатора срабатывают последовательно, когда продольное усилие превышает запрограммированный уровень (рис. 5). Специальное кинематическое устройство выключает автосцепку из цепи передачи нагрузки после реализации полного рабочего хода. В момент частичной реализации хода аварийного амортизатора сцепного устройства в цепь передачи нагрузки параллельно ему включаются тамбуры, запрограммированные на разрушение, и носовая часть головного вагона, которые представляют собой вторую ступень аварийной амортизации.

Для исследования динамики аварийного столкновения и оценки эффективности системы аварийной амортизации удара по проектной документации, была разработана математическая модель столкновения поезда с препятствием. Параметры сцепного устройства, жертвенной части головного вагона и жертвенных тамбуров промежуточного вагона выбирались по результатам статических испытаний.

На первом этапе численного эксперимента производилась оценка соответствия существующей системы аварийной амортизации поезда требованиям безопасности пассажиров по критерию сохранности пассажирского салона (величине продольного усилия, действующего по его торцам) и критерию перегрузок, испытываемых людьми (величине максимального ускорения, действующего на вагон). Параметры столкновения (масса препятствия и скорость соударения), для которых выполняются критерии безопасности, представлены на рис. 6. Графики показывают, что при запроектированных значениях параметров системы аварийной амортизации условие по перегрузкам является более жестким.

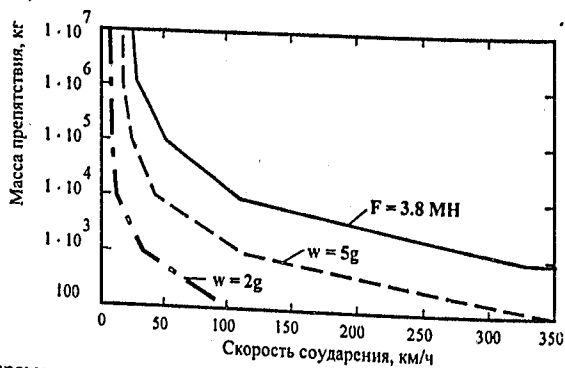


Рис. 6 Параметры аварийного столкновения, для которых выполняются условия сохранности пассажирского салона (продольная сила $F = 3.8$ МН) и ускорения, действующего на пассажира (2g и 5g)

Анализ динамики соударения показал, что аварийные амортизаторы сцепных устройств эффективно работают во всем поезде, а жертвенная

часть головного вагона – при скоростях свыше 22 км/ч, однако, уже для 29 км/ч максимальное продольное усилие превышает допустимый уровень. В этой ситуации можно ожидать, что весь первый вагон сыграет роль амортизатора, то есть, будет полностью разрушен.

Приведенные результаты показывают необходимость снижения усилия разрушения жертвенной части головного вагона. На рис. 7 продемонстрирована зависимость безопасной скорости соударения по различным критериям от энергоемкости жертвенной части.

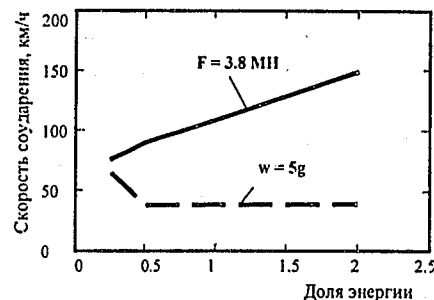


Рис. 7 Зависимость безопасной скорости соударения (по критерию максимального ускорения 5g и критерию максимального продольного усилия 3.8 МН) от энергоемкости жертвенной части головного вагона. За единицу принято $E = 3.56$ МДж.

Для выбора рациональной конструкции жертвенной части головного вагона был проведен комплекс испытаний тринадцати вариантов модулей энергопоглощения. Исследованные образцы имели две основные конструкции: симметрично расположенные пластины или стержни с заданной стрелой начального прогиба и «сотовые» конструкции, состоящие из нескольких слоёв прямоугольных или шестиугольных ячеек, расположенных в шахматном порядке (рис. 8).



Рис. 8 Основные конструкции исследованных образцов

При испытаниях были установлены следующие факты. Сборные элементы модулей энергопоглощения из двух пластин со стрелой начального прогиба имеют принципиальный недостаток, разрушаются на отдельные элементы, поглотив 20-60% энергии по сравнению со

статическим нагружением. Максимальное продольное усилие также в 1,5–2 раза меньше усилия при статических испытаниях. Применение этих элементов для аварийной амортизации ударов нецелесообразно из-за малой энергоёмкости и возможности травмирования людей разлетающимися частями.

Длинные сотовые энергопоглощающие модули (с отношением продольного размера к минимальному поперечному 3,6:1) теряют устойчивость и не обеспечивают увеличения энергоёмкости. Их применение в качестве модулей энергопоглощения поезда «Сокол» возможно только при совместной работе с дополнительными силовыми элементами, предотвращающими потерю устойчивости.

Короткие сотовые элементы модулей энергопоглощения (с отношением продольного размера к минимальному поперечному 1,7:1) эффективно работают при динамическом нагружении и обеспечивают энергопоглощение порядка 20–30 кДж (рис. 9). На их базе был создан модуль энергопоглощения для поезда СОКОЛ.

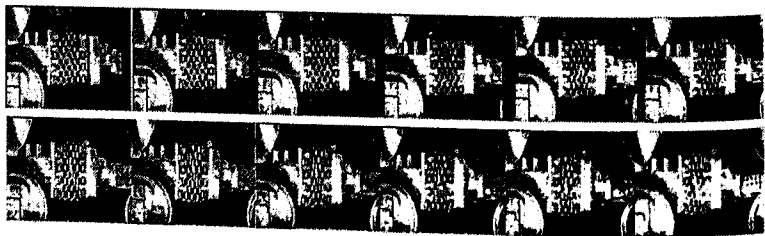


Рис. 9 Порядок деформирования поглощающего элемента в виде многорядной сотовой конструкции

Библиографический список

1. Оценка динамических качеств экипажа электропоезда «СОКОЛ» с учетом методических и технических требований МПС. Отчет о НИР, ООО «Орвин», договор № 25/97/260-97, рук. Работ В.М. Кондрашев, Москва, 1998. - 215 с.
2. Boronenko Y.P. Computer simulation of the dynamic behavior of Russian high speed train SOKOL / Y.P. Boronenko, V.S. Lesnichy, A.M. Orlova // Computer simulation of rail vehicle dynamics: conference papers (supplementary volume), Manchester metropolitan university, June 1997. - Manchester, 1997. P. 10-14.
3. Предварительные динамико-прочностные испытания опытного электропоезда «СОКОЛ». Отчет о НИР. Рук работ В.Д. Петров, ГУП ВНИИЖТ, Москва, 2000. - 135 с.

4. Орлова А.М. исследование системы пассивной безопасности российского высокоскоростного поезда сокол / А.М. Орлова, М.В. Зверев // МПС РФ, Научно-техническая конференция подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты. Санкт-Петербург: ПГУПС, май 1999. - с. 95-96.
5. Bityutsky A.A. The development of passenger safety concepts in accidental situations for the Russian high speed train SOKOL / A.A. Bityutsky, M.V. Zverev, N.E. Shumilov // Computer simulation of rail vehicle dynamics: conference papers, Manchester metropolitan university, June 1997. - Manchester, 1997. P. 64-69.
6. Бороненко Ю. Особенности динамики высокоскоростного поезда СОКОЛ / Ю. Бороненко, В. Лесничий, А. Орлова, А. Дятлов // Инженер путей сообщения. Скоростной и высокоскоростной железнодорожный транспорт России. Материалы международной конференции. Санкт-Петербург, октябрь 1997. Вып. 2/98 (7). - с. 55-56.

Орлова А.М. (ПГУПС)

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ТЕЛЕЖКИ С БУКСОВЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

В представленной работе показана возможность создания конструктивной схемы тележек грузовых вагонов с буксовым подвешиванием для железных дорог России, обеспечивающей не только безопасное движение вагонов, но и существенное снижение воздействия на путь и износа колес и рельсов.

Для этого на основе разработанных механических схем и соответствующих математических моделей дана оценка диапазонов горизонтальной жесткости и коэффициентов относительного трения, реализуемых в пределах габаритных размеров буксового узла четырьмя конструктивными схемами буксового подвешивания: с поводковой направляющей; с рычажным гасителем колебаний; с клиновым гасителем колебаний; с резинометаллическими направляющими. Особое внимание уделено стабильности характеристик подвешивания.

1. Рациональные параметры буксового подвешивания

Рациональные параметры подвешивания тележки должны удовлетворять набору критериев: обеспечивать необходимую критическую скорость, достаточный уровень демпфирования форм колебаний вагона, нормативные значения ускорений кузова вагона и усилий, действующих на путь, достаточный коэффициент запаса от схода колеса с рельса. Разработанный алгоритм, [1], позволил выбрать рациональные значения параметров для тележки с буксовым подвешиванием и жесткой H-образной рамой (таблица 1), предназначенной для эксплуатации на

Основные параметры двухрядных пружин буксового подвешивания

Параметр	Значение параметра для пружин	
	внешней	внутренней
Статический прогиб под тарой вагона, м	0,022	0,000
Статический прогиб под брутто вагона, м	0,069	0,047
Вертикальная жесткость, МН/м	0,490	0,460
Поперечная жесткость под тарой вагона, МН/м	0,300	—
Поперечная жесткость под брутто вагона, МН/м	0,360	0,150
Изгибная жесткость, кНм/рад	23,0	15,0

2. Рессорный комплект

В рассматриваемых схемах буксового подвешивания (рис. 1) для обеспечения рациональной билинейной статической силовой характеристики в вертикальном направлении был выбран двухрядный комплект цилиндрических пружин (табл. 2). При этом оказалось, что его поперечная жесткость также попадает в диапазон рациональных значений.

Для двухрядного рессорного комплекта поперечная жесткость является функцией высоты рессор и зависит от конструкции их опор. При колебаниях в окрестности положения статического равновесия (с учетом коэффициентов динамики) она изменяется: на 42 % в сторону занижения и на 60 % в сторону завышения в режиме загрузки тарой вагона; на 37 % в сторону занижения и на 47 % в сторону завышения в режиме брутто.

Таблица 1
Рациональные параметры буксового подвешивания (на буксу)

Параметр		Размерность	Значение
Продольная жесткость			9–10
Билинейная силовая характеристика в поперечном направлении	Жесткость первой ступени (пружин)	МН/м	менее 1,0
	Жесткость второй ступени (упругий упор)	МН/м	3,0–6,0
	Ход первой ступени	мм	±10–12
Эквивалентный коэффициент вязкого трения в поперечном направлении		кНс/м	не менее 20
Коэффициент относительного трения в поперечном направлении		%	2–4
Билинейная силовая характеристика в вертикальном направлении	Жесткость первой ступени (пружин)	МН/м	менее 1,0
	Жесткость второй ступени (упругий упор)	МН/м	менее 2,0
	Ход первой ступени	мм	18–25
Эквивалентный коэффициент вязкого трения в вертикальном направлении		кНс/м	не менее 40
Коэффициент относительного трения в вертикальном направлении		%	6–8

3. Схема подвешивания с поводковой направляющей

Для оценки реализуемых параметров была рассмотрена схема буксового подвешивания (рис. 1а), в которой поводок оборудован двумя сайлент-блоками. Рассматривалось два варианта поводка: максимальной и минимальной длины, допустимой габаритным пространством – 0,25 и 0,68 м. В результате были получены следующие оценки реализуемой продольной и поперечной жесткости:

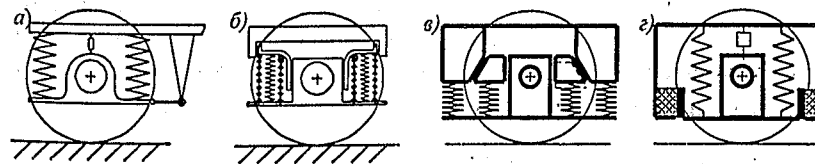


Рис. 1 Конструктивные схемы буксового подвешивания: а – с поводковой направляющей и выносным гасителем, б – с рычажным фрикционным гасителем, в – с клиновым фрикционным гасителем, з – с резинометаллическими направляющими и выносным гасителем

$$c_x = 37.16 \text{ МН/м}, \quad c_y = \begin{cases} 0.82 \div 1.77 \text{ МН/м}, & \text{тара} \\ 1.22 \div 2.17 \text{ МН/м}, & \text{брутто} \end{cases}$$

Реализуемое схемой значение продольной жесткости подвешивания в 3–4 раза выше рационального, что приводит к снижению критической скорости порожнего экипажа, повышению поперечных ускорений кузова и усилий, действующих на путь. Снижения продольной жесткости можно добиться, увеличивая диаметр сайлент-блоков. В случае длинного поводка значение поперечной жесткости в 1,2 раза выше рационального, однако, поперечная жесткость может быть откорректирована установкой пружин на ножевые опоры.

В пределах одной партии жесткость сайлент-блоков варьируется на 20–30 %, что (в сравнении с другими схемами подвешивания,

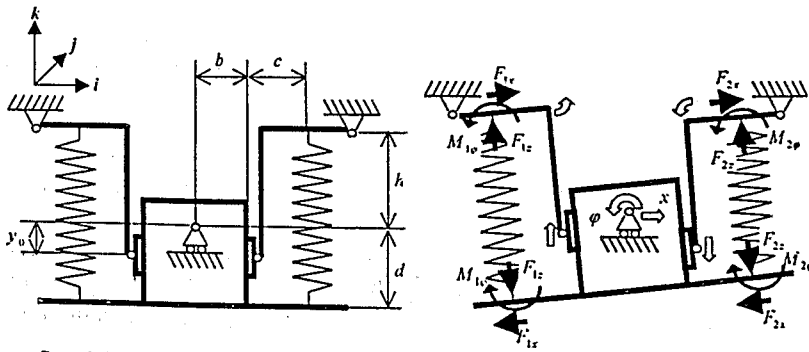


Рис. 3 Математическая модель для расчета продольной жесткости подвешивания

$$\tilde{c}_x^r = c_x + c_z \frac{acl}{bH^2}.$$

Оценочные значения продольной жесткости составили 0,85–1,23 МН/м для порожнего вагона и 1,48–1,82 МН/м для груженого. Эти значения в 5–7 раз ниже рационального.

5. Схема подвешивания с клиновым гасителем колебаний

В связи с тем, что клиновой гаситель (рис. 1б) широко используется в тележках грузовых вагонов, его работа достаточно изучена (например, [3]). Выбором пружин, поджимающих клин, можно добиться обеспечения коэффициента относительного трения 6–8 % в вертикальном направлении. Гашение колебаний в поперечном направлении при этом также достаточное. Одновременно в работах отмечается, что разброс параметров клинового гасителя существенным образом зависит от приработки трущихся поверхностей (30 %) и от изменения давления на клин за счет его завывшения или занижения (33–35 %).

В настоящей работе более подробно рассмотрена работа клинового гасителя колебаний в продольном направлении. Анализ кинематики системы (рис. 4) с учетом завывшения и занижения клиньев, позволил установить следующее выражение для возвращающей силы, которая возникает при отклонении буксы в продольном направлении (рис. 5):

$$F_x = F_{x0}(z, \alpha_z) + \tilde{c}_x x,$$

где

$$F_{x0}(z, \alpha_z) = \frac{c_{1z} [k(1 + \sin^2 \alpha - k^2 \cos^2 \alpha)z + (1 + k^2) \sin \alpha \cos \alpha a_z]}{(1 - k^2)^2 \cos^2 \alpha - 4k^2 \sin^2 \alpha},$$

$$\tilde{c}_x = \frac{c_{1z} (1 + k^2) \sin^2 \alpha}{(1 - k^2)^2 \cos^2 \alpha - 4k^2 \sin^2 \alpha},$$

k – коэффициент трения на поверхности контакта клина и корпуса; α – угол наклона клина к вертикали; z – суммарный прогиб рессорного комплекта в вертикальном направлении; a_z – высота завывшения или занижения клина относительно центрального положения; c_{1z} – вертикальная жесткость пружины, расположенной под клином.

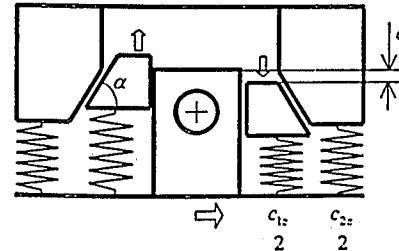


Рис. 4 Кинематическая схема работы клинового гасителя колебаний в продольном направлении

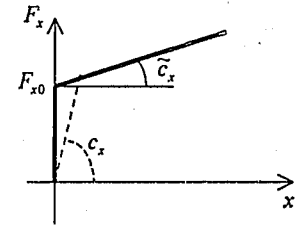


Рис. 5 Зависимость возвращающего усилия от продольного смещения в клиновом гасителе колебаний

Анализ полученной зависимости показал, что в продольном направлении система ведет себя нелинейно. Для сравнения схемы буксового подвешивания с клиновым гасителем колебаний с другими схемами была проведена линеаризация этой зависимости для средней амплитуды продольных колебаний.

С учетом продольной жесткости рессорного комплекта и разности положения клиньев 5 мм, жесткость схемы подвешивания составила: 3,4–5,6 МН/м под порожним вагоном и 8,1–10,4 МН/м под груженым вагоном. Изменение продольной жесткости на 25 % вследствие появления разности высот клиньев демонстрирует стабильность этого показателя при изменении конфигурации клинового гасителя. Однако при вертикальных колебаниях в окрестности положения статического равновесия продольная жесткость может измениться на 57 %, что демонстрирует отсутствие стабильности этого показателя в процессе движения вагона.

6. Схема подвешивания с резинометаллическими направляющими

В рассматриваемой схеме (рис. 1з) два резинометаллических комплекта (РМК) обеспечивают передачу продольных усилий от буксы на раму тележки. При этом РМК работают на сжатие, обеспечивая достаточно высокую величину продольной жесткости. В вертикальном и поперечном направлении РМК работают на сдвиг, и существует возможность проскальзывания между буксой и РМК, которая позволяет обеспечить необходимые жесткостные характеристики в этих направлениях. Обеспечение билинейности в поперечном направлении осуществляется

созданием поперечного зазора между буксой и РМК, в пределах которого происходит работа цилиндрических пружин. После выбора зазора РМК обеспечивают необходимую величину поперечной жесткости на втором участке характеристики. При работе в вертикальном направлении РМК играют роль упруго включенного фрикционного гасителя колебаний с небольшой величиной коэффициента относительного трения, обеспечиваемого его предварительным поджатием.

Анализ полученных выражений продольной и поперечной жесткости (для расчета резиновых элементов см. [4]) показал, что управляющими параметрами являются модуль сдвига материала, коэффициент формы (наличие отверстий в слоях), угол раствора блоков и количество слоев. Дополнительные ограничения накладываются требованиями надежности, которые ограничивают величины предельных относительных деформаций сжатия и сдвига. Большое количество управляющих параметров позволяет выбрать РМК с рациональными параметрами.

Стабильность статических силовых характеристик буксового узла, оборудованного резинометаллическими направляющими, в основном определяется изменением модуля упругости при изменении скорости деформации, которое может составлять до 80% в сторону завышения. Кроме того, зависимость упругих характеристик резины от температуры окружающей среды может приводить к увеличению жесткости в 2-3 раза при температурах ниже -40°C .

7. Сравнительный анализ схем буксового подвешивания

Обобщение результатов (рис. 6-7) позволило сделать следующие выводы:

1. Рациональное значение продольной жесткости буксового подвешивания может быть реализовано схемами с клиновым гасителем колебаний и с резинометаллическими направляющими. Схема с резинометаллическими направляющими при этом обеспечивает меньший разброс.
2. Рациональное значение поперечной жесткости на первой ступени билинейной характеристики может быть реализовано всеми четырьмя схемами буксового подвешивания с практически одинаковым разбросом. В схемах с поводковой направляющей и с фрикционными гасителями (рычажным и клиновым) жесткость второй ступени билинейной характеристики должна обеспечиваться дополнительными устройствами, а резинометаллические направляющие непосредственно реализуют ее рациональное значение.
3. Оба фрикционных гасителя (рычажный и клиновой) реализуют рациональное значение коэффициента относительного трения в вертикальном направлении при различных уровнях загрузки вагона,

однако, разброс этого параметра в клиновом гасителе в сторону завышения в 2 раза шире, чем в рычажном. В схемах подвешивания с поводковой и резинометаллическими направляющими для демпфирования колебаний в вертикальном направлении должны использоваться выносные гасители.

4. Схемы с рычажным и клиновым гасителями, а также схема с резинометаллическими направляющими, реализуют рациональное значение коэффициента относительного трения в поперечном направлении. При этом рычажный гаситель и резинометаллические направляющие, обеспечивают небольшой разброс коэффициента относительного трения, а схема с клиновым гасителем — значительный разброс в сторону завышения. В схеме подвешивания с поводковой направляющей для демпфирования колебаний в поперечном направлении должен использоваться выносной гаситель.

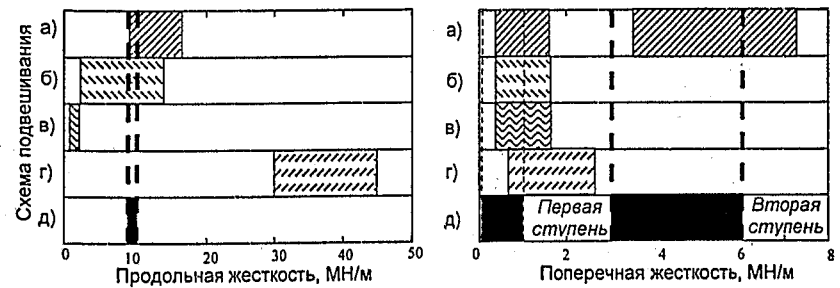


Рис 6 Продольная и поперечная жесткость (на буксу), реализованные различными конструктивными схемами подвешивания (а — с резинометаллическими направляющими; б — с клиновым гасителем; в — с рычажным гасителем; г — с поводковой направляющей; д - рациональная)

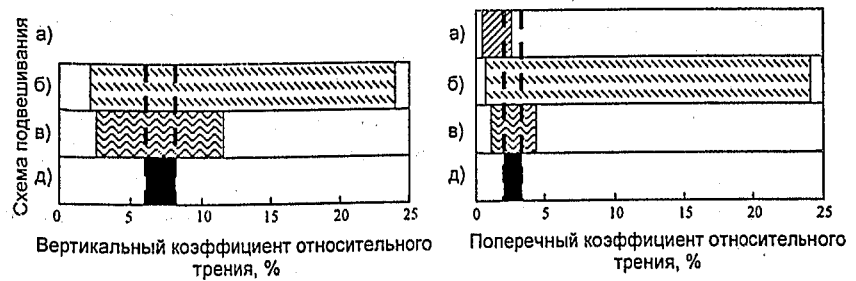


Рис. 7 Коэффициент относительного трения в вертикальном и поперечном направлении, реализованный различными конструктивными схемами подвешивания (а — с резинометаллическими направляющими; б — с клиновым гасителем; в — с рычажным гасителем; г — с поводковой направляющей; д - рациональная)

1. Оценка динамических качеств экипажа электропоезда «СОКОЛ» с учетом методических и технических требований МПС. Отчет о НИР, ООО «Орвин», договор № 25/97/260-97, рук. работ В.М. Кондрашев, Москва, 1998. – 215 с.
2. Boronenko Y.P. Computer simulation of the dynamic behavior of Russian high speed train SOKOL / Y.P. Boronenko, V.S. Lesnichy, A.M. Orlova // Computer simulation of rail vehicle dynamics: conference papers (supplementary volume), Manchester metropolitan university, june 1997. – Manchester, 1997. p. 10–14.
3. Предварительные динамико-прочностные испытания опытного электропоезда «СОКОЛ». Отчет о НИР. Рук работ В.Д. Петров, ГУП ВНИИЖТ, Москва, 2000. – 135 с.
4. Орлова А.М. исследование системы пассивной безопасности российского высокоскоростного поезда сокол / А.М. Орлова, М.В. Зверев // МПС РФ, Научно-техническая конференция подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты. Санкт-Петербург: ПГУПС, май 1999. – с. 95–96.
5. Bityutsky A.A. The development of passenger safety concepts in accidental situations for the Russian high speed train SOKOL / A.A. Bityutsky, M.V. Zverev, N.E. Shumilov // Computer simulation of rail vehicle dynamics: conference papers, Manchester metropolitan university, june 1997. – Manchester, 1997. p. 64–69.
6. Бороненко Ю. Особенности динамики высокоскоростного поезда СОКОЛ / Ю. Бороненко, В. Лесничий, А. Орлова, А. Дятлов // Инженер путей сообщения. Скоростной и высокоскоростной железнодорожный транспорт России. Материалы международной конференции. Санкт-Петербург, октябрь 1997. Вып. 2/98 (7). – с. 55–56.
7. Orlova A.M., Soloviev V.M. The choice of construction scheme and parameters of axlebox suspension bogie for Russian railways / Proceedings of the 7th mini conference on Vehicle system dynamics, Identification and anomalies. – Budapest, 2000. – p. 219–227.
8. Орлова А.М. Влияние конструктивных схем и параметров тележек грузовых вагонов с буксовым подвешиванием на их устойчивость, ходовые качества и нагруженность // Дис. канд. техн. наук. – Защищена 21.12.01. Утв. 14.06.02; КТ № 073153. – М., 2002. – 166 с. – Библиогр. с. 151–166.
9. Dolmatov A. Car three-piece truck with double spring suspension / A. Dolmatov, V. Belousov, G. Egorov, V. Novoselov, O. Selikhova // International Heavy Haul Association STS-conference “Wheel/Rail Interface”: Conference proceedings. Moscow, June 1999. Moscow, 1999. – Vol. 2. p. 551–553.

10. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. –: Машиностроение, 1977.–216 с.

Орлова А.М. (ПГУПС)

ФРИКЦИОННЫЙ ЭЛЕМЕНТ С ПЕРЕМЕННЫМ ПРИЖАТИЕМ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ СКОЛЬЗУНОВ, ПЯТНИКА И ФРИКЦИОННЫХ ГАСИТЕЛЕЙ ПОДВЕШИВАНИЯ

При создании ходовых частей грузовых вагонов нового поколения широко применяются методы математического моделирования для выбора их рациональных параметров, оценки ходовых качеств и нагруженности. Особые проблемы, связанные с наличием в узлах грузовых вагонов (скользунах, пятнике, фрикционных гасителях подвешивания) сил сухого трения, возникают при моделировании неопределенности в зависимости силы трения от скорости проскальзывания. В работе предлагается комплексный подход к решению этой проблемы, который включает в себя не только разработку математической модели фрикционного элемента, но и модификацию метода численного интегрирования уравнений движения.

Математическая модель элемента

Разработка фрикционного элемента производилась для использования в рамках программного комплекса MEDYNA, [1].

Механическая модель элемента связи (рис. 1) была сформирована с использованием классических элементов: пружины, демпфера вязкого и демпфера сухого трения, элемента зазора. При этом были учтены следующие особенности работы элемента:

- номинальное прижимающее усилие;
- ограничитель рабочего хода элемента, обеспечивающего прижатие фрикционной планки;
- отсутствие прижатия фрикционной планки при выборе номинального перемещения;
- упругое включение фрикционного элемента в цепь передачи нагрузки.

В математической модели работа элемента связи описывалась логической схемой, учитывающей зависимость силы прижатия от деформации, работу фрикционного элемента в режимах проскальзывания и залипания при наличии прижатия и его выключение при отсутствии прижатия:

$$F_f = \begin{cases} v_f(F_{0n} + F_n), & F_{0n} + F_n < 0, \text{ проскальзывание} \\ c_f q_f, & F_{0n} + F_n < 0, \text{ залипание} \\ 0, & F_{0n} + F_n \geq 0, \text{ выключение} \end{cases} \quad (1)$$

- где f — индекс направления действия силы трения;
 n — индекс направления действия прижимающей силы;
 F_f — динамическая сила в направлении f ;
 F_{0n} — номинальное значение силы прижатия в направлении n ;
 F_n — значение динамической добавки силы прижатия в направлении n ;
 q_f — динамическая деформация в направлении f ;
 c_f — жесткость элемента в направлении f ;
 ν_f — коэффициент трения;
 \dot{q}_f — скорость деформации элемента в направлении f .

Характеристика элемента, обеспечивающего прижатие фрикционной планки, представлена на рис. 2.

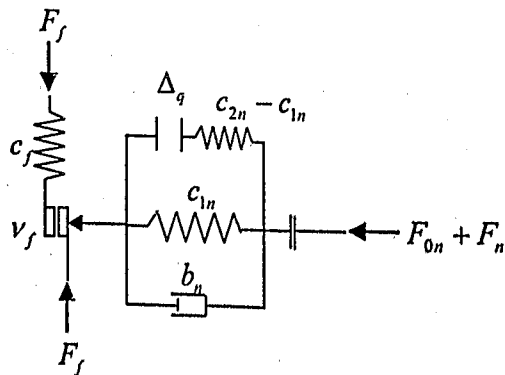


Рис. 1 Механическая модель фрикционного элемента связи с переменным прижатием

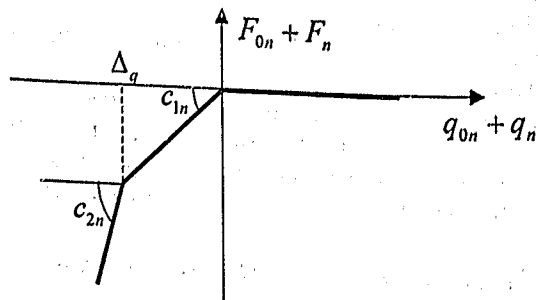


Рис. 2 Характеристика элемента, обеспечивающего прижатие фрикционной планки

Вычисление силы прижатия фрикционного элемента производилось в два этапа. На первом этапе определялась начальная деформация связи под действием номинального прижимающего усилия:

$$q_{0n} = \begin{cases} 0, & F_{0n} = 0 \\ F_{0n}/c_{1n}, & c_{1n}\Delta_q \leq F_{0n} < 0, \\ \Delta_q + (F_{0n} - c_{1n}\Delta_q)/c_{2n}, & F_{0n} < c_{1n}\Delta_q \end{cases} \quad (2)$$

где c_{1n} — жесткость первой ступени упругой характеристики;
 c_{2n} — жесткость второй ступени упругой характеристики;
 Δ_q — значение деформации, которое соответствует перелому упругой характеристики.

На втором этапе по известной начальной и динамической деформации определялось суммарное прижимающее усилие:

$$F_{0n} + F_n = \begin{cases} 0, & q_n + q_{0n} \geq 0 \\ c_{1n}(q_n + q_{0n}) + b_n\dot{q}_n, & \Delta_q \leq q_n + q_{0n} < 0 \\ c_{1n}\Delta_q + c_{2n}(q_n + q_{0n} - \Delta_q) + b_n\dot{q}_n, & q_n + q_{0n} < \Delta_q \end{cases} \quad (3)$$

где b_n — коэффициент вязкого трения в прижимающем элементе;
 \dot{q}_n — скорость деформации элемента в направлении n .

Формулировка условий переключения между режимами была ориентирована на использование численных методов интегрирования уравнений движения. Условие переключения фрикционного элемента из состояния залипания (на шаге i) в состояние проскальзывания (на шаге $i+1$) было сформулировано в виде:

$$|F_f^{(i+1)}| > |\nu_f^{(i+1)}(F_{0n} + F_n^{(i+1)})|, \quad (4)$$

то есть усилие, вычисленное для состояния залипания, превышает «усилие страгивания». Условием переключения из состояния проскальзывания (на шаге i) в состояние залипания (на шаге $i+1$) являлось изменение знака скорости деформации:

$$\dot{q}_f^{(i)} \cdot \dot{q}_f^{(i+1)} < 0, \text{ если } |F_f^{(i+1)}| < |\nu_f^{(i+1)}(F_{0n} + F_n^{(i+1)})|. \quad (5)$$

Модификация метода численного интегрирования для учета переключений во фрикционных элементах

При разработке метода численного интегрирования система нелинейных уравнений движения экипажа (которая автоматически генерируется программным комплексом) была представлена в нормальной форме:

$$\dot{X} = F\{t, X\}, \quad (6)$$

где X — столбец обобщенных координат системы;

$F\{t, X\}$ – функционал, задающий обобщенные силы в системе (с учетом состояния элементов и условий переключения между ними);
 t – время.

При численном интегрировании уравнений (6) было принято, что на каждом шаге вид функционала $F\{t, X\}$ не меняется, что позволило записать алгоритм схемы Рунге-Кутты четвертого порядка, [2] в виде:

$$\begin{aligned} X^{(i+1)} &= X^{(i)} + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \\ k_1 &= F^{(i)}\left\{t^{(i)}, X^{(i)}\right\} \\ k_2 &= F^{(i)}\left\{t^{(i)} + \frac{h}{2}, X^{(i)} + k_1 \frac{h}{2}\right\} \\ k_3 &= F^{(i)}\left\{t^{(i)} + \frac{h}{2}, X^{(i)} + k_2 \frac{h}{2}\right\} \\ k_4 &= F^{(i)}\left\{t^{(i)} + h, X^{(i)} + k_3 h\right\} \end{aligned} \quad (7)$$

где h – шаг интегрирования;
 i – номер шага интегрирования;
 $t^{(i)}$ – время в начале шага интегрирования.

Переключение элементов связи проверялось в конце шага интегрирования. Для определения времени переключения на шаге интегрирования была принята линейная интерполяция обобщенных координат:

$$X = \frac{t^{(i+1)} - t}{h} X^{(i)} + \frac{t - t^{(i)}}{h} X^{(i+1)}, \quad t^{(i)} \leq t \leq t^{(i+1)}, \quad (8)$$

которая позволила определить момент переключения фрикционного элемента из состояния залипания в состояние проскальзывания по формуле:

$$t^* = t^{(i)} + h \frac{|v_f^{(i+1)}(F_{0n} + F_n^{(i+1)})| - |F_f^{(i)}|}{F_f^{(i+1)} - F_f^{(i)}}, \quad (9)$$

или момент переключения из состояния проскальзывания в состояние залипания по аналогичной формуле:

$$t^* = t^{(i)} + h \frac{-q_f^{(i)}}{q_f^{(i+1)} - q_f^{(i)}}. \quad (10)$$

Был принят следующий алгоритм переключения элементов связи и определения шага интегрирования.

При условии, что в конце шага интегрирования переключений в элементах не произошло, шаг интегрирования не менялся, в качестве

начальных условий для следующего шага использовались переменные состояния системы, вычисленные по формулам (7), вид функционала не менялся. При условии, что в конце шага интегрирования переключение произошло в нескольких элементах связи, определялся элемент, который переключился первым (время переключения по формуле (9) или (10)) и делался укороченный шаг по времени $h^* = t^* - t^{(i)}$. В качестве начальных условий для следующего шага использовались переменные состояния системы, вычисленные по формуле (8), изменялся вид функционала для переключенного элемента.

Значение максимального шага интегрирования выбиралось из соображений устойчивости (повторяемости результатов).

Разработанный алгоритм был успешно апробирован при решении тестовых задач и задач продольной динамики аварийного соударения электропоезда «Сокол» [3].

Библиографический список

1. Лесничий В.С. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Часть 1: Основы моделирования в программном комплексе MEDYNA: Учеб. пособие / В.С. Лесничий, А.М. Орлова; МПС РФ, ПГУПС, Каф. Вагоны и вагонное хозяйство. - Санкт-Петербург, 2001. - 32 с.
2. Бахвалов Н.С. Численные методы (анализ, алгебра, обыкновенные дифференциальные уравнения) М. : Наука, гл. ред. физ-мат. лит., 1975, 631 С.
3. Бороненко Ю.П. Моделирование аварийных столкновений высокоскоростного электропоезда «Сокол» / М.В. Зверев, А.М. Орлова // Повышение надежности и совершенствование методов ремонта подвижного состава. Сборник научных трудов, ПГУПС, - Санкт-Петербург, - 2001. - С. 16-25.

Соколов А.М.
 Мойкин Д.А. (ПГУПС)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ БРАКОВОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВРЕЖДЕНИЙ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН

Вагон-цистерна представляет собой сложнейший технический объект, который эксплуатируется в самых различных, зачастую весьма жестких условиях. Вагоны-цистерны к настоящему моменту составляют 13% общей численности вагонного парка, причем 83% из них составляют вагоны-цистерны для перевозки нефтепродуктов. При этом учесть все нюансы условий эксплуатации на стадии проектирования и даже опытной

эксплуатации не представляется возможным. В связи с этим существенная часть цистерн рабочего парка имеет повреждения, в некоторых случаях приводящие к отказу. Одним из наиболее опасных типов повреждений являются повреждения несущей конструкции цистерны, и в частности наиболее ответственного узла несущей конструкции – котла цистерны. Установлено, что в настоящее время в эксплуатируемом парке около 2% нефтебензиновых цистерн имеют повреждения несущей конструкции котла, а в случае цистерн для перевозки химических продуктов доля поврежденных цистерн еще больше. В тоже время существует обратная ситуация, когда цистерна подлежащая списанию по сроку службы обладает значительным неизрасходованным ресурсом. Таким образом, решение проблемы повышения безопасности и экономической эффективности перевозок грузов вагонами железнодорожного транспорта может заключаться в дифференцированном подходе к назначению межремонтных, полных и новых сроков службы вагонов на основе выбора комплекса браковочных характеристик и методики выявления повреждений несущих конструкций вагонов.

На первом этапе был произведен выбор комплекса браковочных характеристик повреждений несущих конструкций вагонов-цистерн. Повреждения несущих конструкций вагонов-цистерн имеют весьма разнообразные причины возникновения и места локализации. В результате обобщения статистической информации о повреждениях несущих конструкций вагонов-цистерн и данных сравнительных испытаний можно выявить основные закономерности появления и развития повреждений (табл. 1).

В связи с тем, что самый большой ресурс в конструкции вагона-цистерны имеет её котел, в дальнейшем будет рассматриваться определение браковочных характеристик котлов нефтебензиновых вагонов-цистерн.

В настоящий момент, в существующем парке железнодорожных цистерн преобладают цистерны с котлами 62 калибра, собранными из продольных листов (модели 15-1443, 15-1547, 15-1672). Основным материалом для изготовления этих котлов служит низколегированная сталь 09г2с, гораздо реже, в основном у котлов старой конструкции, встречается с таль 09г2 или вст3сп5. В связи с этим в дальнейших исследованиях конструкция котла модели 15-1443 изготовленного из стали 09г2с принимается за основную.

Основными вопросами, возникающими при определении браковочных характеристик вагонов-цистерн, является оценка степени влияния повреждений на несущую способность вагонов и определений изменения остаточного ресурса вагона с повреждениями относительно неповрежденного вагона. При этом необходимо учитывать, что сложившаяся практика капитальных и капитально-восстановительных

Таблица 1

Повреждения несущих конструкций четырехосных нефтебензиновых вагонов-цистерн

№	Повреждение	Причина возникновения	Развитие и последствия
1	1	2	4
1	вмятины и трещины в зоне продольного сварного шва, соединяющего панели обечайки котла, в верхней части опоры котла	3	- открытые течи; - развитие трещины и разрушение обечайки
2	трещина вдоль нижней образующей котла в зоне опоры	- конструктивная концентрация напряжений; - превышение грузоподъемности цистерны в эксплуатации; - повышенные скорости соударений при маневровых работах	- те же
3	трещины обечайки котла в зоне сливного прибора	- конструктивная концентрация напряжений;	- открытые течи
4	трещины в зоне приварки кронштейнов лестницы к котлу	- концентрации напряжений в сварных швах приварки	- развитие трещины и открытие течи
5	трещины обечайки в зоне приварки фасонных лап крепления котла к раме	- высокий уровень напряжений в зоне лап при маневровых работах; - начальные трещиноподобные дефекты сварных швов	- открытые течи; - развитие трещины и разрушение обечайки котла; - нарушение связи "рама – котел" и сброс котла
6	трещины обечайки в зоне приварки горловины люка-лаза	- конструктивная концентрация напряжений; - дефекты сварных швов	- нарушение герметичности котла
7	трещины в зоне соединения обечайки котла с днищем	- высокие напряжения от гидроудара; - дефекты сварных соединений	- развитие трещины и нарушение целостности котла
8	деформации днища котла	- аварийные ситуации; - нарушение габаритных ограничений; - нарушение правил погрузки и крепления грузов	- снижение прочности и устойчивости обечайки

1	2	3	4
9	трещины в зоне шкворневого узла рамы цистерны	<ul style="list-style-type: none"> - многоцикловая усталость вследствие боковой качки вагона; - малоцикловая усталость при продольных эксплуатационных нагрузках; - дефекты сварных соединений - конструктивная концентрация напряжений; - инерционные нагрузки при маневровых соударениях 	<ul style="list-style-type: none"> - возможно развитие трещин и разрушение хребтовой балки - то же
10	трещины хребтовой балки в зоне крепления тормозного цилиндра	<ul style="list-style-type: none"> - внецентренное приложение нагрузок - сжатия при деформировании задних упоров автосцепного устройства; - передача ударных сжимающих нагрузок через упорную розетку при деформировании задних упоров и корпуса поглощающего аппарата - то же 	<ul style="list-style-type: none"> - причины возникновения повреждений приводят в дальнейшей эксплуатации к искривлению хребтовой балки в целом
11	локальная потеря устойчивости верхней полки хребтовой балки	<ul style="list-style-type: none"> - маневровые соударения со значительным эксцентриситетом - приложения продольной нагрузки 	<ul style="list-style-type: none"> - потеря хребтовой балкой несущей способности
12	искривление консольной части хребтовой балки	<ul style="list-style-type: none"> - маневровые соударения со значительным эксцентриситетом - приложения продольной нагрузки 	<ul style="list-style-type: none"> - отрыв верхнего листа хребтовой балки; - перекос и повреждение поглощающего аппарата; - деформации задних упоров автосцепного устройства
13	выпучивание верхнего листа хребтовой балки в районе автосцепного устройства	<ul style="list-style-type: none"> - маневровые соударения со значительным эксцентриситетом - приложения продольной нагрузки 	<ul style="list-style-type: none"> - отрыв верхнего листа хребтовой балки; - перекос и повреждение поглощающего аппарата; - деформации задних упоров автосцепного устройства
14	трещины сварных швов крепления фасонных лап рамы к хребтовой балке	<ul style="list-style-type: none"> - высокий уровень напряжений в зоне лап при маневровых работах; - начальные трещиноподобные дефекты сварных швов. 	<ul style="list-style-type: none"> - в некоторых случаях развитие трещин по хребтовую балку.

ремонт предполагает восстановление ресурса вагона-цистерны путем замены поврежденных рам и ремонтом котла, как наиболее ценной части вагона.

Для решения этих вопросов были проведены теоретические исследования по оценке несущей способности котлов нефтебензиновых цистерн со следующими типами повреждений:

- деформации днища котла;
- коррозионный износ котла.

Вмятины на днище котла являются одним из весьма распространенных типов повреждений котлов цистерн. По некоторым экспертным оценкам до 30% цистерн, приходящих на промывочно-пропарочные станции имеют вмятины на днище различной глубины и местоположения.

Для определения влияния такого повреждения был проведен комплекс исследований, решающий следующие задачи:

- анализ статической прочности днища котла цистерны с вмятиной и определение наилучших параметров вмятины с точки зрения прочности;
- анализ процесса деформирования днища котла при квазидинамическом нагружении и определение критических параметров нагружения с точки зрения обеспечения прочности котла;
- анализ развития микроповреждений днища котла в зоне вмятины при квазидинамическом нагружении и влияния их на остаточный ресурс котла.

В связи с высокой сложностью аналитического описания напряженно-деформированного состояния днища котла с повреждением типа вмятины, в процессе исследования использовался метод конечных элементов (МКЭ), реализованный на базе рабочей станции с процессором Intel Cooregtime с применением прикладного программного обеспечения. Для исследования статического линейного напряженно-деформированного состояния в конечно-элементной модели использовались оболочечные конечные элементы с переменным порядком полинома функции формы (р-элементы). Применение таких элементов позволило в процессе исследования получать напряженно-деформированное состояние модели с заданной вычислительной погрешностью. Сетка конечных элементов формировалась адаптивно, с увеличением плотности сетки в зоне повреждения с учетом вероятных градиентов напряжений. В исследовании анализировалось напряженно-деформированное состояние котла, при первом и третьем режимах нагружения согласно «Норм по расчету и проектированию грузовых вагонов...». При первом режиме котел одновременно нагружался:

- продольным ускорением $3,5 \times 9,81 \text{ м/с}^2$ и соответствующим гидравлическим квазидинамическим давлением груза, распределенным по оболочке котла по линейно нарастающему вдоль продольной оси вагона закону;

- собственным весом и весом груза, распределенным по оболочке котла как гидростатическое давление.

При третьем режиме котел нагружался:

- продольным ускорением $1 \times 9,81 \text{ м/с}^2$ и соответствующим гидравлическим квазидинамическим давлением груза, распределенным по оболочке котла по линейно нарастающему вдоль продольной оси вагона закону;

- собственным весом и весом груза, распределенным по оболочке котла как гидростатическое давление, с учетом коэффициента динамики, который рассчитывался по формуле 2.1 «Норм...».

- боковым ускорением и соответствующим гидравлическим квазидинамическим давлением груза, распределенным по оболочке котла по линейно нарастающему по горизонтали перпендикулярно продольной оси вагона закону; величина ускорения рассчитывалась из расчетного значения рамной силы и боковых сил (согласно «Норм...»)

Для обеспечения в модели адекватных условий закрепления в модели была реализована часть опоры с опорными брусками и площадкой их опирания. Свойства материала конечных элементов имитирующих опорные бруски принимались в соответствии с приложением 15 «Норм...» (лиственница):

Закрепления к расчетной схеме прикладывались в узлах соответствующих зонам опирания брусков на опоры и верхний лист шкворневой балки в направлении перпендикулярном поверхности опирания.

Кроме указанных выше было проведено исследование влияния на несущую способность длинноразмерных изменений формы и износа обечайки котла, которые возникают в результате: перегрузки вагона вследствие перевозки нефтепродуктов тяжелых марок в бензиновых цистернах; нарушения правил эксплуатации при проведении разгрузочных и промывочно-пропарочных работ; неисправности впускного клапана и коррозионный износ обечайки котла. В результате были получены допустимые глубины вмятинообразных повреждений котла цистерны, при различных толщинах элементов её обечайки.

В результате проведенных теоретических исследований установлено следующее:

1. Все многообразие повреждений несущей конструкции котлов нефтебензиновых цистерн можно разделить на две категории: изменения формы оболочки котла и трещины сварных швов и

основного металла. В свою очередь изменения формы оболочки можно разделить на деформации, вызванные нарушением условий эксплуатации (вмятины днища и обечайки), и вмятины в зоне лежневых опор, вызванные систематическим перегрузом цистерн.

2. Днища котлов цистерн с вмятинами глубиной не более 300 мм и радиусом перехода металла вмятины к основному металлу днища не менее 100 мм имеют значительный запас прочности по критериям предельных деформаций (более 5), статического трещинообразования (2,42) и усталостного трещинообразования (4,09).

3. Оценка возможности эксплуатации котлов с вмятинообразными повреждениями днища должна производиться из условий отсутствия значительных трещин в зоне сварных швов, затронутых вмятиной, и в местах наклепа и перегиба металла днища, а также из условий коммерческой допустимости уменьшения полезного объема котла.

4. Наиболее опасным видом вмятинообразных повреждений обечайки котла являются длинноразмерные изменения формы котла, соответствующие первой форме потери устойчивости (проседание и наклон верхней части обечайки, вмятость боковой части). При этом основным критерием несущей способности котла является устойчивость оболочки под действием внешнего давления.

5. Полученные в результате исследований зависимости допускаемой глубины вмятинообразных повреждений обечайки от толщины ее частей позволяют с необходимой точностью оценить возможность эксплуатации цистерн с данным видом повреждений.

Лесничий В.С. (ПГУПС),
Рудакова Е.А. (НВЦ «ВАГОНЫ»)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НЕКОТОРЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ СКОРОСТНОЙ ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

В конструкциях скоростных грузовых и пассажирских тележек должна решаться проблема сочетания условия квазистатического вписывания в кривые с устойчивостью невозмущенного движения в прямых участках пути при обеспечении необходимого запаса между конструкционной и критической скоростью. Одним из технических решений, позволяющих решить эту проблему, является применение систем радиальной установки колесных пар и наклона кузова внутрь кривой.

В настоящее время ОАО «ВНИИТрансмаш» (С.-Петербург) совместно с Петербургским государственным университетом путей сообщения (ПГУПС-ЛИИЖТ) и Научно-внедренческим центром «Вагоны» (НВЦ «Вагоны») ведутся работы по созданию скоростной тележки для

грузовых вагонов с конструкционной скоростью 140 км/ч и осевой нагрузкой 20 т/ось. В этой тележке (рис. 1) применены элементы, способствующие улучшению динамических характеристик грузового вагона: балансирное соединение рамы с колесными парами, буксовое подвешивание с билинейной статической силовой характеристикой, пассивная (автоматическая) система наклона кузова внутрь кривой в виде маятникового центрального подвешивания с наклонными поводками люльки, а также опирание кузова на сферический пятник и упругие скользуны.

По мнению разработчиков, использование резинометаллических амортизаторов в буксовом подвешивании должно способствовать радиальной самоустановке колесных пар в кривых.

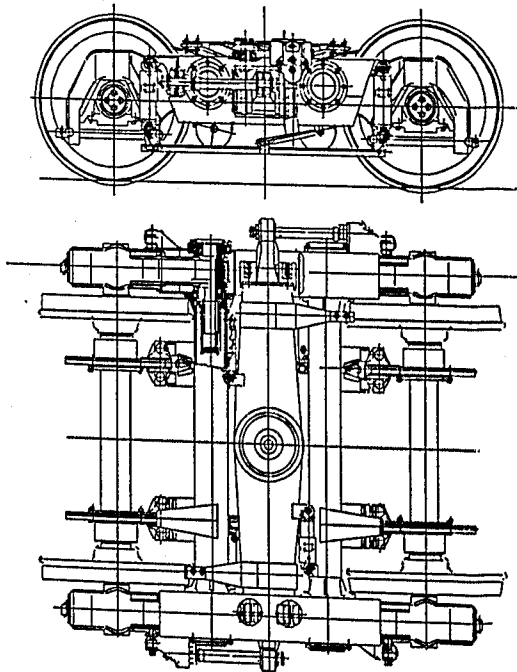


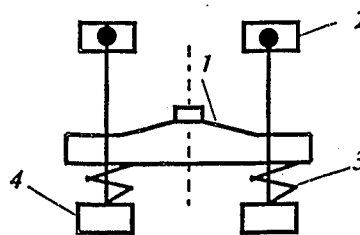
Рис.1 Скоростная тележка модели Р20.140

Технические характеристики тележки

Осевая нагрузка, т	20
Конструкционная скорость, км/ч	140
Ширина колес, мм	1520
База, мм	1960
Ширина, мм	2588
Масса, кг	6200

Суммарный статический прогиб под тарой, мм	40
Суммарный статический прогиб под брутто, мм	95
Тип тормозов	дисковые с двухсторонним нажатием
Привод тормозов	пневматический с тормозными цилиндрами на тележке

Центральное безрессорное подвешивание тележки относится к возвращающим устройствам подвешивания вагона. Оно имеет отличие от конструктивных схем тележек пассажирских вагонов типов КВЗ-ЦНИИ, КВЗ-5, КВЗ-И2 (рис. 2а) с вертикальным расположением подвесок. В указанных тележках для ограничения поперечного смещения люльчатого подвеса применяются ограничители.



1- надрессорная балка; 2- рама тележки; 3- рессорный комплект; 4- балка подрессорная; 5- подвеска люльки

Рис.2а Схема люльчатого подвешивания тележек КВЗ-ЦНИИ, КВЗ-5, КВЗ-И2

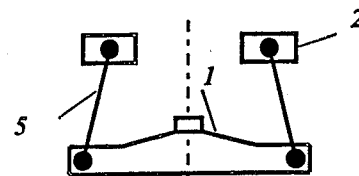


Рис.2б Схема люльчатого подвешивания разрабатываемой тележки

Для исследования эффективности центрального безрессорного подвешивания с наклонными поводками люльки (рис. 2б) рассмотрены упрощенные кинематические модели маятникового подвешивания вагонов с наклонными и вертикальными поводками (рис. 3). Наклонные поводки, в отличие от вертикальных, способствуют наклону кузова внутрь кривой. Кроме того, подобная конструкция люльчатого подвеса имеет большую жесткость, обеспечивая достаточные начальные возвращающие усилия, значения которых приведены на графиках (рис. 4), и поэтому отпадает необходимость в ограничителях перемещений люльчатого подвеса.

Исследование динамики на нелинейной модели груженой платформы (рис. 5) с выбранными жесткостными и демпфирующими элементами конструкции тележки показали эффективность люльчатого подвеса с наклонными поводками. При движении по кривой переменного

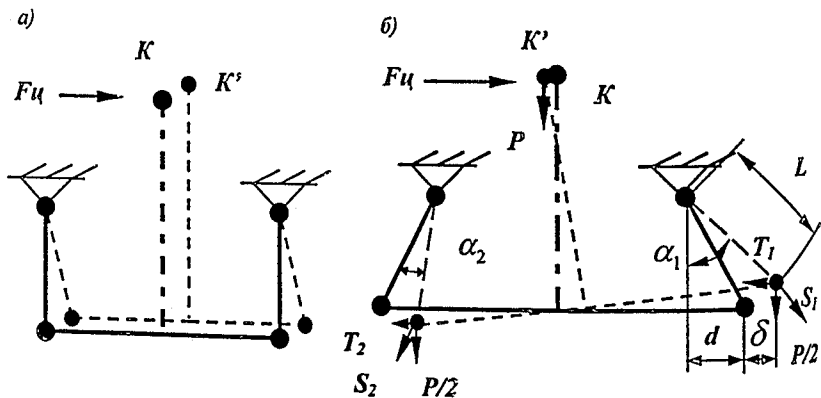
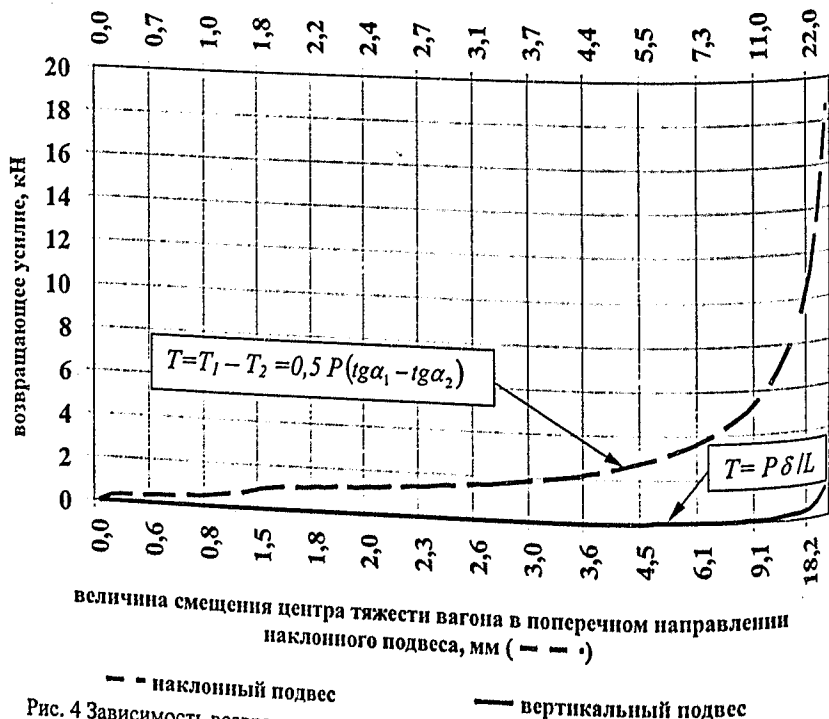


Рис. 3 Математические модели маятниковое подвешивания:
а- вертикальный подвес люльки; б – наклонные поводки люльки

величина смещения центра тяжести вагона в поперечном направлении
вертикального подвеса, мм (—)



— наклонный подвес — вертикальный подвес
Рис. 4 Зависимость возвращающего усилия от поперечного смещения центра тяжести
кузова вагона

радиуса с максимально возможной скоростью 80 км/ч, маятниковое центральное подвешивание обеспечивает наклон кузова внутрь кривой, что наглядно отражается на зависимости поворота кузова относительно оси X от длины пути (рис. 6). В данной зависимости: первые 30 м пути соответствуют движению вагона по прямому участку пути, последующие 160 м – по переходной кривой и оставшиеся 360 м – по кривой с радиусом 300 м. При установившемся движении в кривой, с радиусом 300 м, угол наклона кузова, с учетом возвышения наружного рельса, составляет 0,013 рад (0,745°).

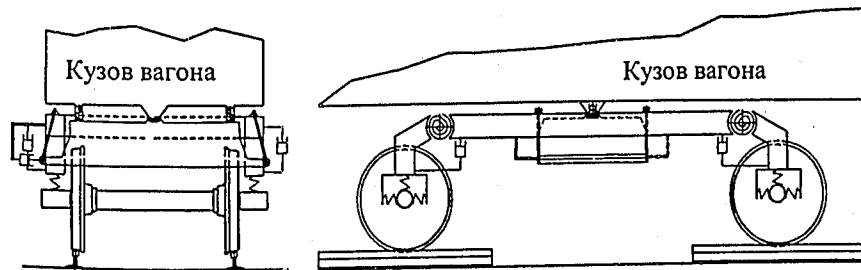


Рис. 5 Структурная схема модели

А угол наклона кузова относительно оси X в локальной системе координат связанной с кузовом составил 0,0034 рад (0,2°). Для рассматриваемой схемы люлечного подвеса (рис. 3б) максимально возможный угол наклона кузова из условия существования механизма составляет 0,25°. Расхождение в 0,05° объясняется поворотом кузова на сферическом пятнике и большей загрузкой внешнего скользуна.

Таким образом, за счет наклона кузова внутрь кривой уменьшается смещение центра тяжести кузова вагона в сторону внешнего рельса, и тем самым минимизируется разница в вертикальных нагрузках на буксы одной колесной пары.

Расчеты на модели и анализ результатов показал, что взятые за основу конструкторами, параметры резинометаллических элементов в буксовом подвешивании не реализуют радиальную установку колесных пар. При входе в кривую колесные пары тележки устанавливаются в виде обратной неравносторонней трапеции (рис. 7). Полученный результат можно объяснить тем, что из-за балансирующего соединения колесных пар с рамой, тележка, по сути, имеет переменную базу. При этом наклонные маятниковые подвески вследствие наклона кузова внутрь кривой способствуют расхождению колесных пар со стороны внутреннего рельса, приводя к тому, что упругих элементов в буксовой ступени подвешивания

становится недостаточно для компенсации этого эффекта. На основании этого даны предложения по совершенствованию конструкции буксовой ступени подвешивания с учетом возможности реализации таких параметров упруго-демпфирующих связей, которые позволили бы колесным парам радиально устанавливаться в кривых участках пути.

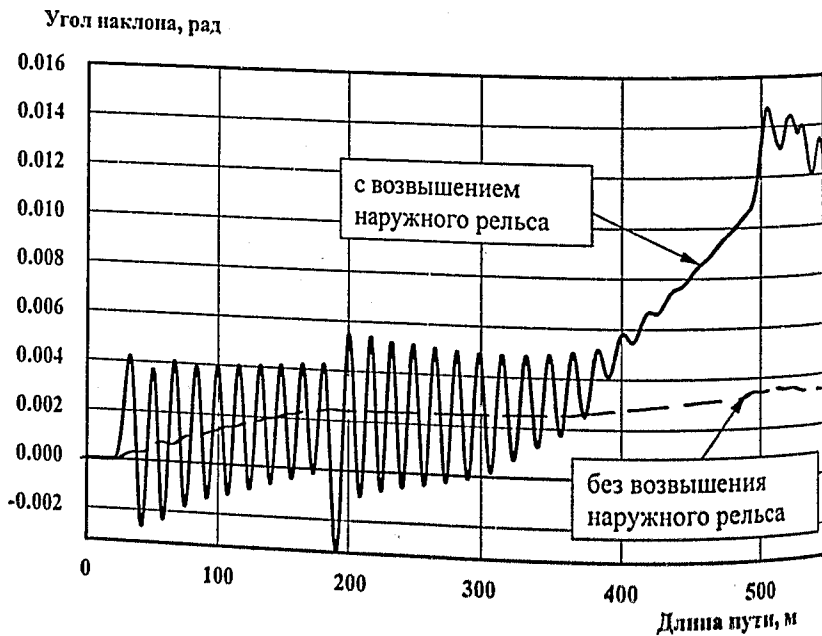


Рис. 6 Угол наклона кузова во внутрь кривой радиуса 300 м при движении со скоростью 80 км/ч

На основании всех проведенных исследований по оценке динамики дано заключение о том, что грузовой вагон (платформа) со скоротными тележками предложенной конструкции имеет хорошие показатели ходовых качеств при движении по прямому участку пути и в кривой, как в порожнем режиме, так и в груженом. Значения вертикальной динамической добавки и рамных сил платформы на исследуемых тележках приведены на рис. 8 и рис. 9 соответственно. Эти значения удовлетворительно соотносятся с результатами полученными при ходовых испытаниях на опытном кольце ВНИИЖТа.

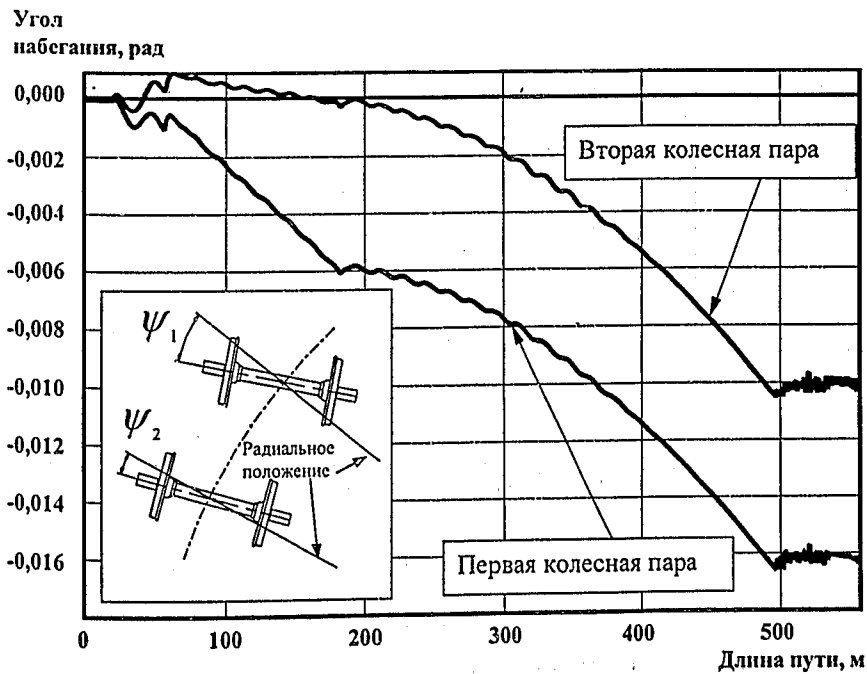


Рис. 7 Углы набегания колесных пар при движении в кривой радиуса 300 м со скоростью 80 км/ч

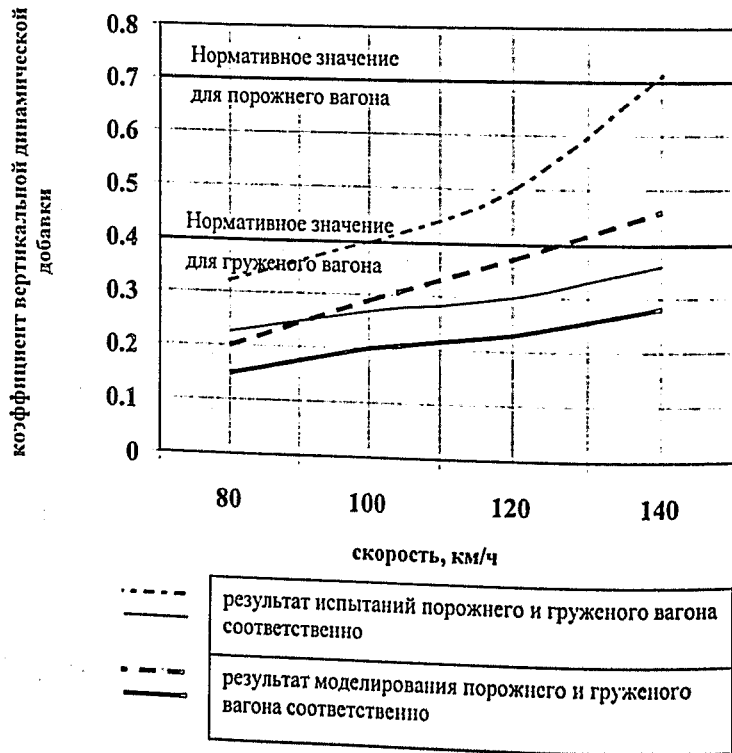


Рис. 8 Значения коэффициента вертикальной динамической добавки при движении по прямому участку пути

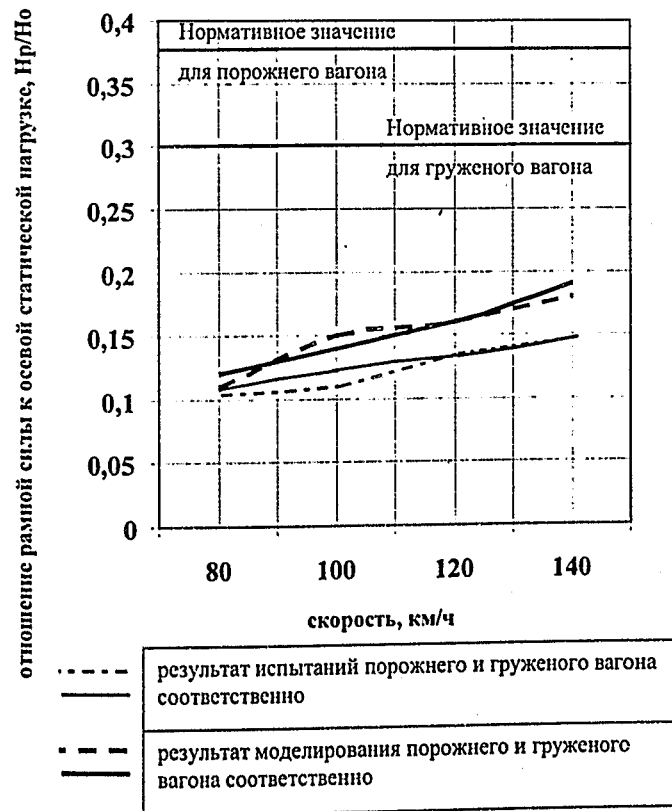


Рис. 9 Значения рамной силы при движении по прямому участку пути

Результаты исследований динамики были использованы при оценке статической и усталостной прочности рамы тележки, которая производилась методом конечных элементов. Для этого НВЦ «Вагоны» была разработана пространственная пластинчатая конечно-элементная модель конструкции рамы (рис.10), предложенной ОАО «ВНИИТрансмаш». При составлении модели учитывались только основные несущие элементы конструкции. В граничных условиях было учтено взаимодействие рамы с торсионом. Нагрузки прикладывались в соответствии с нормативными требованиями первого и третьего расчетных режимов [1].

Расчеты статической прочности позволили выявить концентрации напряжений в верхней части средних окон в местах сгиба листов и дать рекомендации по совершенствованию конструкции рамы тележки на этапе технического проекта.

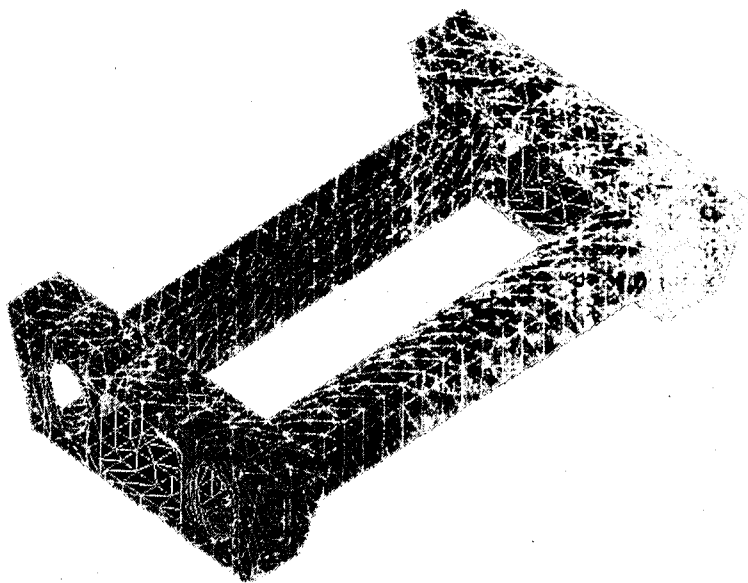


Рис. 10 Конечно-элементная модель рамы тележки для расчета статической прочности

Результаты конечно-элементного расчета усовершенствованной конструкции рамы были использованы при выполнении усталостного расчета [1]. Коэффициент сопротивления усталости оценивался по результатам исследований, проведенных на модели динамики вагона. При расчете коэффициента сопротивления усталости была использована гипотеза пропорционального нагружения. В результате расчета сделан вывод о достаточной усталостной прочности конструкции рамы.

В целом, примененные в конструкции тележки технические решения отвечают поставленным целям, а тележка является вполне конкурентоспособной.

Библиографический список

1. «Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)». – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996 г., 319 с.
2. Оценка качества грузового вагона на тележках с осевой нагрузкой 20 т и конструкционной скоростью 140 км/ч: Отчет о НИР (заключ.) / МПС РФ НВЦ «Вагоны»; Руководитель Ю.П. Бороненко. – Инв. № 0253/81-00– СПб, 2000. – 26 с.

3. Тележка с двухступенчатым подвешиванием для скоростных грузовых вагонов со статической осевой нагрузкой 20 т. Расчет статической и усталостной прочности рамы: Отчет о НИР (заключ.) / МПС РФ НВЦ «Вагоны»; Руководитель Ю.П. Бороненко. – Инв. № 33/81-00.– СПб, 2001. – 39 с.
4. Рудакова Е.А. Расчет статической и усталостной прочности рамы тележки с двухступенчатым подвешиванием для скоростных грузовых вагонов со статической нагрузкой 20 т. / науч. Рук. В.С. Лесничий // Тез. докл. 61-й науч.-техн. конф. с участием студентов, молодых специалистов и ученых: Неделя науки – 2001. – СПб: ПГУПС, 2001. – С. 20.

Степаненко Е.А.,
Дидова Е.Б. (ВНИИЖТ)

ВЫБОР РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ПОЕЗДОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ МОДЕЛИРОВАНИЯ ИХ ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКИ

Для того чтобы перевозки пассажиров были экономичными необходимо, чтобы пассажирские поезда следовали с максимальной заселенностью вагонов. Это можно достичь, если управлять или регулировать числом вагонов в поезде, в зависимости от потребностей в перевозках, т.е. при максимальной потребности в пик сезонных перевозок иметь возможность увеличивать число вагонов (в наших условиях до 24-30). При этом возникает проблема вождения таких поездов, а именно в режимах троганья, набора скорости и различных видов торможения обеспечить безопасность пассажиров и их комфорт. Такая же проблема может возникнуть при вождении соединенных пассажирских поездов постоянного формирования.

В число факторов, определяющих комфорт пассажиров при поездке в поезде, входят не только наличие бытовых удобств и уровень шума в вагоне, но и виброкомфорт, т.е. отсутствие неприятных ощущений пассажиров от колебаний вагона.

Степень воздействия таких колебаний в вертикальной и горизонтальной поперечной плоскостях определяется и нормируется на железных дорогах СНГ показателями плавности хода и комфорта Шперлинга [1], [2]. Колебания, действующие в этих плоскостях, являются наиболее беспокоящими и значимыми при оценке виброкомфорта пассажиров.

Для выполнения оценки динамических качеств пассажирских вагонов при действии продольных сил был выполнен анализ известных методик оценки виброкомфорта пассажиров при действии вертикальных и

поперечных колебаний согласно МСЖД Памятке 513 «Руководство по оценке виброкомфорта пассажиров на железнодорожном подвижном составе» [3], на основании, которого предложена следующая система критериев.

При показателе комфорта $N < 1$ – очень комфортно;

$1 \leq N < 2$ – комфортно; $2 \leq N < 4$ – средний комфорт;

$4 \leq N < 5$ – некомфортно; $N \geq 5$ – очень не комфортно.

Оценка комфорта при действии рывков, т.е. если действительные значения ускорений ударного характера превышают указанные выше номинальные, то используется следующая шкала оценки комфортности по коэффициенту k , представляющему собой соотношение действительного значения и номинального (принята на японских железных дорогах): очень хорошая комфортность $k_c < 1$; хорошая $k_c = 1 \dots 1,5$; нормальная $k_c = 1,5 \dots 2$; плохая $k_c = 2 \dots 3$; очень плохая $k_c > 3$. Для нашего случая принимаем, что в диапазоне частот от 0 до 4 Гц ускорение $\ddot{x} \leq 0,5g$ при действии одиночных рывков [4].

В качестве границы безопасности принимается значительно более высокий уровень ускорений $x = 5f \text{ м/с}^2$ ($f = 1/\tau$, где τ – длительность импульсов ускорений).

По этим критериям будем проводить оценку допустимых режимов движения пассажирских поездов.

Современный железнодорожный поезд – сложная механическая система, движение которой обусловлено механическими, электрическими, термодинамическими процессами, особенностями устройств управления и свойствами сил, вызывающих ускорение или замедление поезда, колебания отдельных его элементов (локомотивов, вагонов и грузов в них) и определяющих взаимосвязь их движения, а также прочность и устойчивость системы в целом.

При исследовании продольных сил, действующих на подвижной состав, все режимы его движения делятся на две группы:

1. установившиеся или стационарные режимы движения поезда, к которым относятся прямолинейное и равномерное движение, неравномерное движение под действием постоянных сил, криволинейное движение под действием сил того же рода. Вычисление усилий, действующих на включенный в поезд экипаж, в этих случаях не представляет особых трудностей;
2. неустановившиеся, нестационарные или переходные режимы, т.е. такие, при которых система переходит из одного стационарного состояния в другое. К ним относятся: пуск поезда, движение его при резком изменении силы тяги и торможении и по пути ломаного профиля, различные случаи маневровой работы.

Для моделирования продольной динамики длинносоставных поездов требуется в качестве модели решение системы нелинейных дифференциальных уравнений.

В настоящей работе для исследования движения поезда используется дискретная модель, в которой поезд представлен в виде одномерной цепочки твердых тел, соединенных между собой нелинейными упруго-вязкими связями. Такая модель поезда признана наиболее приемлемой в случае, когда жесткость межвагонных связей значительно ниже жесткости рамы и кузова экипажей.

Движение поезда как дискретной многомассовой системы описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений высокого порядка, равного количеству вагонов в составе поезда, которое решается на достаточно большом отрезке интегрирования с использованием численных методов интегрирования.

В данной модели, в конкретном случае, кузов, рама и тележки двигаются как одно твердое тело. При относительном перемещении q центров масс твердых тел возникает сила реакции S , зависимость которой от перемещения q определяется свойствами соединения (характеристиками межвагонных связей, зазорами, жесткостями рамы и кузова вагона) и предполагается заданной.

Движение поезда описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \dot{V}_i &= (S_i - S_{i+1} + F_i) / m_i & i = \overline{1, N} \\ q_i &= V_{i-1} - V_i & i = \overline{2, N}, \end{aligned}$$

где N – число экипажей в поезде;

x_i, V_i – координата и скорость центра масс i -го экипажа;

$q_i = x_{i-1} - x_i, \dot{q}_i$ – абсолютная деформация и скорость деформации межвагонного соединения;

S_i – продольная сила, приложенная к i -ому экипажу через переднюю и заднюю автосцепки, причем $S_0 = S_N = 0$;

F_i – суммарная внешняя сила, действующая на экипаж (тяга, торможение, сопротивление движению и т.д.);

m_i – масса экипажа.

Разработанная с использованием данной модели программа выполняет следующие процедуры:

- ввод и формирование массивов исходных данных (для расчета внешних сил, силовых характеристик амортизаторов);
- вычисление внешних сил (тяговых усилий локомотивов или моторных вагонов, тормозных сил всех видов тормозов, сил сопротивления движению экипажей и т.д.), сил в МСУ,

передаваемых через рабочие и аварийные амортизаторы, жертвенные элементы;

- выполнение численного интегрирования;
- обработка результатов моделирования;
- формирование выходной информации.

Структура программы моделирования движения поезда в общем виде приведена на рис. 1, где приняты следующие обозначения:

- жирным шрифтом выделены подпрограммы, которые должны обязательно присутствовать в любом наборе подпрограмм, подготовленных для выполнения конкретного расчета,
- подпрограммы, обозначенные обычным шрифтом, могут присутствовать или отсутствовать в наборе подпрограмм, в зависимости от режима движения поезда,
- имя с подчеркиванием означает вспомогательный блок подпрограммы.

Модель работы межвагонной связи включает в себя следующие элементы:

- описание силовой характеристики (зависимости $S(q)$) рабочих амортизаторов с учетом релаксационных свойств резины и упругой деформации рамы вагона,
- описание характеристики пластической деформации аварийных амортизаторов 1, 2, 3-й ступеней с учетом упругой деформации рамы вагона,
- описание характеристики пластической деформации жертвенной зоны кузова с учетом упругой деформации рамы вагона.

Наиболее значимым участком работы межвагонной связи пассажирского поезда является работа резинометаллического рабочего амортизатора, т.к. именно он определяет параметры продольной вибрации, а, следовательно, и виброкомфорта при эксплуатационных условиях.

При моделировании работы рабочего амортизатора использовались силовые характеристики резинометаллических поглощающих аппаратов пассажирских вагонов типов Р-2П и Р-5П (с той же маркой резины, как и в рассматриваемом рабочем амортизаторе), полученные при их статических и ударных испытаниях. Фактические значения усилия начальной затяжки рабочего амортизатора, его максимальной деформации и силы принимались по их силовым характеристикам.

Линии нагружения и разгрузки рабочего амортизатора, приведенные на рис. 2, представляют собой семейство кривых при различных значениях скорости \dot{q} и могут быть описаны системой уравнений:

$$S_n = f(q, \dot{q}, S_1, S_0);$$

$$S_n = f(q, q_2, S_2),$$

где S_n, S_p – сила при нагружении и разгрузке аппарата;

q_2, S_2 – деформация и усилие, с которой начинается разгрузка аппарата;

q_1, S_1 – деформация и усилие при неполной разгрузке аппарата, с которой начинается повторное нагружение;

\dot{q} – скорость нагружения межвагонной связи;

S_0 – усилие начальной затяжки рабочих амортизаторов.

Основное отличие данной модели заключается в описании линии нагружения после неполной разгрузки. Здесь отсутствует скачкообразное увеличение силы до достижения уровня линии нагружения, которое наблюдается у пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов.

У резинометаллических аппаратов, вследствие релаксационных свойств резины, линия нагружения после неполной разгрузки аппарата постепенно приближается к первоначальной линии нагружения, что исключает возникновение фиктивных скачкообразных изменений продольного ускорения V_i .

Обобщенная модель межвагонной связи на этапе работы рабочего амортизатора включает в себя характеристику поглощающего аппарата с учетом жесткости конструкции вагона.

В данной работе рассматривается модификация программы, когда работает блок моделирующий набор тяги (подпрограмма TUGA). В этом случае режим торможения исключается из рассмотрения, т.е. подпрограмма TORM не работает.

Алгоритм вычисления силы предполагает, что ее наибольший уровень F_0 зависит от скорости движения локомотива в соответствии с тяговой характеристикой (рис. 3), которая аппроксимируется кусочно-линейной зависимостью и задается координатами узловых точек. Характер изменения силы тяги от времени на этапе ее набора соответствует экспоненциальному закону, а на этапе сброса – линейному (рис. 4).

В подпрограмме предусмотрена возможность набора тяги после неоконченного сброса. Предполагается, что силы тяги локомотивов могут изменяться как синхронно, так и по разным законам.

Структурная блок-схема программы

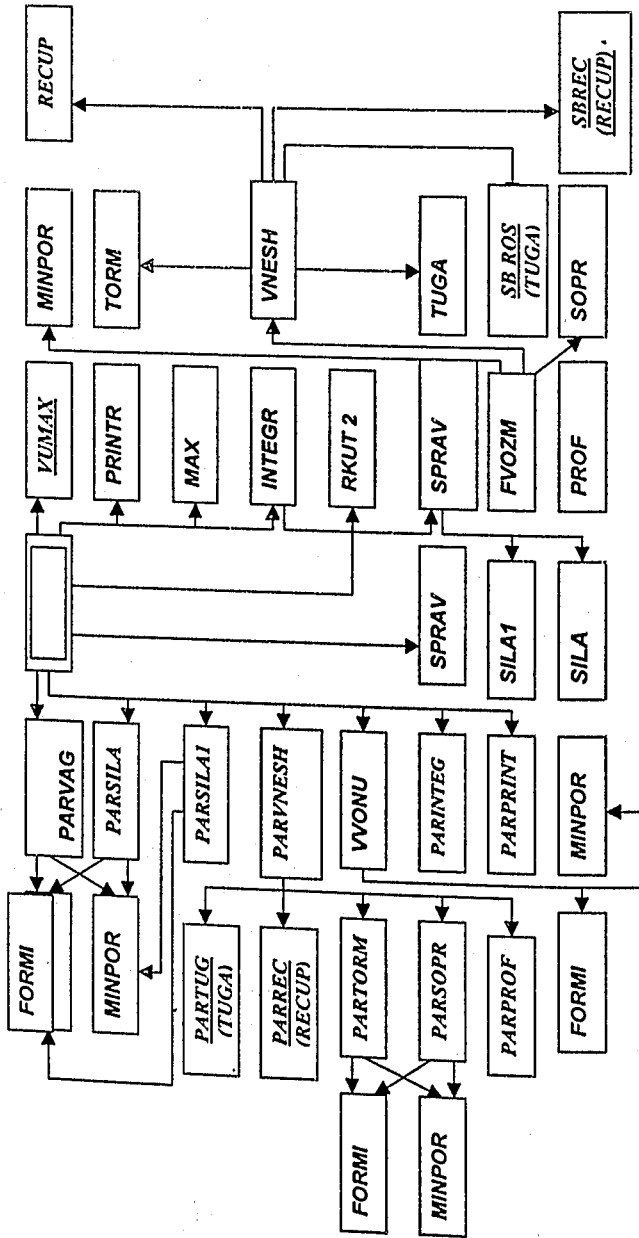


Рис. 1

Силовые характеристики аппарата Р-2П

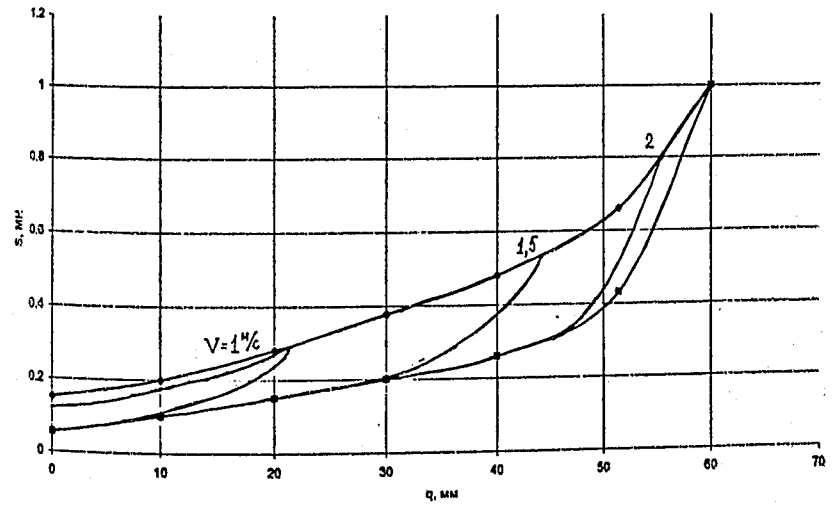


Рис. 2

Зависимость силы тяги от скорости

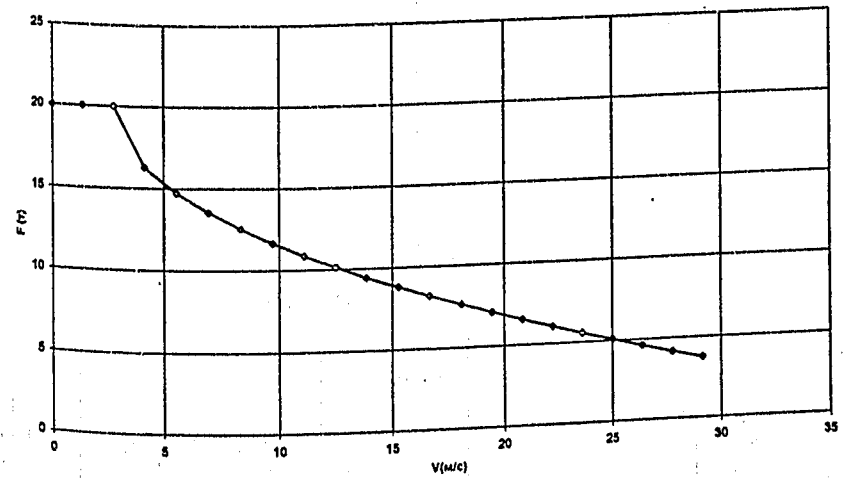


Рис. 3

С использованием, описанной выше программы можно проводить расчеты продольных сил и ускорений, действующих на вагоны пассажирского поезда (а, следовательно, и на пассажиров) при различных режимах его движения. Принимая во внимание, приведенные в начале доклада нормированные (предельные) ускорения как ограничения можно (при фиксированных характеристиках поезда) подобрать такие параметры режимов движения, поезда при которых будут выполняться условия обеспечения комфорта пассажиров.

Проведем моделирование процессов троганья с набором силы тяги и ее сброса.

При трогании с места пассажирских поездов с локомотивом в голове, необходимо, чтобы его тяговые характеристики позволяли реализовывать такой закон изменения силы тяги при трогании, при котором на пассажиров будет действовать наименьшее ускорение (но не более нормированного).

Основным результатом моделирования процесса троганья будет не только допустимый темп нарастания силы тяги, но и форма (вид) кривой (рис.5).

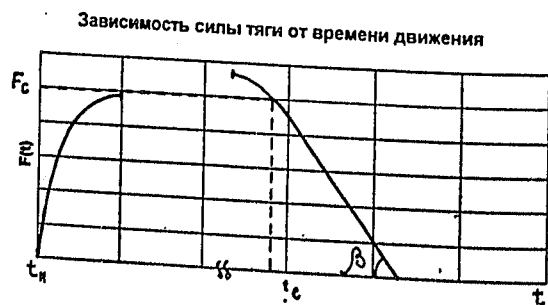


Рис. 4

Результаты расчетов сведены в таблицу

Режим движения		время выхода на max тягу	a_2	a_7	a_{11}	max	
Троганье с локомотивом в голове (12 вагонов)	по экспоненциальной кривой	$\gamma=0.5$	10	1.21	1.34	1.28	$a_8=1.34$
		$\gamma=1.0$	7	0.84	1.42	1.35	$a_9=1.46$
		$\gamma=2.0$	5.5	1.2	1.57	1.64	$a_9=1.64$
		$\gamma=3.0$	4	1.29	1.62	1.82	$a_{11}=1.82$
	по подобранной кривой	$\gamma=2.0$	2	1.25	1.65	1.67	$a_{10}=1.73$

$F(\tau)$

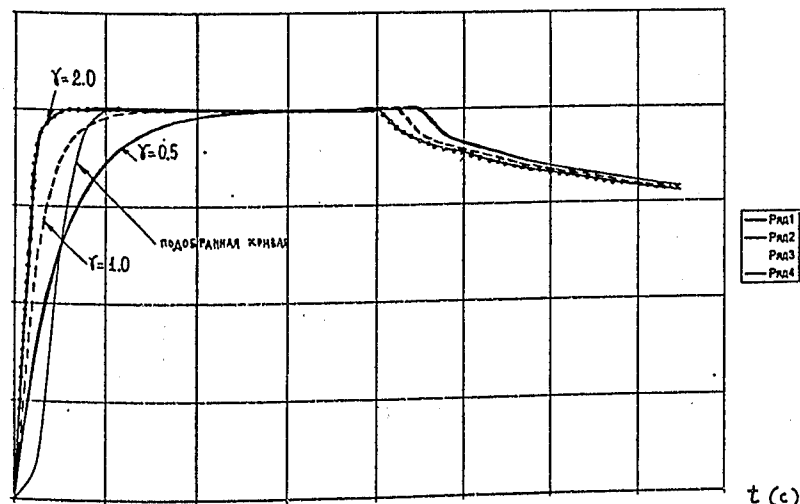


Рис. 5

Анализ результатов расчетов показывает:

1. Режимы троганья необходимо выбирать исходя из условия непревышения нормированного продольного ускорения и рационального времени разгона.
2. При любом режиме троганья продольные ускорения на вагоны наибольшие в хвосте поезда.
3. При увеличении темпа набора силы тяги ускорения, действующие на вагоны, увеличиваются. Характеристика изменения тяги локомотива от времени представляется в виде экспоненты с параметром γ , определяющим скорость нарастания силы тяги.
4. Рациональной можно считать характеристику при $\gamma=1$, при этом продольные ускорения в поезде не превосходят нормированной величины, а время разгона является оптимальным.

Результаты расчетов продольной динамики пассажирских поездов, выполненных с использованием этой модели, хорошо коррелируются с результатами поездных испытаний, что подтверждает обоснованность такого выбора в данной работе. Эта модель позволяет давать точные описания силовых характеристик межвагонных соединений и внешних сил, действующих на поезд.

Библиографический список

1. *Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)*. ВНИИВ-ВНИИЖТ 1996, 319с.
2. *ОСТ 24.050.16-85 Вагоны пассажирские*. Методика определения плавности хода.
3. *Памятка УИС-513 «Руководство по оценке виброкомфорта пассажиров на железнодорожном подвижном составе»*.
4. *Блохин Е.П., Манашкин Л.А.* О предельных значениях ускорений для пассажирских поездов. Вестник ВНИИЖ.

Распопов А.С. (ДИИТ)
Кравец Т.В. (ДИИТ)
Русу С.П. (ДИИТ)

ДИНАМИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ БИМОДАЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

В настоящее время актуальным вопросом является внедрение в практику нетрадиционной транспортной системы, основу которой составляет подвижной состав на комбинированном автомобильно-железнодорожном ходу – бимодальный транспорт. В этом виде транспорта удачно сочетаются преимущества автомобильного транспорта: высокая мобильность и скорость доставки грузов, и преимущества железнодорожного транспорта: высокая производительность, экономичность и экологическая чистота.

Расчетные схемы экипажи бимодального транспорта представляют собой сложную механическую систему в виде совокупности асимметричных твердых тел с переменной структурой, объединенных в замкнутые или разомкнутые пространственные цепи упруго-вязкими и иными связями.

Потребности практики проектирования и эксплуатации бимодального транспорта обусловили необходимость постановки и решения нелинейных пространственных задач динамики в наиболее полной и общей форме, при взаимодействии поступательных и вращательных движений, при учете большого объема исходных данных по инерционным, геометрическим, аэродинамическим и другим характеристикам.

При построении математических моделей динамики экипажей широко используются уравнения Лагранжа второго рода в обобщенных координатах. Дальнейшее развитие этого научного направления связано с поиском целесообразной формы представления математических моделей, адаптированных к современной вычислительной технике, как в нелинейных управляемых системах, так и в динамике голономных и

неголономных систем твердых тел. Предлагается использовать для этой цели дифференциальные уравнения движения в форме Эйлера-Лагранжа, которые в значительной мере облегчают процесс построения математических моделей, и позволяют получить симметричную и более простую структуру модели по сравнению с моделью, полученной с помощью уравнений Лагранжа или Ньютона.

В качестве квазискоростей принимаются проекции вектора угловой и линейной скоростей полюса, как на связанные оси, так и на неподвижные, выраженные через параметры Эйлера и представленные кватернионными матрицами.

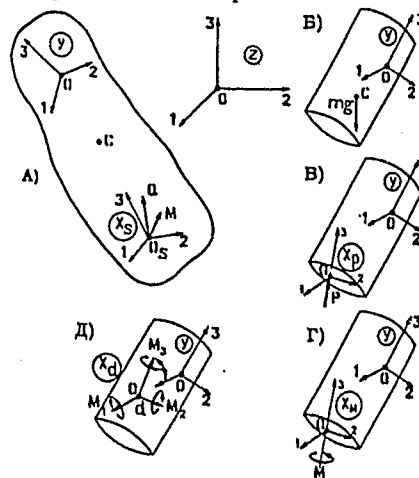


Рис.1

Схемы приложения сил и моментов:
а) обобщенных сил; б) силы тяжести; в) следящей силы; г) крутящего момента;
д) аэродинамических сил и моментов

координатных системах. Для этого нужно использовать метод блочного построения математических моделей динамики, в основу которого положены дифференциальные уравнения движения в форме Эйлера-Лагранжа, параметры Родрига-Гамильтона, исчисление кватернионных матриц.

Для облегчения проведения численных расчетов и упрощения проверки полученных результатов составлены укрупненные блоки матриц, описывающие отдельные элементы пространственной кинематики и динамики, учитывающие активные силы и моменты, описывающие разнообразные виды связей, определяющие матрицы инерции и другие вспомогательные соотношения.

Поставленные нелинейные задачи динамики системы взаимодействующих в пространстве асимметричных твердых тел настолько сложны, что их решение возможно только в результате численных расчетов с применением программного обеспечения, которое желательно разрабатывать на основе предлагаемых математических моделей и алгоритмов. Математические модели должны обеспечивать простоту получения уравнений движения тел рассчитываемой системы. Это можно обеспечить, рассматривая действующие усилия и относительные движения тел в связанных с этими телами

Обобщенные силы

$$\left\| \begin{array}{c} \frac{1}{2}(Y_{OS} + Y_{OS}') \\ \hline E_0 \end{array} \right\| R_s \otimes R_s \otimes Q_{AS} + \left\| \begin{array}{c} E_0 \\ \hline 0 \end{array} \right\| R_s \otimes R_s \otimes M_{AS},$$

следящая сила

$$\frac{P}{m} \left\| \begin{array}{c} \frac{1}{2}(Y_p + Y_p') \\ \hline E_0 \end{array} \right\| R_p \otimes R_p \left\| \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{array} \right\|,$$

момент вокруг оси

$$\frac{M}{m} \left\| \begin{array}{c} E_0 \\ \hline 0 \end{array} \right\| R_M \otimes R_M \left\| \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{array} \right\|$$

Аэродинамические (поверхностные) силы и моменты, действующие на подконструкцию со стороны обтекающей среды, приведенные к некоторой выбранной точке d в связанной системе координат $O_d X_1 X_2 X_3$, представим в виде

$$Q_{ad} = qS \left\| \begin{array}{c} 0 \\ c_{1d} \\ c_{2d} \\ c_{3d} \end{array} \right\|, \quad M_{ad} = qSl \left\| \begin{array}{c} 0 \\ m_{1d} \\ m_{2d} \\ m_{3d} \end{array} \right\|,$$

При определении величин аэродинамических сил и моментов в процессе движения твердого тела возникает необходимость вычисления ряда кинематических параметров. Проекции вектора местной скорости точки d относительно окружающей среды

$$u_{dy} = V_{0y} - R' \otimes R' W + \frac{1}{2}(Y_d' + Y_d') \omega_y,$$

$$u_{dx} = R_d' \otimes R_d' u_{dy},$$

где (см. рис.1)

Z – неподвижная система координат;

Y – система координат, связанная с телом;

X_S – система координат для обобщенных сил и моментов;

X_P – система координат, связанная с следящей силой;

X_M – система координат, в которой задан момент вокруг оси 3;

P – значение следящей силы;

M – значение крутящего момента;

M_{AS} – значение обобщенного крутящего момента;

Q_{AS} – значение обобщенной силы;

$R_S^* R_S, R_P^* R_P, R_M^* R_M$ – матрицы поворота в систему координат Y ;

Y_P, Y_P' – матрицы, учитывающие координаты точки приложения следящей силы в системе координат Y ;

Y_{OS}, Y_{OS}' – матрицы, учитывающие координаты точки приложения обобщенных сил и моментов в системе координат X_S ;

E_0 – единичная матрица.

c_{id} ($i=1,2,3$) – аэродинамические коэффициенты поперечной, нормальной и продольной сил,

m_{id} ($i=1,2,3$) – аэродинамические коэффициенты моментов,

S, l – площадь Миделя и характерный линейный размер,

q – скоростной напор,

W – вектор скорости ветра в глобальной системе координат.

На их основе формируются математические модели, адаптированные к изменениям компоновочных схем, конструкций узлов, исходных данных, возникающим при оценке динамической эффективности той или иной модификации бимодального транспорта.

Степени свободы

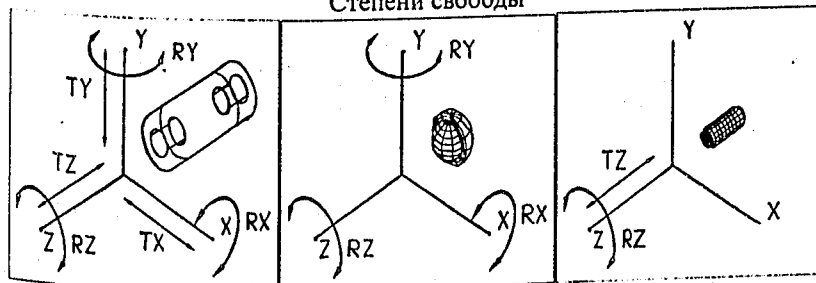


Рис.2
для свободного тела

Рис.3
для шарнирного
закрепления

Рис.4
для цилиндрического
закрепления

Связи в блочной математической модели отражают компоновочную схему конструкций узлов. Учитываются такие виды связей как: соединение с помощью линейных и торсионных пружин и демпферов; только

вращение, полное закрепление, только поступательное движение, движение параллельно оси, шарниры, движение только вокруг оси, движение вокруг оси и поступательное движение вдоль этой оси, движение только по заданной плоскости, поступательное движение вдоль одной оси, вращение только вокруг двух осей.

Рассмотрим пространственную систему твердых асимметричных тел, связанных между собой голономными связями. Каждое тело рассматривается как свободное тело (имеющее 6 степеней свободы - 3 степени свободы перемещения и 3 степени свободы вращения рис.2) к которому приложены внешние силы и моменты связей.

При создании какой-либо связи между телами уменьшают реальное количество степеней свободы, либо, если необходимо знать величины сил и моментов, действующих в связи, количество степеней свободы не уменьшают, а задают в месте связи действующие моменты и силы связи.

Если связь закрепляет степень свободы перемещения, то эта связь заменяется силой, действующей вдоль степени свободы закрепленного перемещения на оба связанных тела так, чтобы координатные системы в точках связи на телах не перемещались вдоль закрепленной степени свободы.

При закреплении степени свободы перемещения в уравнения динамики системы добавляются слагаемые

$$\frac{1}{m_1} \begin{vmatrix} \frac{1}{2}({}'X_1 + X_1) \\ \hline E_0 \end{vmatrix} R_1' \otimes R_1' \begin{vmatrix} 0 \\ F_{Lx} \\ F_{Ly} \\ F_{Lz} \end{vmatrix} \text{ для первого тела,}$$

$$\frac{1}{m_2} \begin{vmatrix} \frac{1}{2}({}'X_2 + X_2) \\ \hline E_0 \end{vmatrix} R_2' \otimes R_2' \begin{vmatrix} 0 \\ F_{Lx} \\ F_{Ly} \\ F_{Lz} \end{vmatrix} \text{ для второго тела,}$$

где

X_1, X_2 – матрицы, учитывающие координаты центров систем связи в координатных системах, связанных с телами;

R_1, R_2 – матрицы для поворота систем координат связей в системы координат, связанные с телами;

F_L – силы реакции в связи.

При закреплении степени свободы вращения в уравнения динамики системы добавятся слагаемые

$$\frac{1}{m_1} \begin{vmatrix} E_0 \\ \hline 0 \end{vmatrix} R_1 \otimes R_1 \begin{vmatrix} 0 \\ M_{Lx} \\ M_{Ly} \\ M_{Lz} \end{vmatrix} \text{ для первого тела,}$$

$$\frac{1}{m_2} \begin{vmatrix} E_0 \\ \hline 0 \end{vmatrix} R_2 \otimes R_2 \begin{vmatrix} 0 \\ M_{Lx} \\ M_{Ly} \\ M_{Lz} \end{vmatrix} \text{ для второго тела,}$$

где

R_1, R_2 – матрицы для поворота систем координат связей в системы координат, связанные с телами;

M_L – момент реакции в связи.

Если связь закрепляет степень свободы вращения, то эта связь заменяется моментом, действующим вокруг оси с закрепленной степенью свободы вращения на оба связанных тела так, чтобы координатные системы в точках связи на телах не вращались в направлении закрепленной степени свободы.

Моменты и силы связей для определенного шага интегрирования определяют начальных условий или из предыдущего шага решения, подставляемых в дифференциальные уравнения движения и в уравнения связей, и получая систему линейных уравнений относительно неизвестных моментов и сил связей.

Для каждой двухсторонней связи тел необходимо:

- 1) выбрать первое тело;
- 2) выбрать второе тело;
- 3) выбрать систему координат связи на первом теле;
- 4) выбрать систему координат связи на втором теле;
- 5) выбрать степени свободы, которые необходимо закрепить;
- 6) проверить на соответствие начального положения тел выбранным системам координат связи.

Для описания влияния упруговязких связей на нелинейные пространственные колебания твердого тела используются как функции времени координаты точек крепления упругого и демпфирующего элементов к твердому телу в связанной системе осей Z_{ikp}, Z_{icp} .

Для учета упругой силы

состава (э.п.с.) точка A контакта полоза токоприемника с проводом проходит участок от опоры до середины пролета за время $t \sim 0,58$ с.

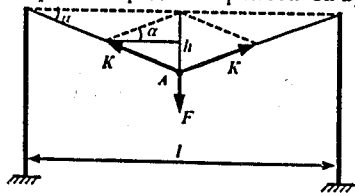


Рис.1. К расчету силы воздействия токоприемника на контактный провод

На железных дорогах применяется компенсированная анкеровка контактного провода, грузами, соединенными с проводом системой блоков. Натяжение контактного провода $K=12...18$ кН обеспечивают грузы массой $150...300$ кг. Инертность таких тел столь велика, что за время $t \sim 0,58$ с они не успевают сместиться, сохраняя натяжение провода.

Как видно из (2) при переменной величине K скорость распространения волны по контактному проводу становится неопределенной, т.е. модель тонкой струны и волновое уравнение (1) не пригодны для описания распространения волн в контактной подвеске.

Ниже представлена попытка построения новой модели распространения волн в контактном проводе, при воздействии на него токоприемника совершающего вертикальные колебания с низкой частотой Ω , вызванной изменением эластичности контактной подвески. Эта модель основана на уравнении Клейна-Гордона, в ней учитывается масса контактного провода и дисперсия волн в нем. В ней (рис.2) участок колеблющегося контактного провода рассматривается как система из n -тел, имеющая n -степеней свободы ($n \rightarrow \infty$). Каждое тело является математическим маятником массой m , связанным с соседними упругой связью жесткостью \mathcal{K} и совершающим колебания на нити длиной l с частотой:

$$\omega_0 = \sqrt{g/l}, \quad (3)$$

где $g = 9,8$ м/с² – ускорение свободного падения.

Жесткость связи \mathcal{K} между этими парциальными колебательными системами настолько велика, что колебания происходят с малыми амплитудами и очень малым фазовым сдвигом [5].

Колебания участков контактной подвески у опор и в середине пролета происходят с разной собственной частотой ω_0 . Этот фактор в рассматриваемой модели учитывается выделением области I, где длина нитей равна l_1 и области II, где она равна $l_2 < l_1$. Частоты в этих областях удовлетворяют соотношению.

$$\omega_{01} = \sqrt{g/l_1} > \omega_{02} = \sqrt{g/l_2}. \quad (4)$$

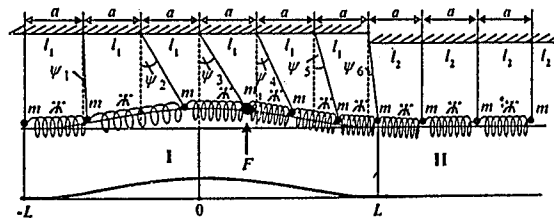


Рис.2. Система связанных маятников, как модель колеблющегося контактного провода

Последовательно каждая частица системы оказывается под действием внешней силы F , характеризующей действие движущегося полоза токоприемника, которая вызывает ее смещение от положения равновесия, а точка приложения этой силы перемещается вдоль оси x с некоторой скоростью V .

Введем систему координат, начало которой $x=0$ совмещено с точкой приложения силы F и рассмотрим движение n -ой частицы, находящейся в точке $x>0$. Скорость V в рассматриваемые ниже уравнения непосредственно не входит. В дальнейшем будет показано, что оно определяется частота Ω , с которой внешняя сила F воздействует на рассматриваемую колебательную систему:

$$F(t) = F_0 \cos(\Omega t + \varphi). \quad (5)$$

Т.к. время прохождения ползком токоприемника участка между опорами мало $t \sim 0,58$ с., то в предлагаемой модели затуханием колебаний частиц m_n можно пренебречь. При этом смещение данной частицы m_n находится либо в фазе, либо в противофазе с внешней силой.

Уравнение смещения ψ_n n -ой частицы со временем t имеет вид [5]:

$$\frac{\partial^2 \psi_n}{\partial t^2} = -\omega_0^2 \psi_n + \frac{\mathcal{K}}{m} (\psi_{n+1} - \psi_n) - (\psi_n - \psi_{n-1}) \quad , \quad (6)$$

где ω_0 определена формулой (3).

При малом расстоянии a между частицами m_n , функция $\psi_n(t)$ медленно меняется с увеличением n . Это значит, что все частицы, прилегающие к частице m_n , движутся практически синхронно с ней, так что смещение ψ_n можно считать непрерывной функцией $\psi(x,t)$. Разложение в ряд Тейлора функций, входящих в (6) и последующие преобразования дают:

$$\psi_{n+1} - \psi_n = a \frac{\partial \psi}{\partial x} + \frac{1}{2} a^2 \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \dots, \quad (7)$$

$$\psi_n - \psi_{n-1} = a \frac{\partial \psi}{\partial x} - \frac{1}{2} a \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \dots,$$

Подстановка (7) в (6) приводит к волновому уравнению типа Клейна-Гордона:

$$\frac{\partial^2 \psi(x,t)}{\partial t^2} = -\omega_0^2 \psi(x,t) + \frac{\mathcal{J}a^2}{m} \frac{\partial^2 \psi(x,t)}{\partial x^2}. \quad (8)$$

При $\omega_0=0$, данное уравнение превращается в классическое уравнение (1). Но величина ω_0 , как видно из (3) обусловлена силой тяжести, действующей на рассматриваемую колебательную систему. Фактор нахождения в поле силы тяжести в модели струны, как известно, не учитывается. Решение уравнения (8) ищем в виде:

$$\psi_{x,t} = A(x) \cos(\Omega t + \varphi), \quad (9)$$

где $A(x)$ — искомая функция, описывающая пространственную конфигурацию рассматриваемых частиц m_n совершающих коллективное колебание под действием внешней силы с частотой Ω .

Двойное дифференцирование (9) по переменным t и x и последующая подстановка вторых производных $\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2}$ и $\frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}$ в (8) приводит к дифференциальному уравнению, позволяющему найти её:

$$\frac{d^2 A(x)}{dx^2} = A(x) \frac{m}{\mathcal{J}a^2} (\omega_0^2 - \Omega^2). \quad (10)$$

Решения уравнения (10) будут различными для случаев $(\omega_0^2 - \Omega^2) > 0$ и $(\omega_0^2 - \Omega^2) < 0$. Для анализа этих случаев введем две положительные константы:

$$k^2 = (\Omega^2 - \omega_0^2) \cdot m / \mathcal{J}a^2, \quad (11)$$

$$\chi^2 = (\omega_0^2 - \Omega^2) \cdot m / \mathcal{J}a^2, \quad (12)$$

с которыми уравнение (10) запишется в виде:

$$\frac{\partial^2 A(x)}{\partial x^2} = -k^2 A(x), \quad (13)$$

$$\frac{\partial^2 A(x)}{\partial x^2} = \chi^2 A(x). \quad (14)$$

Решения этих уравнений соответственно имеют вид:

$$A(x) = D \sin kx + G \cos kx \quad (15)$$

$$A(x) = B \cdot e^{+\chi x} + C \cdot e^{-\chi x}, \quad (16)$$

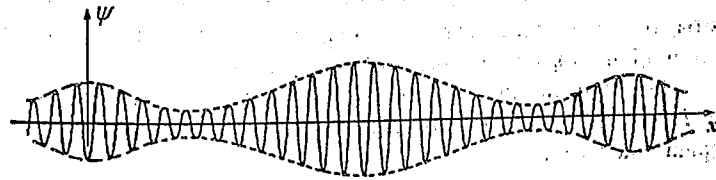
где D, G, B и C — постоянные интегрирования, определяемые граничными условиями. Подстановка (15) или же (16) в (9) дает общее решение для функций $\psi(x,t)$ описывающих волны в рассматриваемых случаях $(\omega_0^2 - \Omega^2) > 0$ и $(\omega_0^2 - \Omega^2) < 0$:

$$\psi(x,t) = (D \sin kx + G \cos kx) \cos(\Omega t + \varphi), \quad (17)$$

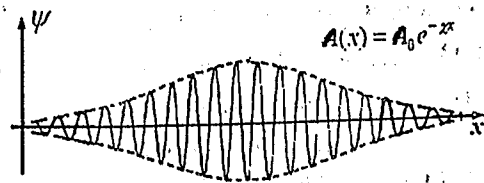
$$\psi(x,t) = (B \cdot e^{+\chi x} + C \cdot e^{-\chi x}) \cos(\Omega t + \varphi). \quad (18)$$

Эти уравнения описывают волны конечной протяженности, так называемые «волновые пакеты» схематично показанные на рис. 3а и 3б.

а)



б)



Для случаев: а) $(\omega_0^2 - \Omega^2) > 0$; б) $(\omega_0^2 - \Omega^2) < 0$

Рис.3. Форма «волновых пакетов»

«Волновой пакет» показанный на рис.3.а образуется в «тяжелой» нити, не имеющей дополнительных связей. Скорость убывания его амплитуды определяется диссипативными эффектами, учет которых требует, чтобы коэффициенты D и G уменьшались с течением времени. В рамках настоящей статьи этот анализ не приводится.

Постоянные интегрирования B и C определяются из граничных условий. Условие: $\psi(\infty) = 0$, выполняется при $B=0$. При этом уравнение (18) будет:

$$\psi(x,t) = C \cdot e^{-\chi x} \cos(\Omega t + \varphi), \quad (19)$$

т.е. функция $A(x)$ является убывающей с координатой x экспонентой:

$$A(x) = C \cdot e^{-\chi x}. \quad (20)$$

Величина χ характеризует уменьшение смещения контактного провода, приходящееся на единицу длины вдоль оси x , а обратная ей $l_e = 1/\chi$ — расстояние, на котором отжатие контактного провода будет меньше, чем под полозом токоприемника в $e = 2,718$ раз. За размер «волнового пакета» примем, используя стандартный подход, $L = 3l_e$.

Рассмотрим прохождение волнового пакета из области I в область II, показанные на рис.2. Различие в собственных частотах колебаний парциальных маятников в этих областях учтено, как указывалось выше, различием длин l_1 и l_2 . Примем для простоты, что область II неограниченно велика ($x \rightarrow \infty$). На практике это отвечает, например, изменением высоты расположения контактного провода (искусственные сооружения с различной высотой расположения перекрытия).

На парциальный маятник m_1 в точке $x=0$ действует вынуждающая сила F (со стороны токоприемника), благодаря которой эта частица совершает колебания:

$$\psi_1(t) = A_0 \cos \Omega t.$$

Пусть области I выполняется $\omega_{01} = \sqrt{g/l_1} > \Omega$, в области II $\omega_{02} = \sqrt{g/l_2} > \Omega$. Найдем функцию $\psi(x, t)$, которая при $x=0$ удовлетворяет $\psi = \psi_1$, а для любого x имеет вид:

$$\psi(x, t) = A(x) \cos(\Omega t), \quad (21)$$

где $A(x)$ подлежит определению. На эту функцию накладываются условия, что в области I она имеет вид:

$$A_1(x) = A \sin(x-L) + B \cos k(x-L), \quad (22)$$

где A, B — неизвестные константы и k — дается соотношением:

$$k^2 = M/ka^2 \cdot (\Omega^2 - g/l_1), \quad (23)$$

а за пределами области I ($L < x < \infty$) функция $A(x)$ имеет вид:

$$A_2(x) = D \cdot e^{-\chi(x-L)}, \quad (24)$$

где D — постоянная, определяемая ниже, а χ выражается равенством:

$$\chi^2 = m/Ka^2 \cdot (g/l_2 - \Omega^2), \quad (25)$$

причем в обеих областях выполняется $g/l_1 < \Omega^2 < g/l_2$.

Введем граничные условия, определяющие непрерывность и гладкость функций $A_1(x)$ и $A_2(x)$ при $x=L$:

$$A_1(L) = A_2(L), \quad (26)$$

$$\frac{dA_1}{dx}|_{(x=L)} = \frac{dA_2}{dx}|_{(x=L)}, \quad (27)$$

Условие (26) выполняется при $B=C$, равенство (27) дает $kA = -\chi C$. Таким образом, для области I имеем:

$$A_1(x) = C[-\chi/k \cdot \sin k(x-L) + \cos k(x-L)]. \quad (28)$$

Обозначив при $x=0$ значение функции: $A_1(x)=A_0$, получаем:

$$C = \frac{A_0}{\chi/k \cdot \sin kL + \cos kL}. \quad (29)$$

Подстановка (29) в (28) дает:

$$A_1(x) = \frac{A_0}{\chi/k \cdot \sin kL + \cos kL} \cdot [-\chi/k \cdot \sin k(x-L) + \cos k(x-L)], \quad (30)$$

Полное решение определится уравнениями (9), (24), (28) и (29) и дисперсионными соотношениями (11) и (12).

Подстановка (30) в (21) дает окончательное решение для искомой функции, описывающей колебательное движение системы, моделирующей участок контактной подвески, совершающей вынужденные колебания под воздействием колеблющегося в вертикальном направлении токоприемника:

$$\psi(x) = \frac{A_0}{-\chi/k \cdot \sin kL + \cos kL} \cdot [-\chi/k \cdot \sin k(x-L) + \cos k(x-L)] \cdot \cos \Omega t \quad (31)$$

Знаменатель в последнем выражении при некоторых значениях kL обращается в нуль, что обозначает возрастание амплитуд колебаний, т.е. резонансы. Если учесть затухания, то эти амплитуды не могут быть бесконечно большими. Приравняем знаменатель (10) нулю и преобразуем его к виду:

$$\operatorname{tg} kL = -k/\chi. \quad (32)$$

Это трансцендентное уравнение, решаемое графически. Левая часть равенства представляет бесконечное семейство тангенсоид, правая — прямую линию, точки их пересечения определяют искомые корни уравнения, характеризующие резонансы, как показано на рис.5.

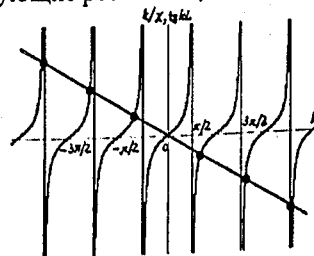


Рис.5. К расчету резонансов в системе взаимодействия токоприемника и контактной подвески

Подставляя (11) и (12) в правую часть (32) где вместо ω_0 использовано соответственно ω_{01} и ω_{02} получаем соотношение, определяющее условие возникновения резонансов в системе контактная подвеска токоприемник для частот ω_{01} , ω_{02} и Ω :

$$\operatorname{tg} \mathcal{K}g = \sqrt{\frac{\Omega^2 - \omega_{01}^2}{\omega_{02}^2 - \Omega^2}} = \sqrt{\frac{(\Omega - \omega_{01})(\Omega + \omega_{01})}{(\omega_{02} - \Omega)(\omega_{02} + \Omega)}}. \quad (33)$$

При условии, что, $\omega_{02} \ll \Omega \ll \omega_{01}$, и последнее выражение очень упрощается:

$$\operatorname{tg} \mathcal{K}g = \sqrt{((\Omega - \omega_{01})/\omega_{02}) \cdot (\Omega/\omega_{02})}. \quad (34)$$

Частоту Ω можно определить следующим образом. Известно, что эластичность контактной подвески η на разных участках пролета различна. Например, у подвески КС-200 в середине пролета $\eta_c = 0,385$ мм/Н, а у опоры она равна $\eta_0 = 0,325$. Поэтому в середине пролета изменение кривой провисания, вызываемое подъемом провода токоприемником обуславливает увеличение силы контактного нажатия F , по сравнению с участком около опоры. Т.к. опоры расположены друг от друга на равном расстоянии $l=65$ м, тогда $\Omega = V/l$, где V – скорость движения электровоза, м/с. Подставляя это значение Ω в (33), можно по заданному значению V определить условия возникновения резонансов.

Числитель и знаменатель можно рассматривать как глубину модуляции колебаний контактной подвески колеблющимся токоприемником. При большом числе гармоник Ω_i , характеризующих собственные колебания токоприемника и кузова электровоза возникают многочисленные резонансы, затрудняющие качество токосъема. Для его улучшения необходимо гашение этих низкочастотных колебаний токоприемника и кузова э.п.с.

Выводы:

1. В статье рассмотрена новая модель, характеризующая взаимодействие токоприемника с контактной подвеской, рассматривающая волну в контактном проводе как «волновой пакет» модулируемый частотой колебания токоприемника Ω .

2. В отличие от модели тонкой струны в предлагаемой модели учитывается масса контактного провода и фактор колебания провода в поле сил тяжести.

3. Получены соотношения, характеризующие дисперсию поперечных волн, а также условия, определяющие возникновение резонансов и зависимости их от скорости движения э.п.с.

4. В качестве практической рекомендации, следующей из рассматриваемой модели, является необходимость подавления низкочастотных колебаний токоприемника и кузова электровоза, что уменьшает ширину полос резонансных частот.

Библиографический список

1. Марквардт К.Г. Контактная сеть. 4-е изд. перераб. и доп. М.: «Транспорт», 1994. -335с.
2. Горелик Г.С. Колебания и волны. М.: 1959.571-с.
3. Беляев И.А., Вологин В.А. Взаимодействие токоприемников и контактной сети. М. «Транспорт», 1983.
4. Лойцянский Л.Г., А.И.Лурье. Курс теоретической механики. Т.1. М. 1989 «Наука». 352-с.
5. Крауфорд Ф. Волны. М.Наука, т.3. 1976, 527 с.

Комаров Ю.Н.,
Евлегина А.А.,
Смирнов Н.В. (ПГУПС),
Епифанова Л.М. (ЗАО НПФ «ЭЛМА-Ко»)

ЛАБОРАТОРИЯ ДЛЯ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

МПС России ожидает от вагоностроительной промышленности изготовленные «под ключ» пассажирские вагоны, которые без ходовых и приемочных испытаний, после поставки, сразу же можно было бы вводить в регулярную эксплуатацию.

Однако опыт последних лет показал, что вагоностроительные заводы, пока не могут поставлять федеральному железнодорожному транспорту вагоны требуемой надёжности.

Так новые вагоны поездов «Невский экспресс», изготовленные ОАО ТВЗ изъяты из эксплуатации из-за постоянных отказов электрооборудования и направлены на завод-изготовитель. Традиционно новое электрооборудование устанавливается в первый опытный образец изготавливаемого вагона. Внесение изменений в конструкцию затруднено из-за необходимости устанавливать новые блоки и модули в принятое компоновочное решение.

Поэтому предлагается разработка и изготовление опытного пассажирского вагона – в виде вагона-лаборатории. Создание опытного вагона в виде вагона-лаборатории позволит иметь места для установки различных систем электрооборудования, и проводить их замену, не будучи связанным с общими планировочными решениями пассажирского вагона, предназначенного для перевозки пассажиров. Это позволит в короткие

сроки вносить изменения в систему электрооборудования заменой блоков и модулей, выбрать из них наилучшие и проводить эксплуатационные испытания систем электрооборудования в различных климатических условиях.

Вагон-лаборатория должна стать полигоном для отработки новых систем электрооборудования и использоваться в дальнейшем для совершенствования вагонов при совершенствовании отдельных компонентов и модулей. Её применение позволит проводить испытательные поездки в любое время и любой продолжительности.

В перерывах между испытаниями вагон-лабораторию можно будет использовать как тренажер для подготовки персонала обслуживающего электрооборудование вагонов новых типов.

Разработка и изготовление пассажирского вагона-лаборатории позволит:

1. Проверить возможность унификации электрооборудования пассажирских вагонов, эффективность модульного исполнения, опробование конструкции оборудования в различных условиях эксплуатации, а также многоуровневую диагностику элементов, конструктивных узлов и комплекса электрооборудования пассажирского вагона и состава в сцепе.

2. Экспериментально подтвердить, что использование нового разработанного модульного оборудования позволит снизить на 25–30% установленную мощность источников и потребляемую электроэнергию в пассажирском вагоне.

3. Испытать комплекс электрооборудования вагона в интересах эксплуатирующих организаций по минимизации затрат на техническое содержание, оценить уровень надежности и глубину диагностирования, а также проверить возможность проведения технического обслуживания и подготовки в рейс вагонов не только индивидуально, но и в пассажирском составе.

Научно-технической целью разработки вагона-лаборатории является создание национальной технологической базы, позволяющей проводить натурные испытания принципиально нового электрооборудования для перспективных пассажирских вагонов, основанного на использовании энергосберегающих технологий. Использование вагона-лаборатории позволит поддерживать на мировом уровне научно-технический потенциал уникальных испытательных средств, существенно снизить затраты на разработку и создание конкурентоспособной наукоёмкой продукции.

В настоящее время, изготовленное электрооборудование испытывается на стационарных стендах, и устанавливаются на первых изготовленных образцах пассажирских вагонов. После проведения поездных испытаний вагон ставится на серийное производство.

Изготовители стремятся получить данную информацию путём исследований опытных образцов и макетов, при которых пытаются моделировать разнообразные эксплуатационные ситуации. Однако они не в состоянии воссоздать весь сложный комплекс задач, решаемых эксплуатационными технологиями.

Ими нельзя заменить эксплуатационные испытания, при которых на элементы конструкции воздействует комплекс реальных нагрузок, возникающих в результате взаимодействия с инфраструктурой. Нередки случаи, когда подсистемы и компоненты, которые прошли испытания на стендах и были признаны годными для эксплуатации в соответствие с нормативными документами, выходили из строя.

Известно использование вагонов-лабораторий для проведения ходовых, тормозных и прочностных испытаний подвижного состава. НИИЭФ создал вагон-лабораторию для испытаний контактной сети. Однако вагона-лаборатории для испытания электрооборудования нет, а в современных пассажирских вагонах электрооборудование – это одна из проблем комфорта пассажиров.

В мировой практике аналогов вагона-лаборатории для испытания комплекса электрооборудования не обнаружено.

Вагон-лаборатория для испытания систем даст возможность создания современных пассажирских вагонов с повышенными показателями надежности электроснабжения, тем самым устранить проблемы существующих комплексов электрооборудования вагона в целом. Данное решение является экономически целесообразным, т.к. на одном вагоне может испытываться комплекс различных систем электрооборудования.

Создание лаборатории соответствует направлению на повышение научно-технического уровня технологий экспериментальной отработки и испытаний, модернизации испытательных комплексов и стендов.

Создание данного опытного вагона-лаборатории позволит иметь практический опыт работы электрооборудования в условиях приближенных к реальным и провести комплексные испытания электрооборудования, их механическую, электрическую и электромагнитную совместимость.

Научная новизна состоит в создании вагона-лаборатории, позволяющего проводить комплексные натурные испытания новых систем электрооборудования блочно-модульного типа, отличающихся повышенной технологичностью, низкой ценой и высокой надежностью, а также современной элементной базой (новейших типов электрических машин, микропроцессоров, электро- и радиоэлементов и пр.).

Отличием вагона-лаборатории является специальная конструкция электрооборудования, позволяющая легко сменять блоки и модули, вносить изменения в соединения электрических цепей.

Для создания вагона-лаборатории могут быть использованы прототипы пассажирских вагонов модели 61 – 532, 41-70, 95 – 10, 41 - 86.

Проект вагона-лаборатории состоит в перепланировке межобластного вагона модели 61-532, модернизация помещений для оборудования и персонала (рис. 1) с целью установки на нём блоков электрооборудования.

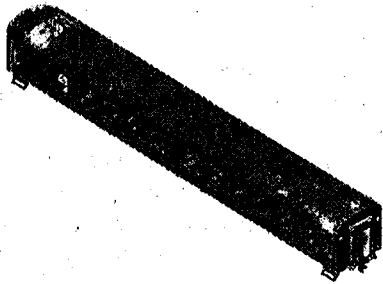


Рис. 1 Общий вид кузова вагона-лаборатории

Основные технико-экономические параметры и размеры вагона:

- | | |
|---|-------|
| 1. Ширина колеи, мм..... | 1520 |
| 2. Тара вагона, т..... | 48 |
| 3. Конструкционная скорость, км/ч..... | 160 |
| 4. Габарит (ГОСТ 9238)..... | 1-ВМ |
| 5. Длина вагона наружная, мм..... | 23962 |
| 6. Длина вагона по осям сцепления автосцепок, мм..... | 24537 |
| 7. Ширина вагона, мм..... | 3106 |
| 8. Энергоснабжение – ЭВ.44.03, В..... | 3000 |
| | 110 |

Разрабатывается вагон на основе созданных современных моделей пассажирских вагонов, выпускаемых АОЗТ «Вагонмаш» и ОАО «ТВЗ» и содержит следующие основные части: металлоконструкцию кузова; автосцепное оборудование, переходные площадки, подножки, поручни; ходовые части; тормозное оборудование; кондиционирование и отопление; водоснабжение; электрооборудование; окна и двери; помещения вагона с применением экологически чистых и пожаробезопасных материалов.

Кузов вагона несущей конструкции – цельнометаллический, сварной, с теплоизоляцией и облицовкой, выполненной из труднотгорючих материалов.

Вагон оборудован помещениями, где находится испытательное оборудование, приборы контроля и диагностирования установленного опытного комплекса электрооборудования, а также для отдыха испытателей и обслуживающего персонала (рис.2).

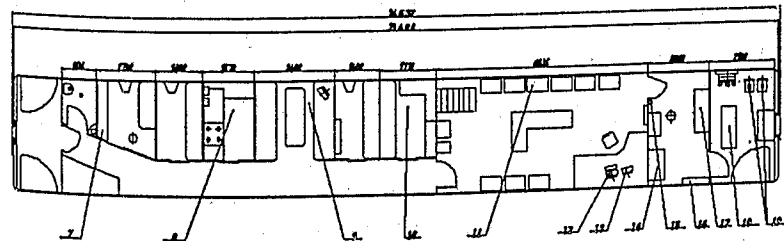
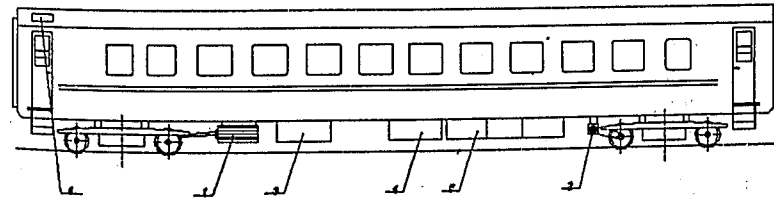


Рис. 2 Ориентировочная планировка вагона-лаборатории:

- 1- генератор с приводом от средней части оси колёсной пары;
- 2- генератор с приводом от торца оси колёсной пары;
- 3- модуль низковольтного оборудования;
- 4- автоматический инвертор;
- 5- аккумуляторная батарея;
- 6- вентилятор;
- 7- устройства водопользования;
- 8- кухня;
- 9- столовая;
- 10- комната отдыха работников;
- 11- стенды для экспресс испытаний комплекса электрооборудования;
- 12- монитор (ЭВМ);
- 13- телевизор;
- 14- стойка силовая;
- 15- поездная радиостанция;
- 16- средства пожаротушения;
- 17- инвертор;
- 18- дизель-генератор;
- 19- компрессор.

Ходовые части оборудуются опытными генераторами. Предусматривается возможность установки приводов как от средней части оси так торцов шейки.

В качестве исследуемого электрооборудования устанавливаются модуль энергоузла вагона с отбором энергии от оси колесной пары в

составе – механическая передача (МП), электромашинный генератор (ЭМГ), статический преобразователь (СП) и управляющее устройство (УУ); модуль для размещения аккумуляторной батареи в вагоне в виде ящиков (боксов) с подогревом, вентиляцией и средствами пожаротушения и электрозащиты; модуль для размещения аппаратуры и оборудования подключения вагона к стационарной сети и низковольтной поездной магистрали 3/N 400/230 В 50 Гц; модуль зарядки вагонной аккумуляторной батареи; модуль пульта управления электрооборудованием вагона; модуль для размещения высоковольтной аппаратуры; блок контроля и диагностики основного оборудования вагона; блок автономного инвертора DC/AC 110 В/220 В 50 Гц; блок технологических устройств вагона (СКНБ, противоюзное устройство, устройство контроля за уровнем заряженности аккумуляторной батареи, коммутационных перенапряжений и т.п.); блок индивидуального кондиционера для купе пассажирского вагона; блок вагонного вентилятора с бесконтактным управляемым двигателем.

В мировой практике аналогов таких вагонов-лабораторий для испытания комплекса электрооборудования не найдено. В России необходима разработка вагона-лаборатории в связи со спецификой российских климатических условий, обширностью территорий и различными условиями эксплуатации.

Сапожников А.Н. (ПГУПС)

СИНТЕЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ УЗЛОВ КРЕПЛЕНИЯ КОНТРЕЙЛЕРА НА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ

Материалы, опубликованные в ведущих мировых транспортных изданиях, позволяют судить о том, что в настоящее время наметилась тенденция роста объема смешанных перевозок во всех странах, особенно в Европе в связи с созданием общеевропейского внутреннего рынка. Стимулирующим фактором увеличения объема смешанных перевозок является также открытие туннеля под Ла-Маншем и проводимые Россией совместно с европейскими фирмами мероприятия по организации транспортных коридоров «Восток-Запад» и «Север-Юг». Это приведет к возникновению острой потребности в железнодорожном подвижном составе для контрейлерных перевозок во всем мире, и особенно в России и ближнем зарубежье, так как современный парк такого специализированного подвижного состава очень мал.

Одновременно с этим, методологическая база вагоностроения не располагает средством проектирования вагонов для контрейлерных перевозок реализующего комплексный подход, учитывающий динамическое взаимодействие груза со специализированным подвижным

составом. В связи с этим, особое значение приобретает теоретически обоснованный выбор рациональной конструкции вагона для контрейлерных перевозок в целом и параметров устройства закрепления автомобильного подвижного состава на вагоне в частности, обеспечивающий требуемые эксплуатационные показатели и безопасность движения.

В связи с этим, автором предлагается научно-обоснованный методологический инструмент выбора параметров вагонов для перевозки контрейлеров в виде алгоритма. Данный алгоритм характеризуется учетом динамических свойств контрейлера с использованием современного математического аппарата и последующее использование результатов динамических расчетов при оценке напряженно-деформированного состояния конструкции.

Алгоритм (рис. 1) синтеза конструкции узлов вагона обеспечивающих установку и крепление контрейлера на открытом подвижном составе включает в себя семь этапов:

1. Создание блочно-модульной модели контрейлерного подвижного состава.
2. Анализ предполагаемых условий эксплуатации проектируемого подвижного состава.
3. Предварительный синтез топологии вагона.
4. Определение диапазона рациональных силовых параметров узлов вагона для крепления контрейлера.
5. Синтез обобщенного конструктивного исполнения устройств крепления контрейлера.
6. Определение нагруженности устройств крепления контрейлера.
7. Разработка окончательного конструктивного исполнения устройств крепления.

Первый этап был выполнен на основе обзора и анализа существующих конструкций подвижного состава для контрейлерных перевозок.

Второй этап исследования содержал анализ научно-технической и нормативной литературы, а также опыта эксплуатации современного железнодорожного подвижного состава на сети Российских железных дорог.

Третий этап включает в себя уяснение потребности и цели проектирования (с использованием современных наработок теории игр и линейного программирования), на основе блочно-модульной модели вагона для контрейлерных перевозок, предполагаемых условий эксплуатации, а также опыта проектирования и эксплуатации подобного подвижного состава.

Четвертый этап предполагает проведение теоретического исследования поведения динамической системы «вагон-контрейлер» при

помощи методов математического моделирования с использованием прикладного программного комплекса MEDYNA. Целью данного исследования является обоснованный выбор диапазона рациональных силовых параметров узлов крепления. Для этого необходимо изучение поведения динамической системы «вагон-контрейлер» и выявление зависимостей между ее основными силовыми и геометрическими параметрами. К этим параметрам относятся: собственные частоты колебаний контрейлера; собственные частоты колебаний вагона с устройствами крепления контрейлера; свободно-колеблющаяся масса контрейлера, способная совершать колебания относительно рамы вагона и узлов крепления; масса рамы вагона; коэффициенты демпфирования колебаний контрейлера установленного на вагоне-платформе с помощью узлов крепления; моменты инерции контрейлера и вагона относительно оси, перпендикулярной продольной плоскости симметрии вагона. Результатом этого этапа стало определение диапазона рациональных геометрических и жесткостных параметров функциональных блоков вагона, обеспечивающих крепление контрейлера.

На следующем этапе была сформирована обобщенная конструктивная схема узлов вагона для крепления полуприцепа.

Шестой этап исследования позволил оценить обобщенную конструктивную схему с точки зрения критериев прочности, основываясь на требованиях к конструкции со стороны окружающей среды. На этом этапе из множества факторов окружения выявляются те, которые являются существенными для обеспечения несущей способности конструкции при минимальной массе. Здесь происходит определение критериев, которым должна удовлетворять конструкция и переменные параметры, служащие для приведения системы крепления контрейлера на вагоне-платформе в состояние наиболее полно удовлетворяющее обозначенным ранее критериям прочности.

Для проведения такого анализа создается расчетная математическая модель. Она должна в максимальной степени удовлетворять двум условиям: простота и адекватность. В настоящее время наиболее широко известным и общепринятым методом численного математического моделирования для исследования прочности конструкций, является метод конечных элементов (МКЭ). Этот метод нашел самое широкое применение при решении разнообразных задач математической физики: распространение тепла и электромагнитных волн, гидромеханика, расчет электрических цепей и так далее, однако наибольшее распространение метод получил при решении задач механики твердого тела [1, 2].

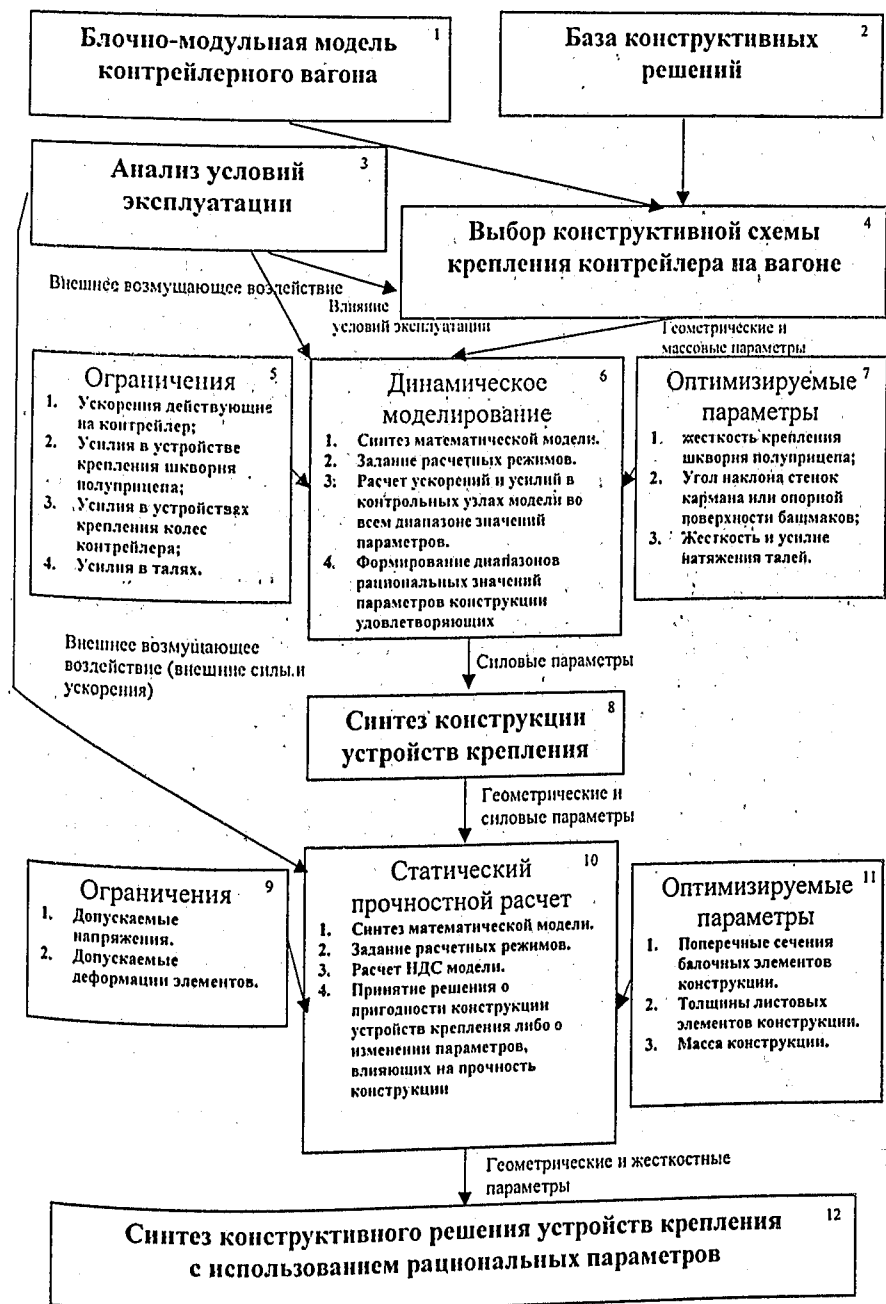


Рис. 1. Алгоритм синтеза конструкции узлов вагона для контрейлерных перевозок

При создании модели должны учитываться различные степени идеализации конструкции с использованием объемных, пластинчатых и стержневых конечных элементов. При наличии в исследуемой системе нелинейных связей они заменяются соответствующими линейными, как описано в литературе [3, 4].

В качестве исходных данных для проведения прочностного расчета, необходимо разработать комплекс расчетных случаев приложения нагрузок. Этот комплекс формируется в результате анализа эксплуатационных факторов окружения системы «вагон-контрейлер».

Далее производится серия расчетов по алгоритму МКЭ с использованием созданной модели и комплекса расчетных случаев. Результатами расчетов являются поля распределения напряжений и значения деформаций в элементах устройств крепления при критичных с точки зрения прочности конструкции режимах эксплуатации вагона-платформы с закрепленным на нем контрейлером.

На следующем этапе производится анализ полученных напряжений и деформаций и делается вывод о рациональности параметров конструкции крепления на основе соотношения их с принятыми ранее критериями прочности. При отрицательном заключении о рациональности конструкции, производится итеративная процедура выбора параметров конструкции, обеспечивающих принятые условия прочности.

Заключительным этапом является окончательная оценка параметров и синтез конструктивных элементов для обеспечения удовлетворения всех требований окружающей среды системы «вагон-контрейлер» включая и те, которые не принимались в расчет на предыдущих этапах работы ввиду их меньшей значимости по сравнению с такими требованиями как безопасность движения и сохранность груза. Перечень этих требований приводится заказчиком разработки в техническом задании, однако, такие требования к конструкции как эргономические, экологические и технологические являются очевидными.

С использованием разработанного автором алгоритма был проведен комплекс теоретических исследований с целью выбора параметров вагона-платформы для перевозки автомобильных полуприцепов. Частично, результаты этих исследований были использованы при совместной работе кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» ПГУПС и ВЧД-5 Октябрьской железной дороги по созданию вагона-платформы модели 13-9004М для перевозки крупнотоннажных контейнеров, колесной техники и автомобильных полуприцепов.

Библиографический список

1. Бирюков Д.Б., Постоев В.С. Метод конечных элементов в напряжениях, СПб: АООТ «НПО ЦКТИ», 1999, - 187 с.

2. Соколов А.М. Прочность несущих конструкций специализированных вагонов с регулируемой разгрузкой, Дисс. на соиск. уч. степ. к.т.н., СПб.: ПГУПС, 1999. - 114 с.

3. Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. - М.: Наука, 1976. - 432 с.

4. Математическое моделирование колебаний транспортных средств / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, В.С. Иккол и др. - Киев: Наук. думка, 1989. - 240 с.

Монсеев В.И.,
Плакс А.В.,
Осипов С.А.,
Комарова О.А. (ПГУПС)

ИМПЕДАНСНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТОКОПРИЕМНИКОВ И КОНТАКТНОЙ СЕТИ

Скоростные свойства контактной подвески определяются многими конструктивными параметрами. В дальнейшем в качестве критерия для оценки взаимодействия токоприемника электроподвижного состава (э.п.с.) и контактной подвески рассматривается механический импеданс Z . Известно, что если уравнения движения, описывающие колебательную систему со многими степенями свободы линейны, то установившаяся реакция системы на гармоническое возмущение представляет собой гармоническое колебание, происходящее с частотой возмущения. Поэтому импедансный метод применим к сложным системам, таким как контактная сеть. Его достоинством является существенное упрощение расчетов установившихся колебаний системы. Механический импеданс системы определяется как вектор на комплексной плоскости модуль, которого равен отношению амплитуды внешней силы к амплитуде скорости, а угол с начальным направлением - разности фаз между силой и скоростью. Механический импеданс Z является:

1. Комплексной величиной [3] и, в общем случае, состоит из трех компонент: инерциального, демпфирования и упругости, которыми учитываются инерционные массы, диссипативные эффекты и упругие силы в колебательной системе. Все эти компоненты присутствуют как в контактной подвеске, так и в токоприемнике.

2. В наибольшей мере качество токосъема ухудшается при возникновении резонансных явлений. Именно при резонансах инерциальная и упругая составляющие импеданса уравниваются, и остается лишь активная составляющая, определяемый силами трения, расчет которой сравнительно прост и будет рассматриваться ниже.

3. Токосприемник создает нажатие на контактный провод, со стороны подвески на него действует сила реакции, равная произведению отжигания контактного провода на импеданс. При этом участки подвески в середине пролета и у опор, где на токосприемник действуют различные избыточные силы сопротивления можно характеризовать распределенным и сосредоточенным импедансом соответственно.

4. Поглощение, отражение и пропускание волн, распространяющихся в контактной сети, можно описать, используя понятие о несогласовании импедансов на разных ее участках.

На рис.1 показана конфигурация контактного провода, отжимаемого токосприемником в системе координат, начало которой совмещено с ползком токосприемника. Ползод перемещается вдоль оси x , а вертикальное смещение контактного провода происходит вдоль оси y . Волны распространяются в положительном и отрицательном направлениях оси x .

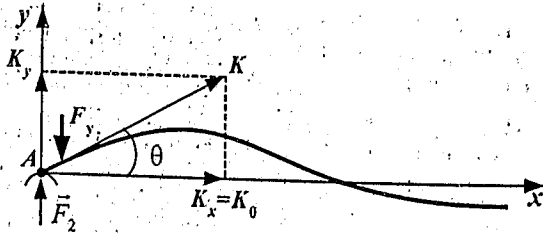


Рис.1 Конфигурация контактного провода, отжимаемого токосприемником. Образование бегущей поперечной волны

Сила натяжения провода K в точке $x=0$ направлена по касательной к проводу и образует малый угол θ с осью x . Проекции вектора K на координатные оси равны:

$$\begin{aligned} K_y &= K \cdot \sin \theta = K \cdot \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \theta; \\ K_x &= K_0 = K \cdot \cos \theta, \end{aligned} \quad (1)$$

где K_0 — сила натяжения провода, при его равновесном состоянии, Н.

Фазовая скорость V_ϕ , вертикальных волн, м/с и импеданс Z_n подвески, Н·с/м, определяются соотношениями [1]:

$$V_\phi = \sqrt{K_0 / \rho_0}, \quad (2)$$

$$Z_n = \sqrt{K_0 \cdot \rho_0}, \quad (3)$$

где ρ_0 — масса единицы длины контактного провода, кг/м.

Колебания, передаваемые движущимся токосприемником, распространяется волной по контактному проводу, при этом импеданс Z_n

характеризует скорость, с которой энергия колебаний распространяется вдоль провода. Составляющая силы F_y , с которой провод действует на ползод токосприемника, по третьему закону Ньютона равна $F_y = -K_y$, т.е.

$$F_y = K \cdot \sin \theta = K \cdot \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \theta, \text{ а так как по геометрическому смыслу}$$

производной $\operatorname{tg} \theta = \frac{\partial \psi}{\partial x}$, то:

$$F_y = K_0 \frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (4)$$

Контактную подвеску характеризуют при расчетах сосредоточенной массой, что не всегда приводит к требуемой точности. Вместо сосредоточенной массы будем использовать понятие эквивалентное сопротивление, этим термином определяется устройство, реакция которого противоположна по направлению приложенной к нему силе и пропорциональна скорости вертикального движения контактного провода:

$$F_c = -Z_c \frac{\partial \psi(0, t)}{\partial t}. \quad (5)$$

Эквивалентное сопротивление является вспомогательной величиной, применяемой при рассмотрении условий согласований импедансов. Когда импедансы подвески и эквивалентного сопротивления равны, оно заменяет собой продолжение подвески, и падающие волны от него не отражаются.

Под действием токосприемника в проводе возникают волны:

$$\psi(x, t) = A \cos(\omega t \mp kx), \quad (6)$$

где знак «-» определяет волну, движущуюся в положительном, а знак «+», отрицательном направлении оси x , здесь A — амплитуда волны, а $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ —

волновое число, определяемое длиной волны λ , 1/м.

Дифференцирование (6) по переменным x и t дает соотношения:

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = kA \sin(\omega t - kx), \quad (7)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} = -\omega A \sin(\omega t - kx). \quad (8)$$

Учитывая, что фазовая скорость равна $V_\phi = \omega/k$ из (7) и (8) получаем:

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = -\frac{1}{V_{\phi}} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial t} \quad (9)$$

Подставляя (9) в (4) и используя (3) имеем:

$$F = Z_n \frac{\partial \psi(0, t)}{\partial t} \quad (10)$$

Пусть при некотором «граничном» значении силы $F_{гр}$, действующей со стороны токоприемника на контактный провод выполняется условие $Z_c = Z_n = \sqrt{K_0 \cdot \rho_0}$, при котором волна, падающая на эквивалентное сопротивление от него, не отражается. Согласно (10) эта сила равна:

$$F_{гр} = -Z_n \frac{\partial \psi_{пад}(0, t)}{\partial t} \quad (11)$$

При рассогласовании импедансов эквивалентного сопротивления и подвески падающая на это сопротивление волна отражается от него. Результирующую силу, действующую, на подвеску определим так:

$$F = F_{гр} + F_{изб} \quad (12)$$

где $F_{изб}$ — некоторая «избыточная сила», возбуждающая отраженную волну, Н.

Для отраженной волны справедливо соотношение, аналогичное (11), тогда:

$$F_{изб} = +Z_n \frac{\partial \psi_{отр}(0, t)}{\partial t} \quad (13)$$

Подставляя (13) и (11) в (12) получим выражение полной силы:

$$F = -Z_n \frac{\partial \psi_{пад}(0, t)}{\partial t} + Z_n \frac{\partial \psi_{отр}(0, t)}{\partial t} \quad (14)$$

Но согласно (5) полная реакция эквивалентного сопротивления определяется произведением скорости точки, в которой происходит контакт полоза токоприемника с проводом на $-Z_c$, притом, что скорость этой точки определяется наложением скоростей от падающей и отраженной волн:

$$\frac{\partial \psi(0, t)}{\partial t} = \frac{\partial \psi_{пад}(0, t)}{\partial t} + \frac{\partial \psi_{отр}(0, t)}{\partial t} \quad (15)$$

Подставляя (15) в (10) получаем силу, действующую со стороны подвески на токоприемник, которая компенсирует вертикальную составляющую контактного нажатия:

$$F = Z_c \frac{\partial \psi(0, t)}{\partial t} = Z_c \frac{\partial \psi_{пад}(0, t)}{\partial t} + Z_c \frac{\partial \psi_{отр}(0, t)}{\partial t} \quad (16)$$

Приравнивая правые части (14) и (15) находим:

$$-Z_n \frac{\partial \psi_{пад}}{\partial t} + Z_n \frac{\partial \psi_{отр}}{\partial t} = Z_c \frac{\partial \psi_{пад}}{\partial t} + Z_c \frac{\partial \psi_{отр}}{\partial t},$$

т.е.

$$\frac{\partial \psi_{отр}(0, t)}{\partial t} = \left[\frac{Z_n - Z_c}{Z_n + Z_c} \right] \frac{\partial \psi_{пад}(0, t)}{\partial t} \quad (17)$$

Ниже будем рассматривать вопросы согласования импедансов неоднородной подвески, часть этой подвески при рассмотрении заменяется амортизатором. Для удобства изложения индексы «п» и «с» будут заменены на цифровые индексы «1» и «2», так что формулу (17) перепишем в виде:

$$\frac{\partial \psi_{отр}(0, t)}{\partial t} = \left[\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right] \frac{\partial \psi_{пад}(0, t)}{\partial t} \quad (18)$$

Интегрируя это соотношение по времени, получаем:

$$\psi_{отр}(0, t) = \left[\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right] \psi_{пад}(0, t) \quad (19)$$

Величина:

$$R_{1,2} = \frac{\psi_{отр}(0, t)}{\psi_{пад}(0, t)} = \left[\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right], \quad (20)$$

являться коэффициентом отражения падающей волны от эквивалентного сопротивления (для смещения провода ψ). Очевидно что, $-1 < R_{1,2} < +1$.

Отраженная волна описывается произведением (6) на (20):

$$\psi_{отр}(-x, t) = R_{1,2} \cdot A \cos(\omega t + kx) \quad (21)$$

Смещение данной точки подвески $\psi(x, t)$ определяется суперпозицией падающей (6) и отраженной (21) волн:

$$\psi(x, t) = \psi_{пад}(x, t) + \psi_{отр}(x, t) = A \cos(\omega t - kx) + R_{1,2} \cdot A \cos(\omega t + kx) \quad (22)$$

При колебаниях контактного провода интерес представляет не только смещение $\psi(x, t)$, но и скорость поперечного движения $\frac{\partial \psi(x, t)}{\partial t}$, и

поперечная составляющая натяжения $-K_0 \frac{\partial \psi(x, t)}{\partial t}$, являющаяся «возвращающей» силой, определяющей колебания контактного провода. Из (22) имеем:

$$\psi_{\text{пад}}(x,t) = A \cos(\omega t - kx); \quad \psi_{\text{отр}}(x,t) = +R_{1,2} \cdot A \cos(\omega t + kx), \quad (23)$$

$$\frac{\partial \psi_{\text{пад}}}{\partial t} = -\omega A \sin(\omega t - kx); \quad \frac{\partial \psi_{\text{отр}}}{\partial t} = -R_{1,2} \omega A \sin(\omega t - kx), \quad (24)$$

$$\frac{\partial \psi_{\text{пад}}}{\partial x} = kA \sin(\omega t - kx); \quad \frac{\partial \psi_{\text{отр}}}{\partial x} = -R_{1,2} kA \sin(\omega t - kx). \quad (25)$$

Из (18) и (19) видно, что коэффициент отражения для смещения ψ и скорости $\frac{\partial \psi(x,t)}{\partial t}$ равен $R_{1,2}$, а для возвращающей силы - $R_{1,2}$:

$$R_{\text{смещ}} = R_{\text{скор}} = R_{1,2} = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2}; \quad R_{\text{силы}} = -R_{1,2} = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_1 + Z_2}. \quad (26)$$

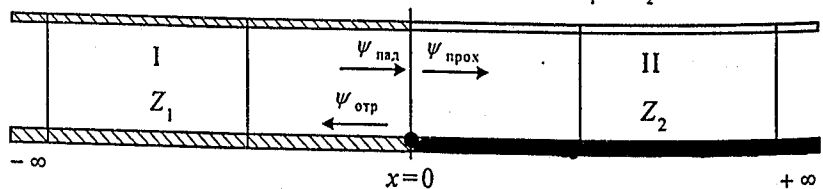


Рис.2. Прохождение волны через неоднородность в контактной подвеске

Рассмотрим прохождение волн через неоднородную подвеску (рис.2.). Выделим области I $(-\infty, 0)$, и II $(0, \infty)$, где импедансы подвески Z_1 и Z_2 соответственно. Пусть волна движется из области I в область II. Очевидно, что если область II заменить согласованным с ней эквивалентным сопротивлением, то характер движения волны не изменится и коэффициенты отражения (26) будут определять волну, отраженную от границы $x=0$ обратно в область I. (При обратном движении волны коэффициенты отражения (26) будут иметь противоположные знаки).

Условия непрерывности для смещения, скорости и возвращающей силы слева и справа от границы $x=0$ имеют вид:

$$\psi_1(-0, t) = \psi_2(+0, t), \quad (27)$$

$$\frac{\partial \psi_1(-0, t)}{\partial t} = \frac{\partial \psi_2(+0, t)}{\partial t}, \quad (28)$$

$$K_1 \frac{\partial \psi_1(-0, t)}{\partial x} = K_2 \frac{\partial \psi_2(+0, t)}{\partial x}. \quad (29)$$

Волна $\psi_1(x,t)$, движущаяся из области I частично отражается в точке $x=0$. Пройдя в область II волна будет иметь меньшую амплитуду, и описываться выражением:

$$\psi_2(x,t) = T_{1,2} \psi_0 \cdot \cos(\omega t - kx), \quad (30)$$

где $0 < T_{1,2} < 1$ - коэффициент прохождения для амплитуды.

Исходя из закона сохранения энергии, можно записать:

$$R_{1,2} + T_{1,2} = 1. \quad (31)$$

Так как $-1 < R_{1,2} < +1$, то $T_{1,2}$ удовлетворяет $0 \leq T_{1,2} \leq 2$.

Аналогичные соотношения получаются для обратного движения волны из области II в область I.

Рассмотрим, какой эффект дает согласование импедансов на разных участках подвески на примере движения электропоезда, имеющего три элемента взаимодействующих с контактной подвеской (рис.3) и находящихся на расстоянии L друг от друга. Из этих элементов, например, два токоприемника, имеют координаты $x=0$ и $x=L$, а в головной части э.п.с. в точке с координатой $x=2L$, расположен третий элемент - датчик контактного нажатия, воздействующим на устройство аварийного опускания токоприемников. Опускание токоприемников осуществляется при столкновении с консолями, посторонними предметами и т.д.

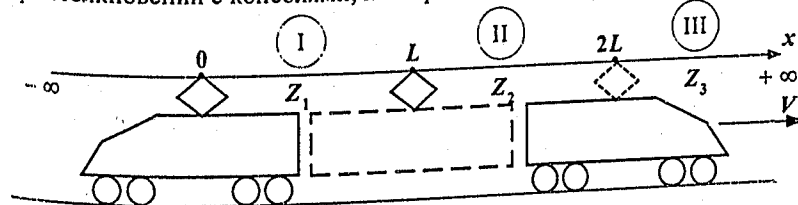


Рис.3 Подавление вертикальных волн в контактной подвеске системой из двух токоприемников и устройством их аварийного опускания

Выделим три области I, II и III имеющие близкие, но различные значения импедансов Z_1, Z_2 , и Z_3 соответственно.

Различие импеданса подвески в областях II и III обусловлено тем, что область III является невозбужденной, скорость поперечного движения контактного провода в ней мала или равна нулю, тогда как в области I она существенно больше из-за интенсивных поперечных волн. При согласовании импедансов между областями I и III можно добиться того, что волны возбуждаемые обоими токоприемниками будут противофазными и при наложении станут гасить друг друга. Это существенно повысит качество токосъема при высоких скоростях движения.

Пусть выполняется условие $Z_1 > Z_2 > Z_3$, а в точке $x=2L$ первым элементом возбуждается вертикальная волна. При этом в соответствии с (20) имеем два коэффициента отражения в точках $x=L$ и $x=0$, имеющие одинаковый знак:

$$R_{2,3} = \frac{Z_2 - Z_3}{Z_2 + Z_3} = \frac{1 - Z_2/Z_3}{1 + Z_2/Z_3}, \quad (32)$$

$$R_{1,2} = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{1 - Z_2/Z_1}{1 + Z_2/Z_1}. \quad (33)$$

Рассмотрим эффект наложения отраженных волн. В точке $x=L$ падающая волна частично отражается с коэффициентом $R_{2,3}$ и частично проходит с коэффициентом $T_{2,3}$. Прошедшая волна доходит до границы $x=0$, где частично отражается с коэффициентом $R_{1,2}$ (и частично проходит в область $x \rightarrow -\infty$). Волна, отраженная от границы $x=0$ распространяется по оси x и проходит границу $x=2L$ с коэффициентом $T_{1,2}$. Таким образом, имеем выражения для трех волн, падающей и двух отраженных:

$$\psi_{\text{пад}}(x, t) = A \cos(\omega t + kx), \quad (34)$$

$$\psi_{\text{отр в } x=L}(x, t) = +R_{1,2} \cdot A \cos(\omega t - kx), \quad (35)$$

$$\psi_{\text{отр в } x=0}(x, t) = T_{1,2} R_{2,3} \cdot T_{2,3} \cdot A \cos(\omega t - kx - 2kL). \quad (36)$$

Здесь $-2kL$ представляет собой изменение фазы волны при прохождении расстояния $2L$, знак минус указывает на отставание по фазе.

В рассматриваемой задаче импедансы Z_1 , Z_2 и Z_3 очевидно мало отличаются друг от друга и поэтому первые две отраженные волны преобладают по сравнению с другими волнами, полученными при многократных отражениях. Таким образом, при малом $T_{1,2} \cdot T_{2,3}$ отраженная волна будет описываться формулой:

$$\psi_{\text{отр}}(x, t) = R_{1,2} \cdot A \cos(\omega t - kx) + R_{2,3} \cdot A \cos(\omega t - kx - 2kL). \quad (37)$$

Пусть импедансы удовлетворяют условию:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{Z_2}{Z_3}, \text{ т.е. } Z_2 = \sqrt{Z_1 \cdot Z_3}. \quad (38)$$

Из (32) и (33) видно, что при этом $R_{1,2} = R_{2,3}$, тогда из (37) следует:

$$\psi_{\text{отр}}(x, t) = R_{1,2} A \cdot [\cos(\omega t - kx) + \cos(\omega t - kx - 2kL)]. \quad (39)$$

Задача гашения отраженной волны решается в том случае, если выражение в квадратных скобках будет равно нулю. Очевидно, для этого необходимо, чтобы выполнялось $2kL = \pi$ или, что тоже самое $L = \lambda/4$.

Волна, создаваемая рассматриваемыми элементами э.п.с. не будет распространяться в область II, если импеданс этой области отвечает

условию (38). Такой же результат можно получить для области I, если э.п.с. движется в противоположном направлении, притом, что в уравнении (38) Z_1 и Z_2 меняются местами.

Выводы

Для описания взаимодействия системы токоприемник – контактная подвеска предлагается новая методика, в которой в качестве параметров используются импедансы контактной подвески. Показаны возможности подавления вертикальных волн в контактной подвеске и повышение качества токосъема рациональной установкой токоприемников. Возможна установка датчика контактного нажатия, управляющего системой аварийного опускания токоприемников при столкновении с препятствиями. Рациональная установка обеспечивается условием согласования импедансов. Согласование импедансов на разных участках контактной подвески обеспечит оптимальный токосъем электропоезда имеющего большое количество токоприемников.

Библиографический список

1. Крауфорд Ф. Волны. -М.: Наука, т.3., 1976.- 527 с.
2. Беляев И.А. Взаимодействие токоприемника и контактной сети при высоких скоростях движения. -М.: Транспорт, 1968.- 160с.
3. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. 1966.-507.

Соколов А.М.,
Сувернев М.Н. (ПГУПС)

СОЗДАНИЕ ВАГОНА - ЦИСТЕРНЫ ДЛЯ ПЕНТАНА С НОВОЙ СХЕМОЙ ОПИРАНИЯ КОТЛА НА РАМУ

Для создания новой цистерны рамной конструкции с жестким опиранием котла на раму на первом этапе был произведен обзор и анализ существующих конструктивных схем консольных частей вагонов-цистерн, созданных в Соединенных Штатах Америки, западноевропейских странах: Германии, Франции, Великобритании.

На основании обзора при помощи морфологического метода была проведена классификация вагонов-цистерн и были определены основные конструктивные схемы жесткого крепления котла на раме:

1. Вагоны-цистерны с жестким опиранием котла на шкворневую балку.

Данная силовая схема характерна для вагонов постройки США, где подвижной состав рассчитан на взаимодействие посредством центральной автосцепки со значительными продольными усилиями. При этом вагоны

рамной конструкции эксплуатируются в США крайне мало, и используются они в основном для малоопасных грузов.

2. Вагоны-цистерны с опиранием котла на боковые балки консоли через диафрагмы.

Данный тип силовой схемы характерен для подвижного состава, предназначенного для эксплуатации на дорогах стран МСЖД, где вагоны взаимодействуют в основном посредством буферных комплектов и упряжи, для которых характерны меньшие продольные усилия взаимодействия и несколько иная схема приложения продольных нагрузок.

Отечественные железнодорожные перевозки, в отличие от американских и европейских, имеют свою специфику, а именно:

- высокие продольные нагрузки, возникающие в результате эксплуатации вагонов на сортировочных горках, взаимодействия вагонов с повышенными скоростями при спуске с горок, при неисправных замедлителях и т.п.;
- широкий диапазон температур вследствие климатических особенностей территории, где производится эксплуатация вагонов-цистерн;
- ненормативная эксплуатация вагона с превышением рабочего давления, имеющая место при нарушении технологии погрузки-выгрузки.

Таким образом, при эксплуатации в данных условиях котел вагонов-цистерн подвержен частым и значительным деформациям относительно рамы, и при использовании жесткой конструкции опирания в опорных зонах возникают высокие напряжения, приводящие к разрушению конструкции в месте крепления котла.

По результатам обзора не обнаружено известных технических решений, учитывающих отечественную специфику эксплуатации вагонов-цистерн, с несущей хребтовой балкой, удовлетворительно реализующих жесткое опирание котла на раму (без лежневых брусков) и раздельность деформаций котла и рамы.

С учетом требований заказчика и по результатам настоящего исследования была предложена новая несущая конструкция вагонов-цистерн, имеющего следующие конструкционные признаки:

- несущую центральную хребтовую балку;
- жесткое опирание котла на раму;
- раздельность деформаций (в т.ч. температурных) котла и рамы;
- усиленный шкворневой узел;
- облегченную конструкцию котла с подкрепляющими элементами.

Предложенная конструкция позволяет котлу, опирающемуся на фальшднище, соединенное с рамой вагона в консольной части, деформироваться в продольном направлении за счет упругости фальшднища.

Так как предлагаемый узел крепления получается высоконагруженным, то требуется уменьшить воздействие на него вертикальной динамики. Для этого необходимо реализовать передачу вертикальной нагрузки на шкворневую балку и в тоже время позволить котлу свободно деформироваться в продольном направлении. С этой целью опирание котла в шкворневом сечении производится на опоры листового типа без установки поперечных связей. Конструктивная схема опирания котла с помощью фальшднища и шкворневых вертикальных листов показана на рисунке 1.

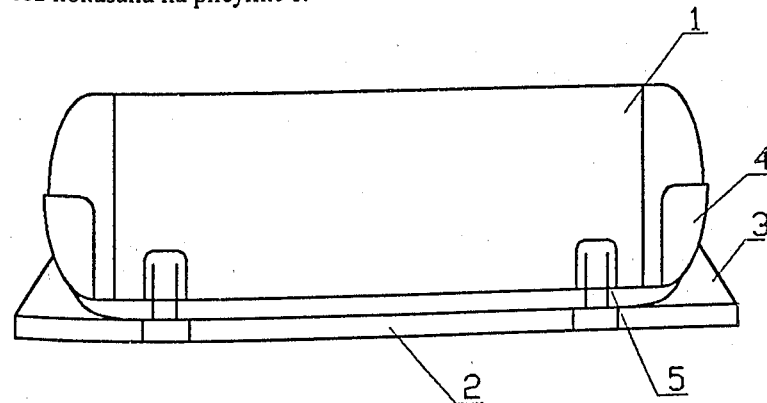


Рис. 1 Предлагаемая конструктивная схема опирания котла на раму

В данной конструкции котел 1 опирается на фальшднище 4, позволяющее котлу деформироваться в продольном направлении. Фальшднище опирается на раму 2 при помощи вертикальных ребер 3. В шкворневом сечении котел опирается на вертикальные опоры 5 (без подкрепления), также позволяющие котлу деформироваться в продольном направлении при воздействии внутреннего давления и температурных нагрузок, а также воспринимать вертикальную динамику.

На рисунках 4, 5 и 6 показана работа предлагаемой конструкции крепления котла при различных видах нагрузок (пунктирной линией обозначено деформированное состояние).

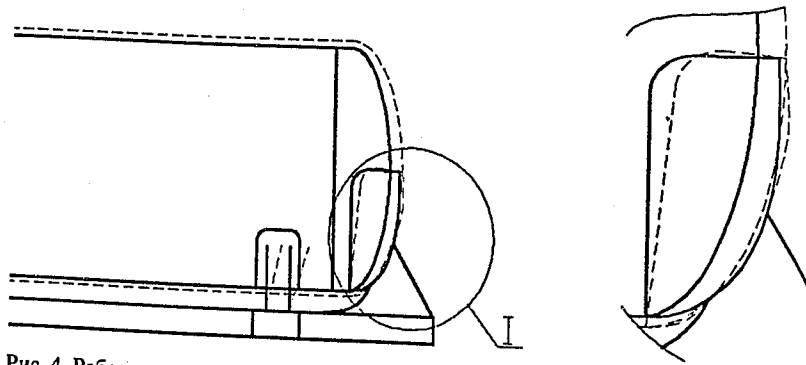


Рис. 4 Работа конструкции при деформациях котла от воздействия внутреннего давления и тепловых нагрузок.

В этом случае видно, что независимая деформация котла относительно рамы происходит за счет упругой деформации шкворневых листов и фальшдниц.

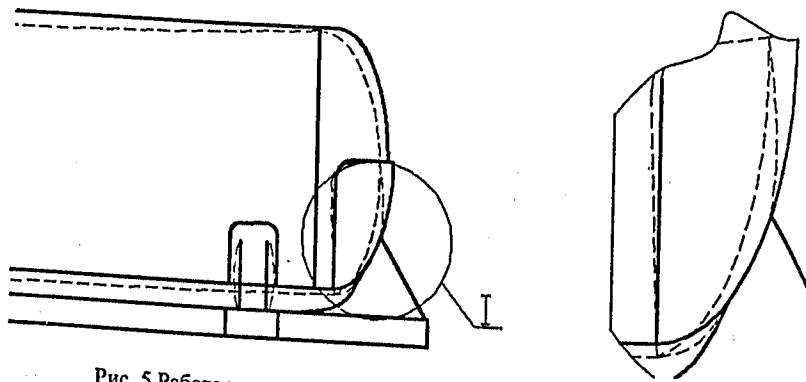


Рис. 5 Работа конструкции при воздействии собственного веса.

В данном случае при воздействии вертикальных нагрузок основную нагрузку воспринимают вертикальные листы в шкворневых сечениях

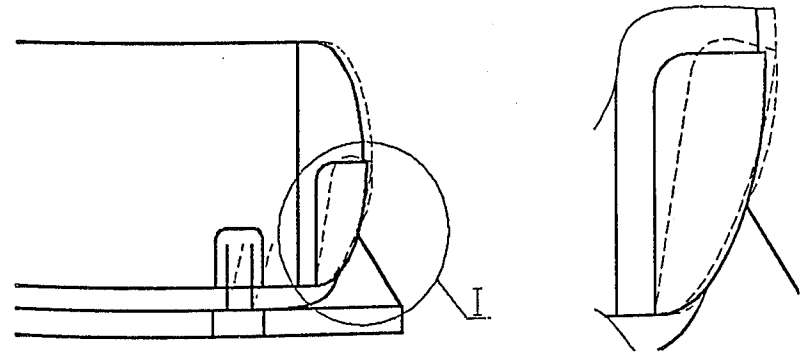


Рис. 6 Работа конструкции при продольном ударе

При продольном ударе за счет деформации вертикальных листов в шкворневых сечениях, а также опорных ребер фальшдниц происходит восприятие нагрузки рамой независимо от котла.

Таким образом, предлагаемая конструкция крепления котла обеспечивает следующие конструктивно-механические особенности вагона:

- раздельную передачу продольной и вертикальной нагрузок на консоль и шкворневую балку соответственно;
- упругое закрепление котла относительно рамы, обеспечивающее нестесненное деформирование котла при ударных нагрузках, внутреннем давлении и термическом нагружении;
- снижение напряжений в опорных зонах и обеспечение прочности и долговечности оболочки котла.

С целью определения рациональных параметров конструкции крепления нами были осуществлены исследования, в ходе которых были созданы расчетные конечно-элементные схемы и произведен расчет их напряженно-деформированного состояния под действием системы нагрузок. Основной нагрузкой была выбрана инерционная нагрузка, как определяющая прочность конструкции, при которой возникают максимальные усилия. Вертикальная динамическая нагрузка, определяющая усталостную прочность, была выбрана как дополнительная проверочная нагрузка. В результате расчетных исследований было проанализировано более 30 различных вариантов конструкции. По результатам проведенной оценки вариантов можно заключить, что наиболее рациональным с точки зрения выдвинутых конструктивно-механических особенностей вагона и удовлетворяющим нормативным условиям прочности является вариант представленный на рис. 7-8.

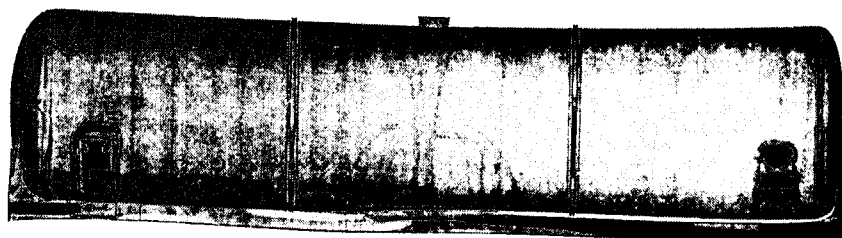


Рис. 7 Напряженно-деформированное состояние окончательного варианта конструкции вагона-цистерны при продольном ударе

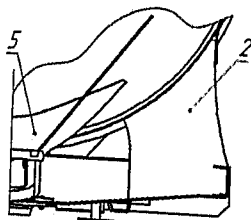
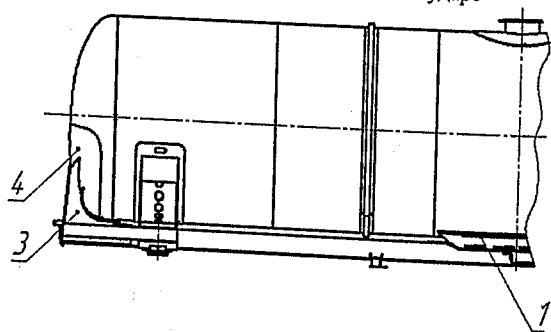


Рис. 8 Окончательный вариант конструктивной схемы

В данном варианте конструкции крепление котла на раме осуществляется в средней части вагона-цистерны, на концевых частях и на шкворневую балку. В средней части котел крепится к раме посредством фасонных лап 1. На шкворневую балку опирается через вертикальные листы 2, которые устанавливаются на нижний лист шкворневой балки и привариваются к ее верхнему листу. В концевой части котел опирается на продольное ребро жесткости 3, верх которого приварен к фальшднищу 4, а низ крепится к консольной части хребтовой балки. Нижний лист 5 служит для усиления зоны приварки ребер 3 к

фальшднищу 4. На верхнем листе 2 (рис. 9) шкворневой балки выполнены два выреза 1 для обеспечения гибкости верхнего листа при продольных нагрузках. Нижние листы 3 шкворневой балки привариваются встык к нижней полке хребтовой балки. Отказ от нахлесточных швов позволил исключить концентратор растягивающих нормальных напряжений, возникающий в типовом креплении нижнего листа, и, как следствие, усталостные трещины, появляющиеся в эксплуатации вагонов - цистерн. Конструкция верхнего листа 2, разрезная, со скосами кромок, верхний лист приваривается внахлест к верхней полке хребтовой балки. Изменение схемы крепления верхнего листа шкворневой балки позволило уменьшить длину фланговых сварных швов, которые дают наиболее эффективные коэффициенты концентрации напряжений.

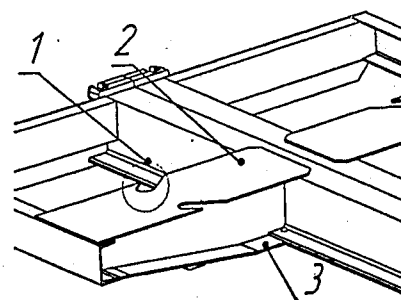


Рис. 9 Конструктивное исполнение шкворневого узла

Выполненные исследования позволили установить конструктивные признаки несущих элементов вагона - цистерны, произвести выбор конструктивной схемы, проанализировать влияние параметров конструкции крепления на напряженно-деформированное состояние и определить окончательные параметры предлагаемой конструктивной схемы вагона - цистерны.

Технико-экономические параметры спроектированной цистерны приведены в таблице 1.

Таблица 1

Показатель	Значение
Грузоподъемность, т	67,4
Масса тары, т	26,6
Полный объем котла, м ³	101,5
Внутренний диаметр котла, мм	3100
Коэффициент тары	0,4
Длина вагона по осям сцепления, мм	15280
База вагона, мм	11060

Кошелев В.А.,
Челнокова Л.Н.,
Александров М.Д. (ПГУПС)

РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ И КРИТЕРИЕВ КАЧЕСТВА ХОДА МОТОРНОГО ВАГОНА ЭЛЕКТРОПОЕЗДА ЭР-2Р

Проведено сравнение результатов, выводов и рекомендаций, полученных на основе экспериментальных динамических исследований и при компьютерном анализе динамических свойств вагонов методом АНФОРМ.

Электропоезда ЭР-2Р, созданные около 40 лет назад, в настоящее время являются основным видом пригородного электроподвижного состава. Поступившие на дороги в последнее время электропоезда ЭР-2Т имеют ходовые части, по большому счету, практически одинаковые с ЭР-2Р. Динамические свойства тех и других нуждаются в улучшении и, при современных возможностях, могут быть улучшены.

На процессы колебаний динамической системы – вагон в составе поезда – в процессе ее движения по рельсовому пути определяющее влияние оказывают ее динамические свойства, которые в значительной мере зависят от степени совершенства ее упругодемпфирующего подвеса. То есть от упругих и демпфирующих свойств, реализуемых при его деформации вдоль различных координатных осей, количества элементов, мест и геометрических характеристик их размещения.

Основными динамическими свойствами вагона, которыми определяется интенсивность его колебаний в процессе движения, являются: собственные частоты, коэффициенты относительного демпфирования собственных форм колебаний (СФК), амплитудные и фазовые соотношения процесса колебаний его частей в резонансных режимах, свойства устойчивости движения.

В книге «Динамика подвижного состава», её авторы В.К. Гарг и Р.В. Дуккипати пишут:

«Для получения данных о присущем экипажу затуханию колебаний необходимо вычислить коэффициенты демпфирования главных форм колебаний для диапазона изменения эксплуатационной скорости экипажа. Значение частоты наименее затухающей формы колебаний должно быть использовано как показатель динамического качества для оценки мер по обеспечению устойчивости и достаточного демпфирования колебаний. Желательно чтобы значение демпфирования составляло от 10 до 20 % от критического» [1].

Оценки динамических свойств и пути их улучшения как для эксплуатируемых, так и вновь создаваемых вагонов (или группы вагонов) в

настоящее время можно получить методом АНФОРМ (с помощью ряда программных модулей его реализующих) [2]. А именно путем анализа собственных чисел и собственных векторов матрицы, определяющей уравнения движения динамической системы при свободных колебаниях.

1. Расчетные собственные частоты и формы колебаний моторного вагона

Частоты, а также формы собственных колебаний кузова и элементов тележки оценивались расчетным путем (без учета демпфирования в рессорном подвешивании и приводе) [3]. Расчетная схема вагона при этом имела 18 степеней свободы (отражающих его вертикальные колебания): подпрыгивание и галопирование кузова, подпрыгивание и галопирование рам тележек, вертикальные перемещения колесных пар, углы поворота якорей тяговых двигателей вокруг собственной оси, углы поворота корпусов редукторов вокруг осей колесных пар.

Параметры вагона имели следующие расчетные значения: масса кузова 45,8 т (брутто) и 28,0 т (тара); момент инерции кузова вагона $15 \cdot 10^5$ кг·м² (брутто) и $9,17 \cdot 10^5$ кг·м² (тара); масса и момент инерции подрессоренных частей тележки 10,51 т и 6600 кг·м²; жесткость центрального подвешивания тележки $1,65 \cdot 10^6$ Н/м; жесткость буксового подвешивания на колесную пару $2,7 \cdot 10^6$ Н/м; база кузова 13,3 м; база тележки 2,4 м.

Колебания составляющих систему тел наряду с собственными формами характеризовались также энергетическими. Энергетические формы представляют собой совокупность произведений квадратов координат данной собственной формы на соответствующую массу: $z_j^2 \cdot a_j$, где z_j – j -я координата i -й собственной формы, a_j – j -я масса. Анализ энергетических форм позволил соотнести собственные частоты со следующими видами колебаний вагона, (первое значение относится к «брутто», второе – к «таре» вагона):

- 1,16 (1,47), Гц – подпрыгивание кузова;
- 3,67 (3,71), Гц – подпрыгивание рам тележек в фазе;
- 3,69 (3,74), Гц – подпрыгивание рам тележек в противофазе;
- 6,68 (6,68), Гц – галопирование рамы первой тележки;
- 6,68 (6,68), Гц – то же второй тележки.

2. Выбор количества и угла установки гидравлических гасителей колебаний центрального подвешивания

Испытания электропоезда ЭР-2Р с четырьмя гидравлическими гасителями колебаний на тележку [3, 4] показали, что есть основания считать передемпфированным центральное подвешивание вагонов, в связи с чем ухудшается плавность хода. Одной из задач испытаний являлся выбор рациональной степени демпфирования в центральном

подвешивании. С этой целью были испытаны 3 варианта установки гидравлических гасителей колебаний моторного вагона «брутто», определенные табл. 1.

Таблица 1
Варианты установки гасителей колебаний в центральном подвешивании

№ варианта	Количество гасителей на тележку	Угол установки гасителя к горизонту при нагрузке «брутто»
1	4	70°
2	2	70°
3	2	45°

Изменение угла наклона гасителей осуществлялось установкой сменных кронштейнов. Все гасители опытного вагона прокачивались на стенде для проверки исправности. Гасители имели следующие параметры: 95, 121, 130, 105, 106, 116, 114, 100 Н·с/мм. С учетом фактических параметров гасителей были вычислены коэффициенты демпфирования парциальных форм колебаний груженого кузова моторного вагона только на центральном подвешивании, приведенные в табл. 2.

Таблица 2
Расчетные коэффициенты демпфирования колебаний кузова «брутто» моторного вагона на центральном рессорном подвешивании

Вариант установки гасителей	Вид колебаний		
	подпрыгивание	галоупирование	влияние
1	1,17	1,00	0,27
2	0,50	0,59	0,13
3	0,29	0,33	0,57

Исходя из данных табл. 2, можно ожидать, что наилучшим с точки зрения вертикальных колебаний окажется вариант 3 установки гасителей. Влияние установки гасителей на динамические качества вагона изучалось при нескольких скоростях движения.

С целью исключения влияния состояния пути на динамические показатели, поездки с разными вариантами установки гасителей, при каждой из скоростей, проводились на одинаковых участках пути.

В табл. 3 и на графиках рис. 1 (построены по данным табл. 3) приведены показатели плавности хода и стандарты продольных ускорений в кузове для рассмотренных вариантов установки гасителей. Из таблицы видно, что показатели вертикальной плавности хода над обеими тележками и в середине кузова монотонно уменьшаются при уменьшении

степени демпфирования в вертикальном направлении от варианта 1 к 3. Разница между вариантами 2 и 3 меньше, чем между вариантами 1 и 2.

Показатели горизонтальной плавности хода также снижаются с уменьшением демпфирования в поперечном направлении при переходе от варианта 1 к 2. При переходе от 2 варианта установки к варианту 3 степень горизонтального демпфирования увеличивается и при этом несколько ухудшается горизонтальная плавность хода, однако при всех скоростях движения значения показателя W_r не превышают величины 3,0. Стандарт продольных ускорений в кузове не обнаруживает в среднем заметных изменений в ту или иную сторону при изменении установки гидравлических гасителей.

Помимо плавности хода и стандартов ускорений сравнивались также прогибы рессорного подвешивания и силы в отдельных узлах тележки. Визуальный анализ осциллографических записей этих процессов показал практически полную идентичность формы осциллограмм каждого процесса при всех вариантах установки гасителей на одинаковых участках пути. Различия от варианта к варианту заключались в изменении уровней процессов. В [4] отмечались низкие значения вертикальных динамических прогибов центрального подвешивания, связанные с его передемпфированием.

Таблица 3
Показатели плавности хода и стандарты ускорений моторного вагона «брутто» для вариантов установки гасителей

Показатель	Вариант установки	Скорость, км/ч												
		70			90			110			130			
		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	
W_B	1	2,15	2,81	2,43	3,02	3,25	3,19	3,0	3,42	3,42	3,40	3,15	3,49	3,38
	2	2,15	2,62	2,21	2,61	2,66	2,75	2,70	2,82	3,0	3,0	2,86	3,13	2,90
	3	2,12	2,51	2,19	2,52	2,56	2,64	2,62	2,80	2,94	2,96	2,82	3,0	2,95
W_r	1	2,0	2,18	2,18	2,3	2,26	2,7	2,28	2,63	2,7	2,64	2,9	2,75	3,0
	2	1,95	2,1	2,08	2,1	2,3	2,3	2,10	2,68	2,55	2,35	2,63	2,59	2,82
	3	1,9	2,1	2,14	2,0	2,18	2,46	2,14	2,54	2,68	2,48	2,74	2,9	2,97
$(\sigma_1 + \sigma_2)/2, g$		0,09	0,115	0,094	0,08	0,115	0,13	0,14	0,185	0,19	0,24	0,23	0,24	0,3

Снижение демпфирования приводит к монотонному росту, в среднем, вертикальных прогибов центрального подвешивания (рис. 2) достигающих на испытательных участках величин 25 мм при высоких скоростях движения. На рис. 3 приведен точечный график поперечных прогибов центрального подвешивания. При переходе от варианта гашения 1 к варианту 2 (рис. 3), поперечные прогибы, в среднем, слабо

увеличиваются, а от 2 к 3 опять уменьшаются соответственно увеличению коэффициента поперечного демпфирования.

Оценки показателей плавности хода моторного вагона электропоезда ЭР-2Р по КТ шкворня 1

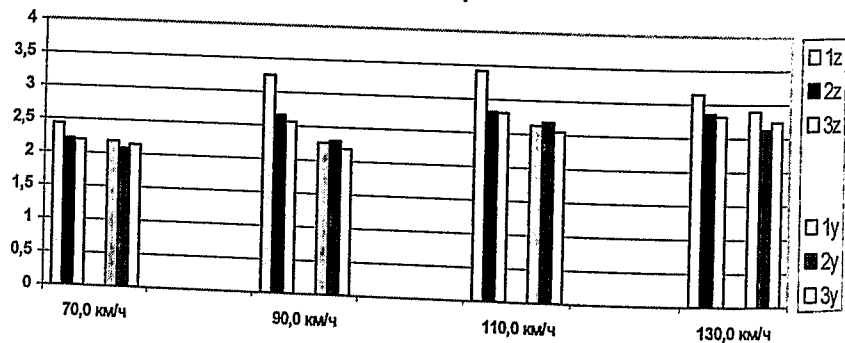


Рис. 1 Оценки W_z (1z, 2z, 3z) и W_y (1y, 2y, 3y) при различных скоростях движения

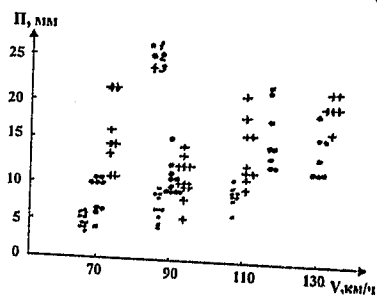


Рис. 2 Вертикальные прогибы центрального подвешивания

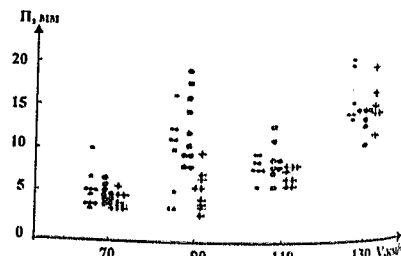


Рис. 3 Поперечные прогибы центрального подвешивания

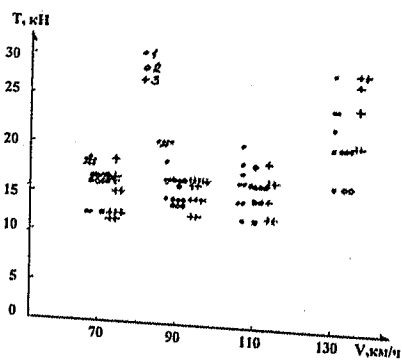


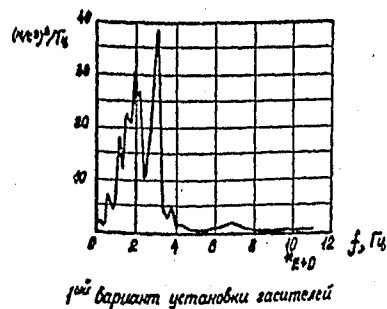
Рис. 4 Рамная сила

Рамная сила обнаруживает тенденцию незначительно уменьшаться при переходе от варианта 1 к варианту 3 (рис. 4). Напротив, сила сопротивления гидравлического гасителя колебаний несколько возрастет с уменьшением коэффициента вертикального демпфирования. Относительные смещения торцов вагонов, ПТ, для второго варианта

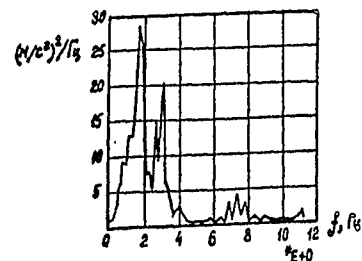
установки гасителей при всех скоростях ниже, чем для первого варианта.

Третий вариант установки при скоростях 70 км/ч и 90 км/ч приводит к росту, а при скоростях 110 км/ч и 130 км/ч – к снижению относительных смещений по сравнению с вариантом 2. На основании приведенных данных наилучшим из испытанных был признан вариант 3 установки гидравлических гасителей колебаний центрального подвешивания.

Представляет интерес экспериментально выявленное влияние изменения уровня демпфирования на вид спектральных плотностей динамических процессов. Сравнение графиков спектральных плотностей процессов, записанных при разных вариантах установки гасителей на одинаковых участках пути, показало, что в ряде случаев это влияние проявляется. Для примера на рис. 5 и 6 приведены спектры вертикальных ускорений на полу кузова моторного вагона для вариантов 1 и 2 гашения. По этим рисункам видно, что с уменьшением демпфирования относительная высота пика на частотах около 1,6–1,8 Гц, обусловленного колебаниями галоупиривания кузова, увеличивается по сравнению с всплеском на частоте возмущающего воздействия 2,9 Гц. В целом же, с уменьшением демпфирования уровень спектральных плотностей ускорений также уменьшается. Отмеченное относительное увеличение пика спектральных плотностей на частотах галоупиривания кузова с уменьшением демпфирования наблюдается также на спектрах вертикальных прогибов центрального подвешивания (рис. 6)



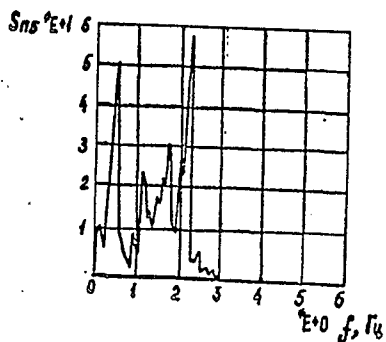
1-й вариант установки гасителей



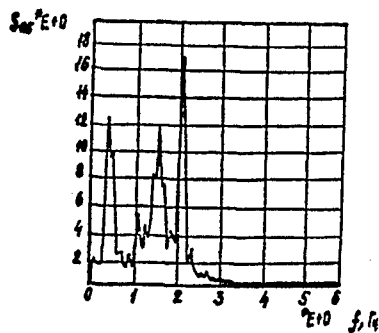
2-й вариант установки гасителей

Рис. 5 Оценка спектральных плотностей вертикальных ускорений в кузове над ближней тележкой для вариантов 1 и 2 установки гасителей при $V=130$ км/ч

Вариант 1



Вариант 2



Вариант 3

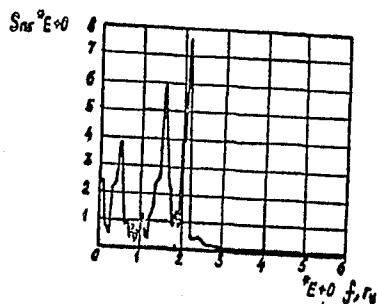


Рис. 6 Нормированные оценки спектральных плотностей вертикальных прогибов центрального подвешивания для различных вариантов установки гасителей при $V = 90$ км/ч

3. Оценки динамических свойств и критериев качества хода моторного вагона электропоезда ЭР-2Р методом АНФОРМ

Расчетная схема и математическая модель вагона

В проводимом анализе вагон представлен расчетной схемой (рис. 7), где положение его кузова в пространстве определено пятью обобщенными координатами: двумя линейными – подпрыгивание, боковой отклон и тремя угловыми – галопирование, боковая качка и виливание. Положение подрессоренных частей каждой тележки также определено пятью аналогичными обобщенными координатами. Полностью симметричная левая часть схемы условно не показана.

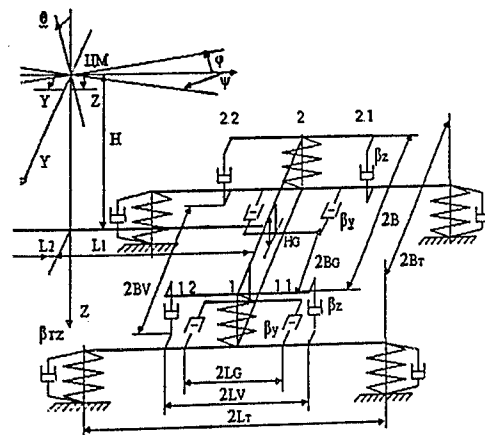


Рис. 7 Расчетная схема вагона

Колебания, вызванные подпрыгиванием и галопированием частей вагона, называются вертикальными, а по остальным трем координатам – боковыми. Кузов опирается на четыре рессорных комплекта с отдельными вертикальными и горизонтальными гасителями колебаний с возможностью имитации наклонных. Подрессоренные части тележек опираются – на четыре рессорных комплекта буксовой ступени подвешивания с вертикальными гасителями колебаний.

В ступенях подвешивания используются рессорные комплекты, обладающие линейными упругими свойствами и линейным (вязким) трением.

Таким образом, вагон представлен динамической системой с $5 \cdot 3 = 15$ степенями свободы. Математическая модель вагона – система линейных уравнений движения 30-го порядка.

Исходные данные и варианты

Динамические свойства вагонов оценивались с помощью комплекса специальных программ, реализующих метод АНФОРМ, при реализации которого использованы математическое представление движения вагона, определенное выше, и графические возможности математической среды MATLAB.

При этом величины инерционных и геометрических характеристик частей вагона и его упругодемпфирующего подвеса принимались практически равными приведенным выше. Они соответствуют материалам источников [3, 4].

Анализ динамических свойств проведен для моторного вагона электропоезда в режиме загрузки «брутто», при состоянии рессорного подвешивания соответствующего вариантам пп. 1, 2:

- вариант 1Ц (2*70*89,3 Ц) – по два гасителя колебаний центрального подвешивания с каждой стороны тележки с параметром 89,3 кН·с/м, установленных под углом 70° к горизонтали, жесткость буксовой ступени в 10 раз больше номинальной;
- вариант 2Ц (1*70*120 Ц) – по одному гасителю колебаний центрального подвешивания с каждой стороны тележки с параметром 120 кН·с/м, установленному под углом 70° к горизонтали, жесткость буксовой ступени в 10 раз больше номинальной;
- вариант 3Ц (1*45*120 Ц) – по одному гасителю колебаний центрального подвешивания с каждой стороны тележки с параметром 120 кН·с/м, установленному под углом 45° к горизонтали, жесткость буксовой ступени в 10 раз больше номинальной.
- вариант 1а (1*70*125, В_т=45) – по одному гасителю колебаний центрального подвешивания с каждой стороны тележки с параметром 125 кН·с/м, установленному под углом 70° к горизонтали, жесткость буксовой ступени равна номинальной, параметр гасителя колебаний на одну буксу – 45 кН·с/м;
- вариант 2 (1*70*120, В_т=45) – по одному гасителю колебаний центрального подвешивания с каждой стороны тележки с параметром 120 кН·с/м, установленному под углом 70° к горизонтали, жесткость буксовой ступени равна номинальной, параметр гасителя колебаний на одну буксу – 45 кН·с/м;
- вариант 3 (1*45*120, В_т=45) – по одному гасителю колебаний центрального подвешивания с каждой стороны тележки с параметром 120 кН·с/м, установленному под углом 45° к горизонтали, жесткость буксовой ступени равна номинальной, параметр гасителя колебаний на одну буксу – 45 кН·с/м.

Оценки характеристик динамических свойств по усеченной модели

Расчеты с характеристиками вариантов 1Ц, 2Ц и 3Ц выполнены с целью сопоставления собственных частот, соответствующих формам – подпрыгивания, галопирования и виляния, с приведенными в табл. 2. При этом параметры гасителей варианта 1Ц занижены (89,3 вместо 120), относительно варианта 1, что необходимо учитывать при сравнении. Результаты для удобства сравнения сведены в табл. 4.

Сопоставление оценок собственных частот, полученных разными методами, позволяет сделать вывод об их весьма хорошем совпадении. Кроме того, это говорит и об идентичности моделей, представляющих вагон в разных исследованиях. Следует обратить внимание также на то, что методом АНФОРМ заодно получены аналогичные результаты и для других форм – боковая качка рода 1 (ось колебаний выше центра масс, ЦМ) и рода 2 (ось колебаний ниже ЦМ) и ряд других характеристик динамических свойств.

Расчетные коэффициенты демпфирования колебаний кузова «брутто» моторного вагона на центральном рессорном подвешивании

Вариант установки гасителей	Вид колебаний		
	подпрыгивание	галопирование	виляние
1 1Ц	1,17 0,83	1,00 1,0	0,27 0,2
2 2Ц	0,50 0,54	0,59 0,64	0,13 0,14
3 3Ц	0,29 0,3	0,33 0,36	0,57 0,58

Оценки характеристик динамических свойств по полной модели

Расчеты с характеристиками вариантов 1а, 2 и 3 выполнены с целью получения оценок динамических свойств исследуемого вагона, позволяющих делать прогноз о его ходовых качествах:

- а) величин собственных частот;
- б) рисунков собственных форм колебаний (СФК);
- в) степени демпфирования всех его СФК;
- г) связности колебаний частей системы по обобщенным координатам, особенно по координатам, определяющим вертикальные и боковые колебания;
- д) числа критических скоростей движения вагона, зависящего от свойств связности колебаний его частей по координатам;
- е) величин коэффициентов передачи при колебаниях системы в резонансных режимах (по СФК);

Полученные результаты в графической и табличной формах приводятся ниже.

Величины собственных частот, степень демпфирования СФК и связность колебаний частей системы по обобщенным координатам

Для сравнения ниже приведены оценки величин собственных частот некоторых СФК исследуемого вагона, приведенные в п. 2 и (в скобках) полученные методом АНФОРМ:

- 1,16, (1,18), Гц – подпрыгивание кузова;
- 1,34, (1,39), Гц – галопирование кузова;
- 3,67, (3,36), Гц – подпрыгивание рам тележек в фазе;
- 3,69, (3,33), Гц – подпрыгивание рам тележек в противофазе;
- 6,68, (5,89), Гц – галопирование рамы первой тележки;
- 6,68, (5,68), Гц – галопирование рамы второй тележки.

Полученные совпадения следует признать приемлемыми.

График на рис. 8 представляет оценки коэффициентов относительного демпфирования СФК вагона для вариантов 1а, 2 и 3. По

горизонтальной оси вместе с оценкой собственной частоты помещены обозначения собственных форм вагона как динамической системы.

Кузовные формы:

Q1 – боковая качка кузова рода 1 (ось колебаний выше ЦМ); Q2 – боковая качка кузова рода 2 (ось колебаний ниже ЦМ); Z – подпрыгивание кузова; Fi – галопирование кузова; Psi – влияние кузова;

Тележечные формы:

1Zt-2Zt – подпрыгивание тележек 1 и 2 в противофазе; 2Zt+1Zt – подпрыгивание тележек 2 и 1 в фазе; 1Ft, 2Ft – галопирование тележки 1, 2; 1Qt, 2Qt – боковая качка тележек 1 и 2; 1,2(Yt+Qt) – боковой относ + боковая качка тележек, с большей интенсивностью тележки 1; 2,1(Yt+Qt) – боковой относ + боковая качка тележек, с большей интенсивностью тележки 2; 1Pt, 2Pt – влияние тележек 1, 2. Остальная информация на поле графика понятна непосредственно.

Анализ представленных на графике результатов показывает, что при варианте 1а величины D для кузовных форм лежат в интервале 0,12...0,44, а для тележечных – такой интервал 0,03...1,00. Таким образом, среди кузовных форм имеются две недостаточно сдмпфированные: Q2-боковая качка второго рода (D=0,12), и Psi – влияние (D=0,14), одна сдмпфированная нормально: Q1 – боковая качка первого рода (D=0,32) и две несущественно передемпфированные: Z – подпрыгивание (D=0,40) и Fi – галопирование (D=0,44).

Среди тележечных форм четыре практически не сдмпфированы. Это (Yt+Qt) – боковой относ + боковая качка и 1Pt, 2Pt – влияние тележек. Остальные СФК существенно передемпфированы – 0,59 < D < 1,0. В результате можно констатировать, при варианте 1а демпфирующие свойства вагона следует признать неудовлетворительными, особенно по тележечным формам.

При варианте 2 величины D для кузовных форм лежат в интервале 0,11...0,43, а для тележечных – такой интервал 0,00...0,98. То есть, демпфирующие свойства вагона в этом случае не улучшаются.

Из пятнадцати СФК четырем соответствуют только вертикальные колебания, ещё четырем только боковые и семи – пространственные.

Вагон, как динамическая система, при варианте 2 совершает вертикальные колебания при СФК: Z (D=0,38), Fi (D=0,43), 1Ft (D=0,83), 2Ft (D=0,89). Боковые – при СФК: Q2 (D=0,11), Psi (D=0,13), 1Pt (D=0,00), 2Pt (D=0,00). Пространственные – при СФК: Q1 (D=0,31), 1Ft (D=0,59), 2Ft (D=0,61), 1Qt (D=0,93), 2Qt (D=0,98), 1,2(Yt+Qt) D=0,03, 2,1(Yt+Qt) D=0,03. Из этого следует, что вертикальные и пространственные колебания вагона существенно передемпфированы, а боковые – сдмпфированы недостаточно. При таких демпфирующих свойствах не следует ожидать

хороших ходовых качеств, как в вертикальном Wb, так и горизонтальном Wg, направлениях.

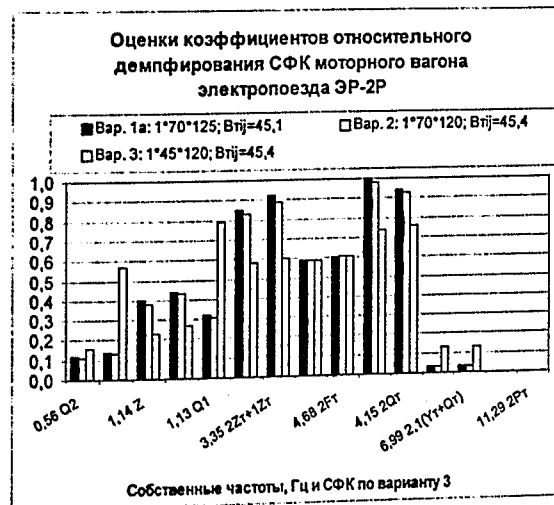


Рис. 8 Оценки коэффициентов относительного демпфирования для пятнадцати СФК моторного вагона электропоезда ЭР-2Р и трех вариантов установки гасителей

При варианте 3 уровень связности обобщенных координат не меняется. Как и ранее, из пятнадцати СФК четырем соответствуют только вертикальные колебания, ещё четырем только боковые и семи – пространственные. Величины D для кузовных форм лежат в интервале 0,16...0,79, а для тележечных – такой интервал 0,03...0,76. Итак, среди кузовных форм три сдмпфированы нормально: Q2 – боковая качка второго рода (D=0,16), Z – подпрыгивание (D=0,23) и Fi – галопирование (D=0,27), а две оказываются существенно передемпфированными: Q1 – боковая качка первого рода (D=0,79) и Psi – влияние (D=0,57). Среди тележечных форм две практически не сдмпфированы, еще две существенно недодемпфированы, а остальные шесть форм существенно передемпфированы (0,58 < D < 0,76). В итоге и этот вариант по демпфирующим свойствам вагона нельзя признать удовлетворительным.

Вагон, как динамическая система, при варианте 3 совершает вертикальные колебания при СФК: Z (D=0,23), Fi (D=0,27), 1Zt-2Zt (D=0,58), 2Zt+1Zt (D=0,60). Боковые – при СФК: Psi (D=0,57), Q1 (D=0,79), 1Pt (D=0,00), 2Pt (D=0,00). Пространственные – при СФК: Q2 (D=0,16), 1Ft (D=0,59), 2Ft (D=0,61), 1Qt (D=0,74), 2Qt (D=0,76), 1,2(Yt+Qt) D=0,13, 2,1(Yt+Qt) D=0,13.

Итак, вертикальные колебания при двух СФК демпфированы нормально, а при четырех – поредемпфированы. Боковые – при двух СФК существенно поредемпфированы и при двух не имеют демпфирования. Пространственные – при двух СФК недодемпфированы и при пяти существенно поредемпфированы. Степень поредемпфированности вертикальных и пространственных колебаний в варианте 3 ниже, а боковых выше, чем в варианте 2. При таких демпфирующих свойствах следует ожидать некоторого улучшения ходовых качеств в вертикальном W_b направлении, и некоторого ухудшения в горизонтальном W_g направлении. Этот вывод совпадает с результатами, полученными при экспериментальных исследованиях, приведенными в п. 2. Таким образом, используя метод АНФОРМ можно с высокой вероятностью выбрать вариант с лучшими ходовыми качествами.

Величины коэффициентов передачи при колебаниях системы в резонансных режимах

Величины коэффициентов передачи (КП) вертикальных смещений определяются как отношения вертикальных смещений КТ кузова (нечетных и четных) к полусуммам аналогичных смещений КТ нечетной $(ZT_i(1)+ZT_i(3))/2$ и четной $(ZT_i(2)+ZT_i(4))/2$ сторон i -й тележки ($i=1,2$). Величины КП горизонтальных смещений – как отношения горизонтальных смещений КТ кузова к полусуммам соответствующих смещений КТ тележек 1 и 2.

На графиках рис. 9 (верх) представлены оценки КП по оси Z при СФК кузовов (1–5) и, отдельно, при СФК тележек (6–15) для трех рассматриваемых вариантов установки гасителей по четырем КТ кузовов и четырем КТ тележек. На графиках рис.9 (низ) – то же по оси Y , но по двум КТ кузовов и двум КТ тележек. Формы, КП которых равны нулю по всем КТ, на графиках не позиционируются.

Непосредственно из графиков видно, величины коэффициентов передачи по оси Z при СФК кузовов не превышают 5,0, а тележек – 2,0. По оси Y соответствующие величины равны 45,0 и 18,5.

По оси Z величины КП, с переходом от варианта 2 к 3, возрастают для третьей, четвертой и пятой кузовных форм. По оси Y происходит снижение, но только для пятой кузовной формы.

Среди тележечных более высокие величины КП по оси Z (до 2,0) имеют формы с номерами 12 и более. По оси Y такими являются формы 10 и 11.

Анализ представленных результатов показывает, что, как правило, с увеличением для СФК величины D , уровень КП монотонно снижается. Для сложных случаев (если в результате изменений в установке гасителей демпфирование по одному направлению, например Y , возрастает, а по другому, например Z , снижается), то с увеличением для таких СФК

величины D , уровень КП монотонно снижается по направлению Y и, в то же время, монотонно возрастает по направлению Z . Примером такого результата является СФК N5(рис.9, верхние и нижние графики).

Заключение

Сравнение результатов и сделанных на их основе выводов, полученных на основе экспериментальных исследований (Рига, РФ ВНИИВ) и исследований методом АНФОРМ (С.-Петербург, ПГУПС) показывает следующее.

И тем и другим методами, с хорошим совпадением, выявляются тенденции изменения динамических свойств при изменении динамических характеристик вагона как динамической системы.

При наличии у вагона поредемпфированных собственных форм ($D>0,45$), соответствующих вертикальным колебаниям, возрастет величина W_b , то есть, ухудшатся его ходовые качества, в основном, в вертикальном направлении. Если же будут поредемпфированы некоторые формы, которым соответствуют боковые колебания, возрастет величина W_g , то есть, ухудшатся его ходовые качества, в основном, в горизонтальном направлении. Чем выше уровень поредемпфирования, тем выше величины W_b или W_g . Сказанное относится, как только к кузовным, так и только к тележечным СФК.

В настоящее время свойства динамической системы – транспортного средства – оцениваются в основном путем изучения интенсивности колебательных процессов её частей при вынужденных колебаниях, как на различных моделях, так и при ходовых испытаниях.

Однако *этот путь* требует больших трудовых и временных затрат высококвалифицированного персонала и, что хуже, до оптимального уровня, как правило, не доводится как по субъективным, так и по объективным причинам. Влияние величины той или иной динамической характеристики на динамические свойства системы выявляется не в полном количественном или качественном объеме.

На основе анализа многовариантного объема результатов, полученных методом АНФОРМ, и сделанных на их основе выводов, можно, с высокой вероятностью, прогнозировать ходовые качества, вести синтез динамической системы – вагон (группа вагонов) с требуемыми динамическими свойствами и прогнозировать их ходовые качества при эксплуатационных изменениях динамических характеристик. Объем трудовых и временных затрат на проведение вынужденных колебаний (на завершающем этапе), будет значительно снижен, так как тестироваться на возмущающее воздействие будут только варианты отобранные методом АНФОРМ.

При этом выигрыш в материальных и временных затратах, а также уровне риска, будет превышать несколько порядков.

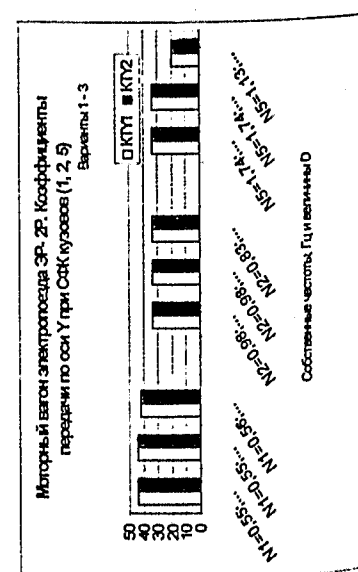
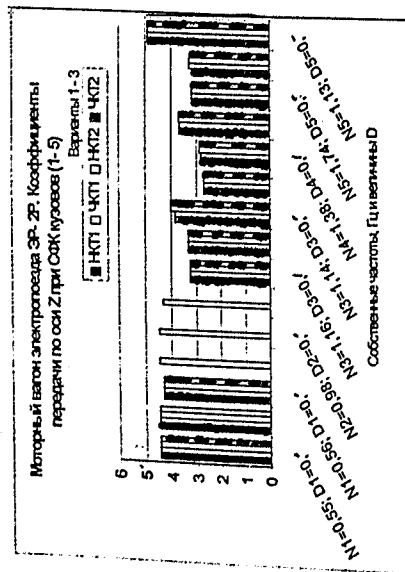
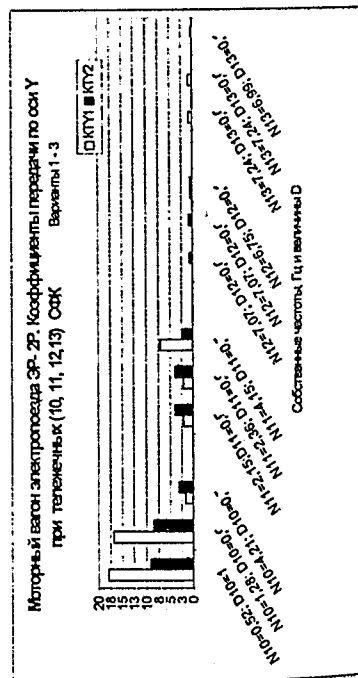
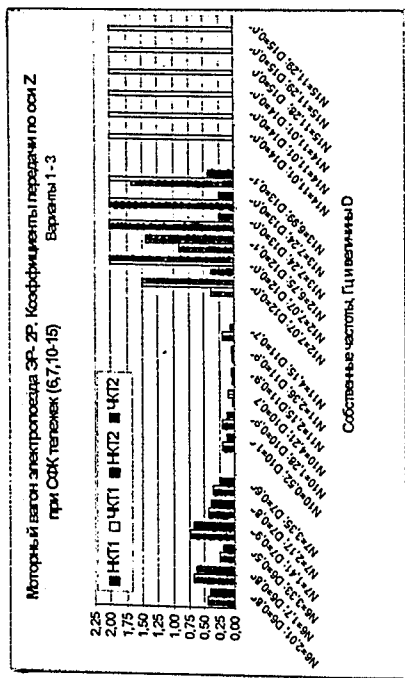


Рис. 9

Библиографический список

1. Гарг В. К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава. М.: Транспорт, 1988, с. 392.
2. Кошелев В. Оценка свойств вагона как динамической системы с помощью ЭВМ. Zeszyty naukowe politechniki slaskiej, 1990, Series: Transport z.15.
3. Исследование механической части вагонов электропоезда ЭР-2Р с доработанным рессорным подвешиванием. Отчет о НИР. Том 2. Гос. рег. №80073737. Инв. № 0281.5 006464, УДК 629.4.015. (Рижский филиал ВНИИ вагоностроения), Рига 1981
4. Динамико-прочностные испытания электропоезда ЭР-2Р. Отчет о НИР, Б868767. (Рижский филиал ВНИИ вагоностроения), Рига 1980.
5. Кошелев В.А. Беженаров А.А. Динамические свойства пассажирского вагона и пути увеличения их эксплуатационного ресурса. Вестник машиностроения, 2001г, № 3. с.11-16.
6. Кошелев В.А. Данилов Ю.В. влияние схемы и мест установки гасителей колебаний на степень демпфирования собственных форм пассажирского вагона. Вестник машиностроения, 2002 г., № 4. с.12-18.

Варава В.И. (ЛТА),
Левит Г.М.,
Белгородцева Т.М.,
Мамонтов С.В. (ПУПС)

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДИССИПАЦИИ НА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ КУЗОВА

Из существующих критериев оценки плавности хода транспортных единиц наиболее простой и наглядной служит дисперсия ускорения кузова — интегральный критерий качества рессорного подвешивания и энергетический функционал его параметров. На ее уровень существенное влияние оказывает величина и характер диссипации по ступеням подвешивания. Для сравнительной ее оценки в кузовной ступени введем характерные реализации диссипативных сопротивлений (рис.1б)

$$F = -\beta \dot{x}, F_r = -\gamma \dot{x}^2 \text{sign } \dot{x}, F_r = -F_0 \text{sign } \dot{x}, F_k = \gamma_k \dot{x}^2 e^{2\alpha t}, \quad (1)$$

при их отсутствии в тележечной для $c_r \gg c$. Расчетную модель для квазисимметричного кузова примем обобщенной одномерной (рис 1а), а аппроксимацию спектральной плотности неровности пути простейшей

$$S_n = \frac{\eta v}{\omega^2}, \eta = 2D_n \alpha_1, \quad (2)$$

где $D_n \alpha_1$ – дисперсия неровности и коэффициент корреляции при $v = 1 \text{ м/с}$.

Медленно меняющийся коэффициент осноты $k^2 = \cos^2 l\omega/v = 0,5(1 + 2l\omega/v)$, $k_0^2 = k_0^2 = 0,5$

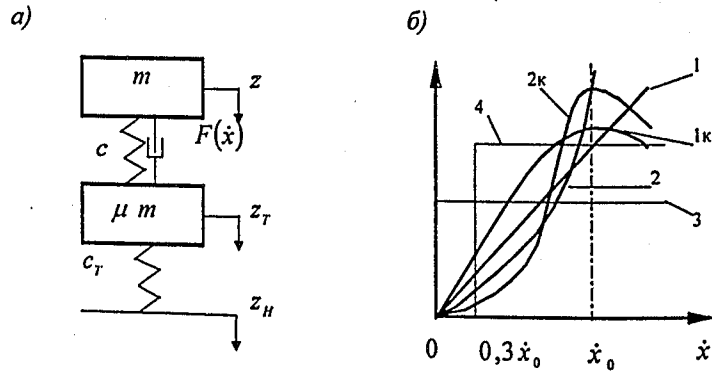


Рис. 1

будем усреднять по теореме Лагранжа о среднем.

Уравнения динамического состояния двухступенчатого подвеса (рис. 1а) для линеаризованной диссипации

$$F = -\beta \dot{x}, \quad \dot{x} = \dot{z} - \dot{z}_\tau, \quad \mu_0 = 1 + \mu, \quad \mu = 2m_\tau / m$$

в координатах z , $x = z - z_\tau$ запишем в операторно-матричном виде, $p = d/dt$:

$$\left[\begin{array}{cc|c} mp^2 & \beta p + c & 0 \\ \mu_0 mp^2 + c_\tau & -(\mu mp^2 + c_\tau) & c_\tau k_0 z_x(p) \end{array} \right], \quad (4)$$

где m , μm , c , c_τ , β , $\beta_\tau = 0$ – параметры инертности, жесткости и диссипации (демпфирования) по ступеням подвеса.

Координата $z(p)$ кузова и деформация $x(p)$ кузовного подвеса по формулам Крамера

$$\begin{aligned} z(p) &= \Delta_x / \Delta = k_0 z_x(p) c_\tau (c + \beta p) / \Delta, \\ x(p) &= \Delta_x / \Delta = -k_0 z_x(p) c_\tau m p^2 / \Delta, \\ \Delta(p) &= \mu m^2 p^4 + \mu_0 m \beta p^3 + m(c_\tau + \mu_0 c) p^2 + c_\tau \beta p + c c_\tau. \end{aligned} \quad (5)$$

Дисперсии скорости \dot{x} и ускорения \ddot{z} по стандартным интегралам для $p = i\omega$:

$$D_x = \sigma_x^2 = \eta v m^2 c_\tau^2 k_0^2 \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{(i\omega)^4 d\omega}{|\Delta(i\omega)|^2} = \frac{\eta v c_\tau}{4\beta};$$

$$D_z = \eta v c_\tau^2 k_0^2 \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\beta^2 (i\omega)^4 - (i\omega)^2 c^2}{|\Delta(i\omega)|^2} d\omega = \frac{\eta v}{4m} \left(\frac{\beta c_\tau}{m} + \frac{\mu_0 c^2}{\beta} \right). \quad (6)$$

Минимизация функционала $D_z(\beta)$ дает оптимум диссипации:

$$\partial D_z / \partial \beta = 0, \quad \beta_0^2 = \mu_0 m c^2 / c_\tau, \quad \beta_0 = c \sqrt{\mu_0 m / c_\tau}. \quad (7)$$

Для $\beta = \beta_0$ дисперсии \ddot{z} и $m\ddot{z} = \phi$ минимальны:

$$D_z^0 = \eta v c / 2m \sqrt{\mu_0 c_\tau / m}, \quad D_\phi = m^2 D_z = 0,5 \eta v c \sqrt{\mu_0 m c_\tau}. \quad (8)$$

Они пропорциональны возмущению пути ηv и множителю $\sqrt{c^2 c_\tau}$. Жесткость c в большей степени влияет на вибронгруженность кузова, чем $c_\tau > c$.

Эквивалентные параметры нелинейной диссипации по методу статистической линеаризации $\beta = \sigma_x^{-2} \int_{-\infty}^{\infty} F(\dot{x}) \dot{x} f(\dot{x}) d\dot{x}$ (9а) равны:

$$\begin{aligned} \beta_\tau &= \sqrt{8/\pi} \gamma \sigma_x, \quad \beta_\tau = \sqrt{2/\pi} F_0 / \sigma_x; \\ F_0 &= \sqrt{\pi/2} \beta \sigma_x, \quad \gamma = \sqrt{\pi/8} \beta / \sigma_x. \end{aligned} \quad (9б)$$

Заметим, что варианты (1; 2) сопротивлений (1) заданы без ограничения предохранительными клапанами (ПК), вариант 3 – естественным ограничением $|F_j| = F_0$, а 4 – с ограничением ПК при $\dot{x} = \dot{x}_0 = \sqrt{2} \sigma_x$, $\dot{x}_0^2 = 2\sigma_x^2$, когда $F_{\kappa}^m = \gamma_\kappa \sigma_x^2 2/e = 0,74 \gamma_\kappa \sigma_x^2$. Линеаризация (9а) жесткой характеристики сопротивления (4) дает

$$\beta = \beta_\kappa^* = \frac{2\gamma_\kappa}{\sqrt{2\pi}\sigma_x^3} \int_{\dot{x}_0}^{\infty} \dot{x}^3 e^{-\dot{x}^2/\sigma_x^2} d\dot{x} = \gamma_\kappa \sigma_x / \sqrt{2\pi}, \quad \gamma_\kappa = \sqrt{2\pi} \beta / \sigma_x. \quad (9в)$$

Для мягкой характеристики неупругого сопротивления с ограничением ПК усилия при $\dot{x} = \dot{x}_0 = \sqrt{2} \sigma_x$,

$$F_{\kappa}^m = \mu \dot{x} e^{-\dot{x}^2/2\sigma_x^2}, \quad F_m = F_0 = \mu \sqrt{2} \sigma_x / e = 0,5 \mu \sigma_x$$

линеаризация (9а) дает аналогичное (9в) соотношение

$$\beta = \beta_\kappa^m = 0,34 \mu, \quad \mu = 2,9 \beta. \quad (9г)$$

Если вводить ограничение ПК в виде $F_m = F_0 \text{sign } \dot{x}$, $|\dot{x}_0| \geq \sqrt{2} \sigma_x$, то по условию (9а)

$$\beta_x = \frac{2F_0}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} \int_{x_0}^{\infty} \dot{x} e^{-\dot{x}^2/2\sigma_x^2} d\dot{x} = 0,3 F_0 / \sigma_x, \quad \dot{x}_0^2 \geq 2\sigma_x^2$$

получим существенное снижение эквивалентного параметра в клапанном режиме работы гидрогасителей. В то же время для малого люфта $\Delta \approx 0,3\sigma_x$, $|\dot{x}_0| \geq 0,3\sigma_x$ в релейном трении $F_\Delta = F_0 \text{sign } \dot{x}$, $|\dot{x}| \geq 0,3\sigma_x$ его величина снижается незначительно от случая $\Delta = 0$ (9б):

$$\beta_\Delta = 0,76 F_\Delta / \sigma_x, \quad |\dot{x}_0| \geq 0,3\sigma_x. \quad (9d)$$

Для выявленных ранее (6, 7) выражений $\sigma_x = \sqrt{D_x}$ и β_0 расчетные параметры нелинейной диссипации (9) равны:

$$\gamma_0 = 1,25 \sqrt{\beta_0^3} / \sqrt{\eta \nu c_T}, \quad F_0 = 0,63 \sqrt{\eta \nu c_T \beta_0},$$

$$F_\Delta^0 = 1,32 \beta_0 \sigma_x = 0,66 \sqrt{\eta \nu c_T \beta_0}, \quad \mu_0 = 2,9 \beta_0,$$

$$\gamma_x^0 = \sqrt{2\pi} \beta_0 / \sigma_x = 5 \sqrt{\beta_0^3 / \eta \nu c_T}, \quad \beta_0 = c \sqrt{\mu_0 m / c_T}. \quad (10)$$

Они зависят от возмущения пути $\eta \nu$, поэтому могут быть оптимальными только в одном режиме доминирующей (средней) скорости установившегося движения $\nu = \nu_{cp}$ при среднем значении неровности пути $\eta = \eta_{cp}$. Независимость линейной и мягкой характеристик диссипации от $\eta \nu$ выделяют их наилучшими при линейной упругой связи. Потребность фрикционного классического трения возрастает со скоростью движения, а квадратического вязкого — убывает.

Введем параметры подвеса вагона:

$$c = 28, \quad c_T = 110 \text{ кН/см}, \quad m = 48 \cdot 10^3 \text{ кг}, \quad \mu = m / m_T = 0,25,$$

$$\mu_0 = 1 + \mu = 1,25, \quad \eta = 10^{-5} \text{ м}, \quad \nu_{cp} = 45/36 \text{ м/с}.$$

Тогда

$$f = m g / c = 17; \quad f_T = \mu_0 m g / c_T = 5,4; \quad f = f + f_T = 22,4 \text{ см};$$

$$\nu^2 = c / m = 58; \quad \nu = 7,6 \text{ с}^{-1}; \quad \nu^3 = 440; \quad \varepsilon = c / c_T = 1/4;$$

$$\delta = f / f_T = 0,76; \quad \lambda^2 = g / f_T = 44; \quad \lambda = 6,6 \text{ с}^{-1},$$

а по формуле (7) $\beta_0 = 210 \text{ кНс/м}$. Вводя в (6) статистически эквивалентные параметры (10) различного сопротивления, получим соответствующие выражения функционала:

$$1. F = -\beta_0 \dot{x}, \quad \sigma_x^2 = 0,5 \eta \nu v^3 \sqrt{\mu_0 / \varepsilon}, \quad \sigma_x = 0,05 \sqrt{\nu};$$

$$2. F_T = -\gamma \dot{x}^2 \text{sign } \dot{x}, \quad \sigma_x^2 = \frac{\eta}{4m} \left(\frac{\beta_0 c_T}{m} \sqrt{\frac{\nu^4}{\nu_{cp}}} + \frac{c^2 \mu_0}{\beta_0} \sqrt{\nu^2 \nu_{cp}} \right),$$

$$\sigma_x = \frac{5}{100} \sqrt[3]{\sqrt{\frac{\nu^4}{45}} + \sqrt[3]{45 \nu^2}};$$

$$3. F_f = -F_0 \text{sign } \dot{x}, \quad \sigma_x^2 = 0,64 \varphi_0^2 + 0,5 (\eta \nu^3 / \varphi_0^2) \nu^2, \quad (11)$$

$$\sigma_x = \sqrt{0,08 + 0,70 (\nu / 100)^2};$$

$$4. F_\Delta = -F_0 \text{sign } \dot{x}, \quad |\dot{x}| \geq 0,3\sigma_x, \quad \sigma_x^2 = 0,54 [\varphi_\Delta^2 + (\eta \nu^3 / \varphi_\Delta) \nu^2],$$

$$\sigma_x = \sqrt{0,08 + 0,76 (\nu / 100)^2},$$

где $\varphi_0^2 = \left(\frac{F_0}{m}\right)^2 = 0,8 \eta \nu_{cp} \nu^3 = 0,13$; $\varphi_\Delta^2 = 0,9 \eta \nu_{cp} \nu^3 = 0,14$; $\varphi_\Delta = 0,37$.

На рис. 2 а построены соответствующие кривые. За счет оптимума диссипации при всех ν линейная и мягкая характеристики сопротивления (1) обеспечивают наилучшую виброзащиту кузова. Релейное трение (3) завышено, а трение с люфтом (4) разумно ограничено при $\nu \leq 15 \text{ м/с}$. Квадратичное вязкое сопротивление (2) не соответствует линейному упругому.

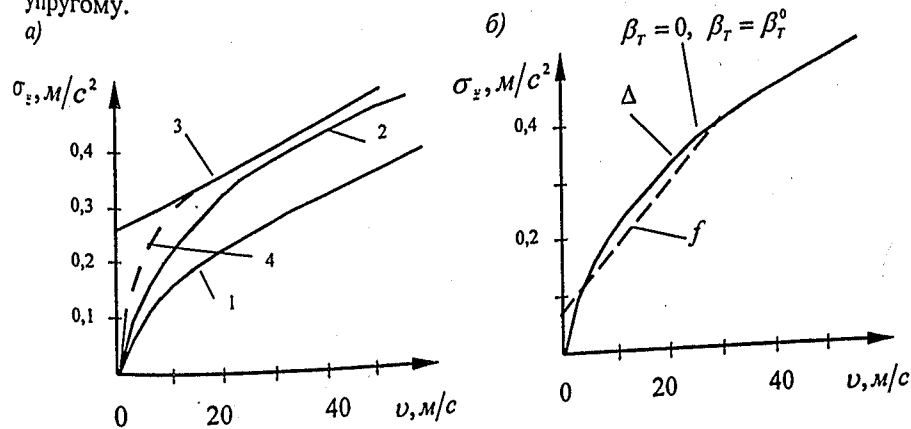


Рис. 2

Введем теперь в расчетной модели (рис. 1 а) $F(\dot{x}) = -\beta(\dot{z} - \dot{z}_T)$, а в тележечной ступени — линейризованное сопротивление

$F_T(\dot{x}) = -\beta_T \dot{x} = -\beta_T(\dot{z}_T - \dot{z}_H)$ при упругом пути жесткостью c_n . Тогда уравнения кинестатики подвеса в координатах z , $x = z_T - z_H$, z_n и операторно-матричной форме, $d/dt = p$

$$\begin{bmatrix} mp^2 + \beta p + c & -(\beta p + c) & 0 \\ mp^2 & \mu mp^2 + \beta_T p + c_T & 0 \\ 0 & -(\beta_T p + c_T) & c_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (\beta p + c)k_0 z_x(p) \\ -\mu mp^2 k_0 z_x(p) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

Передачные функции (ПФ) координат z , x равны:

$$\begin{aligned} \eta_z &= z(p)/z_x(p) = k_0(\beta p + c)(\beta_T p + c_T)/\Delta(p) = \\ &= k_0[\beta\beta_T^2 + p(\beta c_T + c\beta_T) + cc_T]/\Delta(p), \\ \eta_x &= x(p)/z_x(p) = -k_0 mp^2 \mu_0(\beta p + c), \\ \mu &= 2m_T/m = 0,25; 1 + \mu = \mu_0; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\Delta(p) = \mu m^2 p^4 + \mu_0 m \beta p^3 + m(c_T + \mu_0 c)p^2 + (\beta c_T + c\beta_T)p + cc_T.$$

Дисперсии ускорения кузова и скорости деформации тележечной ступени подвеса для $p = i\omega$, $c \leq c_T/3$, $\mu = 0,25$, $k_0^2 = 0,5$:

$$D_z = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_z(i\omega)|^2 \omega^4 S_u(\omega) d\omega = \frac{\eta v c_T \beta}{4m^2} \left[1 + \frac{\mu_0 m c^2 / \beta}{\beta c_T + c\beta_T} + \frac{\beta_T^2}{\mu m c_T} \right], \quad (14)$$

$$D_x = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\eta_x(i\omega)|^2 \omega^2 S_u(\omega) d\omega \cong \frac{\eta v \mu_0^2}{4c_T \beta} \left[c^2 + \frac{\beta^2 c_T}{\mu m} \right].$$

Для реальных ограничений на доминирующую гибкость в кузовной ступени оптимум параметра диссипации в ней можно вычислять при ее отсутствии в тележечной, $\beta_T = 0$:

$$D_z(\beta_T = 0) = \frac{\eta v}{4m^2} [\beta c_T + \mu_0 m c^2 / \beta], \quad \frac{\partial D_z}{\partial \beta} = 0, \quad (15a)$$

$$\beta_0^2 = \mu_0 m c^2 / c_T, \quad \beta_0 = c \sqrt{\mu_0 m / c_T}.$$

Аналогично этому минимизацией функционала (14) получаем:

$$\frac{\partial D_x}{\partial \beta_T} = 0, \quad \beta_{T0} \beta_0 = \frac{\mu m_0 m^2 c^3}{2\beta_0^2 c_T (1 + \beta_T c / \beta c_T)} = \frac{\mu m c}{2(1 + \beta_T c / \beta c_T)}. \quad (15b)$$

Для введенных ранее параметров подвеса вагона и первого приближения $\beta_T / \beta = 0,4$ по формулам (15) имеем:

$$\beta_0 = 200 \cdot 10^3 \text{ Нс/м} = 200 \text{ кНс/м}, \quad (15a)$$

$$\beta_{T0} = 1,68 \cdot 10^4 / 1,2 \cdot 200 = 70 \text{ кНс/м}.$$

Заметим, что при упругом включении демпферов с жесткостью $c_T = \sqrt{2}c_T$ для сохранения их рабочего хода снижается параметр $\beta_T = \beta_T / \sqrt{2}$. При сравнительно жестком креплении параметр (15a) сохраняется, а максимум усилия в демпферах $F_{Tm} = \beta_T \sigma_x^{\max} \leq \sqrt{2} \beta_T \sigma_x$ ограничивается ПК. Положительные результаты дает снижение передачи возмущения пути через демпферы несимметричного цикла с превалирующей их работой на ходе растяжения: $\beta_p = 2\beta_c$, $\beta = \beta_c + \beta_p$.

При ограничениях $\mu \leq 0,2$ и $\delta = f/f_z \geq 0,8$ автономная диссипация в первой ступени нецелесообразна.

Заменим линейную диссипацию $F_T = -\beta_T \dot{x}$ релейным трением, в том числе с люфтом $\Delta = 0,30\sigma_x$,

$$F_T = F_0 \text{sign } \dot{x}, \quad F_T = F_\Delta \text{sign } \dot{x}, \quad |\dot{x}| \geq 0,3\sigma_x, \quad (16)$$

и определим их эквивалентные параметры по условиям (9a) и (14), $\sigma_x = 9 \cdot 10^{-3} \sqrt{v}$ для введенных ранее параметров подвеса:

$$\beta_T = \beta_f = 0,8 F_0 / \sigma_x = 90 F_0 / \sqrt{v}, \quad \beta_T = \beta_\Delta = 0,76 F_\Delta / \sigma_x = 84 F_\Delta / \sqrt{v}; \quad (17)$$

для $v_{cp} = 36 \text{ м/с}$; $\beta_{T0} = 70 \text{ кНс/м}$; $F_0 = 4,7 \text{ кН}$; $F_\Delta = 5,6 \text{ кН}$.

Среднеквадратичные ускорения кузова (14, 15a) при различной эквивалентной диссипации в первой ступени подвеса равны:

$$\sigma_z(\beta_T = 0) = \sigma_z(\beta_T \neq 0) = 0,07 \sqrt{v}, \quad (18)$$

$$\sigma_z(17) = 0,05 \sqrt{1,36 + v \left[1 + \frac{2,4}{2,2 + 1,2/\sqrt{v}} \right]}.$$

На рис. 2 б построены соответствующие кривые, близко совпадающие между собой. Это объясняется тем, что с вводом дополнительной диссипации при $c_T \geq 3c$, $\mu \leq 0,25$ увеличивается неупругое возмущение пути через демпферы, особенно гидравлические. Обеспечение несимметричного цикла гидрогасителей на ходе растяжения существенно улучшает динамику тележек и частично кузова, но обуславливает обезгрузку колес на $R_0 = c_T a_0 \approx 2\beta_T a_x \omega / \pi = F_{\max} / \pi$ до ограничения ПК. Лучшей характеристикой малой диссипации в первой

ступени подвеса являются гистерезисные потери, упруго-включенное несимметричное вязкое трение и возрастающее с амплитудой фрикционное трение. При ограничениях $\mu \leq 0,2$, $\delta \geq 0,8$ в тележной ступени – достаточно малое конструкционное трение без автономных демпферов.

Варава В.И. (ЛТА),
Левит Г.М.,
Белгородцева Т.М.,
Мамонтов С.В. (ПГУПС)

ОПТИМИЗАЦИЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ ТЕЛЕЖКИ

Автоколебательное извилистое движение симметричной тележки инертностью m , J , базой $2l$ с буксовыми связями поперечной жесткостью $c_r = c = 4c_b$ и кузовной диссипацией $M_\psi = -\beta(\dot{\psi} - \dot{\psi}_k)$, $\beta = 2\beta_d l_d^2$ возбуждается силами псевдоскольжения колес:

$$Y_k = -K(\dot{y}_k/v - \psi), X_k = K(s/v \cdot \dot{\psi} + ny_k/r), K = 5,3 \cdot 10^4 \sqrt{rN}, \quad (1)$$

где n , r , $2s$ – конусность, радиус качения и база колесной пары;
 v , K – скорость движения в м/с и параметр псевдоскольжения в Н.
Уравнения извилистого движения тележки:

$$\begin{cases} \dot{y}_k^* - v\psi = 0, \dot{y}_k^- - (c_b v/K)(l_r \psi - \dot{y}_k^-) = 0, \dot{y}_k^* = 0,5(y_{k1} \pm y_{k1}) \\ J_r \ddot{\psi} + \beta(\dot{\psi} - \dot{\psi}_k) + 4K \left(\frac{s^2}{v} \dot{\psi} + \frac{l_r}{v} \dot{y}_k^- + \frac{sn}{r} y_k^* \right) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Оптимальную жесткость c_b^0 буксовой связи определим максимизацией устойчивости автоколебаний при $\beta = 0$. Вводя в систему (2) оператор $p = d/dt$, запишем характеристическое уравнение $\sum_{k=0}^4 a_k p^{4-k} = 0$, где

$$a_0 = 1, a_1 = \frac{vc}{4K} + \frac{4K}{\omega J_r} s^2, a_2 = \frac{c}{J_r} (l_r^2 + s^2), a_3 = 4Kv \frac{sn}{rJ_r}, a_4 = cv^2 \frac{sn}{rJ_r}. \quad (3)$$

Границе устойчивости соответствует критическая скорость $v = v_{cr}$, частота однопериодического движения $\omega = \sqrt{a_3/a_1} \leq \sqrt{n/rsv}$ и диагональный минор Гурвица:

$$D_3 = a_1 a_2 a_3 - a_0 a_3^2 - a_4 a_1^2 = 0. \quad (4)$$

Максимизируя по уравнению (4) неявную функцию $v^2(c_b)$, получаем оптимальную по устойчивости жесткость буксовой связи:

$$\partial v^2 / \partial c_b = 0, c_b^0 (l_r^2 + s^2) \leq Kl \sqrt{3sn/r}. \quad (5)$$

Для тележек пассажирских вагонов по формуле (5) $c_b \leq 2,8$ кН/мм, трамвая – $c_b \leq 3,1$ кН/мм, а электровоза ЧС – $c_b \leq 5$ кН/мм.

Из решения (5) следует, что устойчивость автоколебаний определяет заданная жесткость упругой связи. Диссипация задает асимптотическую устойчивость и ограничивает амплитуды колебаний. Условие устойчивости по Гурвицу $D_3 > 0$ (4) дает неравенство

$$4Kl_r > v \sqrt{cJ_r}, c = 4c_b. \quad (5)$$

Оптимизация по устойчивости (5) удаляет критическую скорость движения за конструкционную, $v_{cr} \geq v_c$. При $K \rightarrow \infty$ система уравнений (2) преобразуется в уравнение извилистого движения колесных пар $\ddot{y}_k + \omega^2 y_k = 0$ с частотой $\omega = \sqrt{n/rsv}$. Из второго и третьего уравнения следует

$$\dot{y}_k^- = (l_r \dot{\psi} - y_k^-) c_b v / K, y_k^* = -\dot{\psi} sr / nv. \quad (6)$$

Вводя эти приближения в третье уравнение и, принимая за возмущение $y_k^- = y_0 \sin \omega t$, $\dot{\psi}_k = (y_0 \omega / l_r) \cos \omega t$, $\omega \leq \sqrt{n/rsv}$, получим упрощенное уравнение виляния тележки:

$$J_r \ddot{\psi} + \beta_v \dot{\psi} + cl_r^2 \psi \approx l_r y_0 (c + i\omega \beta l_r^2) e^{i\omega t}, \beta_v = 2\beta_d l_d^2, \omega \leq 17 \text{ с}^{-1}, \quad (6)$$

где $2\beta_v$ – линейризованный параметр диссипации двух диагональных гидрогасителей между кузовом и тележкой на плече l_r .

Вводя в уравнение (6) частное решение $\psi = \alpha(i\omega) e^{i\omega t}$, $\dot{\psi} = i\omega \psi$, $\ddot{\psi} = -\omega^2 \psi$, получаем комплексные амплитуды (АФЧХ) перемещений и ускорений:

$$\alpha(i\omega) = \frac{y_0}{l_r} \cdot \frac{cl_r^2 + i\omega \beta_v}{cl_r^2 - J_r \omega^2 + i\omega \beta_v} = \frac{y_0}{l_r} \cdot \frac{1 + i2\mathcal{G}x}{1 - x^2 + i2\mathcal{G}x}, \quad (7a)$$

$$x = \frac{\omega}{v}, v^2 = \frac{cl_r^2}{J_r}, \mathcal{G} = \frac{\beta_v}{2J_r v} \quad (7b)$$

$$\varepsilon = \alpha(i\omega) \omega^2 = \alpha v^2 x^2, M_\psi^0 = J_r \varepsilon.$$

Выделим амплитуды ускорений в характерных режимах: резонансом $x_p = 1 (\omega = v)$ и узлом $x_u = \sqrt{2} (\omega = \sqrt{2}v)$;

$\varepsilon_p = v^2 y_0 / l \cdot \sqrt{1 + 1/4\vartheta^2}$, $\varepsilon_y = 2v^2 y_0 / l_T$ и оптимизируем по условию $\varepsilon_p = \sqrt{3}\varepsilon_y$ для $\omega \leq v/3$ уровень линейной диссипации:

$$\vartheta_0 = 0,14, \beta_v^0 = 2\vartheta_0 \sqrt{cl_T^2 J_T}, \beta_0 = 0,14 \sqrt{c J_T l_T^2 / l_d^4}. \quad (8)$$

В частности для тележек пассажирского вагона $c = 4c_n = 10 \text{ кН/мм}$, $l_d = l_T = 1,2 \text{ м}$, $J_T = 8 \cdot 10^3 \text{ кгм}^2$ по формулам (8) получаем

$$\beta_v^0 = 0,28 \sqrt{cl_T^2 J_T} = 94 \text{ кНмс}, \beta_0 = \beta_v^0 / 2l_T^2 = 32 \text{ кНс/м}. \quad (8)$$

Величина релейного трения $M_v = M_0 \text{sign } \dot{\psi}$ в опорах на тележки наиболее просто выявляется из баланса работ за период резонансных колебаний с амплитудой $\alpha \approx y_0 / l_T$ при $Jv^2 = cl_T^2$, $\beta_v^0 = 0,28 J_T v$:

$$A_T = \pi v \beta_v^0 \alpha^2 = 4M_0 \alpha, M_0 = \frac{\pi}{4} v \beta_v^0 \frac{y_0}{l} = 0,22 cl_T y_0 = 13 \text{ кНм}. \quad (8 б)$$

Ограниченность диссипации объясняется ее реализацией в псевдоскольжении колес с рельсами $\beta_v^* = 4K s^2 / v$. Поскольку последняя уменьшается со скоростью v , то в опорах следует добавлять возрастающую с ней. Такую характеристику наиболее просто обеспечивает двухступенчатое трение $f_1 \leq f_2 / 2$ с люфтом $\alpha_\Delta \approx 0,3\alpha$ в нижней колодке f_1 без ограничения верхней f_2 .

Выводы:

Автоколебания извилистого движения тележки с частотой $\omega = \sqrt{a_3 / a_1} \leq \sqrt{n / rsu}$ обусловлены силами псевдоскольжения (1) колес по рельсам. Для удаления критической по устойчивости скорости движения за конструкционную $v_k \geq 1,5v_k$ необходимы поперечные буксовые связи с оптимальной по устойчивости жесткостью (5). Диссипация извилистого движения обеспечивает асимптотическую устойчивость и ограничивает амплитуды виляния тележки. Поэтому ее уровень можно выявить по упрощенному уравнению (6) динамического состояния. Ограничением ускорений виляния в характерных режимах движения определяется дополнительное демпфирование (8) к псевдоскольжению колес на рельсах. Уровень релейного трения (8 б) эффективно вычисляется из баланса работ с линейным за период резонансных колебаний $\omega = v = \sqrt{cl_T^2 / J}$ виляния тележки.

Варава В.И. (ЛТА),
Левит Г.М.,
Белгородцева Т.М.,
Мамонтов С.В. (ПГУПС)

ДИНАМИКА ПОДВЕСА С УПРАВЛЯЕМОЙ ДИССИПАЦИЕЙ

Управление диссипацией неизбежно в одноступенчатом подвесе транспортных единиц. Это объясняется передачей мощного неупругого возмущения от пути через демпферы на кузов и наличием зарезонансной зоны эксплуатации, где демпфирования не требуется. Введем для упрощения выкладок и наглядности результата одномерную модель подвеса с деформацией $x = z - z_n$:

$$m\ddot{z} + \beta\dot{z} + cz = cz_n + \beta\dot{z}_n, z_n = k_0 z_0 e^{i\omega t}, \quad (1)$$

где m , c , β – параметры инертности, жесткости и диссипации; z_0 , l_n – амплитуда и длина неровности пути, $\omega = 2\pi v / l_n$.

$$\text{Вводя в формулу (1) частное решение } z = Ae^{i\omega t}, \dot{z} = i\omega z, \ddot{z} = -\omega^2 z, \quad (2)$$

определим комплексную амплитуду (АФЧХ) и модуль (АЧХ) ускорения кузова $w = a\omega^2$, $a = |A(i\omega)|$, $i = \sqrt{-1}$:

$$w(i\omega) = \frac{k_0 z_0 \omega^2 (c + i\omega\beta)}{c - m\omega^2 + i\omega\beta} = \frac{k_0 z_0 v^2 \chi^2 (1 + i2\vartheta\chi)}{1 - \chi^2 + i2\vartheta\chi}, \quad (3)$$

$$w = \frac{k_0 z_0 g}{f} \chi^2 \sqrt{\frac{1 + (2\vartheta\chi)^2}{(1 - \chi^2)^2 + (2\vartheta\chi)^2}}$$

где $\chi = \omega / v$, $v^2 = c / m = g / f$, $\vartheta = \beta / \beta_{кр} = \beta / 2mv = \beta / 2\sqrt{cm}$, f , v , ϑ – статический прогиб и частота подвеса, коэффициент диссипации;

$\chi = \omega / v$ – отношение частот вынужденных и собственных колебаний.

На рис.1а приведены АЧХ ускорения кузова при различной величине демпфирования (диссипации) $\vartheta = \beta / \beta_{кр}$ без ПК из-за отсутствия виброзащиты демпферов во всех случаях при $\omega \rightarrow \infty$ ускорение $w \rightarrow \infty$. Из кривых также следует, что в частотном интервале $0 < \omega \leq \sqrt{2}v$ диссипация $\vartheta \leq 0,5$ необходима, а при $\omega > 2v$ – вредна. Если задать условием квазиоптимальности $w(\chi = \sqrt{2}) \leq w(\chi = 1)$, то $\vartheta_0 \leq 0,29$; $\beta_0 = 2\vartheta_0 \sqrt{cm}$. Нами также установлена в задаче синтеза управления оптимальной линейная характеристика демпферов:

$$F(\dot{x}) = -\beta\dot{x}, F_a = \beta\omega\alpha_x, A_r = \pi\omega\beta\alpha_x^2. \quad (4)$$

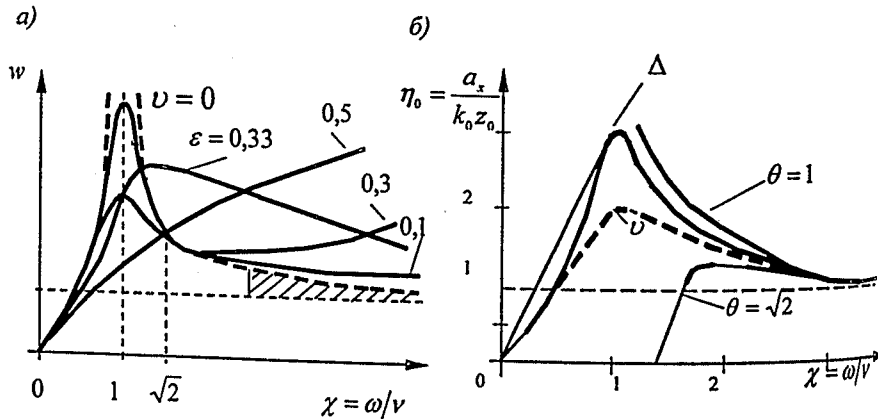


Рис. 1

Более того, оптимум линейной диссипации, минимизирующий вибронгруженность кузова, не зависит от уровня возмущения пути z_n и скорости движения v .

Характеристику диссипации в частотном спектре $0 < \omega < \infty$ можно существенно улучшить пассивным управлением — вводом в проушины гидрогасителей резиновых втулок суммарной жесткостью $c_r \approx 2c$, а в поршень — предохранительный клапан на расчетное усилие срабатывания $F_m = 1,5cz_0$. Тогда коэффициент оптимальной диссипации составит $\mathcal{G}_{o_x} = 0,2$. Его снижение обусловлено уменьшением диссипативного хода поршня упругой составляющей: $\alpha_x'' = \alpha_x - \alpha_x'$. В результате ввода виброзащиты демпферов снижается работа диссипативных сил A_r (4) и достигается оптимум соотношения жесткостей $c_r = 2c$. Кривая $w(\chi)$ приведена на рис. 1а для $\varepsilon = c/c_r = 0,33$:

при $\omega \rightarrow \infty$ $w \rightarrow (1 + \varepsilon)k_0 z_0 g / f$. Очевидно, что в спектре частот $\omega \geq v$ за счет снижения диссипации увеличиваются амплитуды ускорений кузова по сравнению с кривой $\mathcal{G} = 0,3$. Однако в высокочастотном спектре $\omega \geq 3v$ они существенно снижаются виброзащитой демпферов. В двухступенчатом подвесе их виброзащитой служит первая ступень: шина, пружина, резиновые амортизаторы и пр.

Упругое включение фрикционных демпферов релейного трения $F(\dot{x}) = -F_0 \text{sign } \dot{x}$ дает эффект не ограничением усилия, а плавностью его

нарастания и убывания. Здесь значительное улучшение характеристики диссипации обеспечивает люфт $\Delta < k_0 z_0$ в парах трения или многоступенчатое ее нарастание и убывание. При наличии люфта исключается блокирование малых амплитуд и возмущения через демпферы, а также ограничиваются резонансные амплитуды (кривая Δ рис. 1 б). Без люфта Δ и при $\theta = 4F_0 / \pi c k_0 z_0 > 1$ колебания блокируются (кривая $\theta = \sqrt{2}$), а при $\theta \leq 1$ — не ограничиваются резонансные амплитуды (кривая $\theta = 1$ рис. 1 б).

Изменение параметра или характеристики диссипации в процессе функционирования демпферов называют активным управлением — авторегулированием. Очевидно, что наиболее просты и надежны регуляторы инерционного типа. В качестве примера на рис. 2 а приведена конструктивная схема регулятора сечения дросселя в поршне 1 гидрогасителя. Во втулке 2 с дроссельными отверстиями 3 и крышками 4 монтируются плунжер 5 массой m_n и пружины 6 по его торцам жесткостью c_n . Максимальное сечение дросселя в центральном положении равновесия $f_0 \approx \Delta d$. При колебаниях плунжера оно уменьшается по закону $f = f_0 - ka_n^2$ до минимума

$$f_{\min} = f_0 - ka_n^2 > 0, a_{n0} > \sqrt{f_0/k}, \quad (5)$$

где a_n , k — амплитуда и коэффициент пропорциональности.

При колебаниях кузова и соединенного с ним штока демпфера по закону $z(t) = ae^{i\omega t}$ плунжер совершает колебания относительно поршня $x = z_n - z$ по уравнению:

$$m_n \ddot{x} + \beta_n \dot{x} + c_n x = -m_n \ddot{z} = m_n \omega^2 a e^{i\omega t}. \quad (6)$$

Вводя в него частное решение (2), определим комплексную амплитуду (АФЧХ) и амплитуду (АЧХ) колебаний плунжера

$$A_n(i\omega) = \frac{m_n \omega^2 a}{c_n - m_n \omega^2 + i\omega \beta_n} = \frac{a \chi^2}{1 - \chi^2 + 2\mathcal{G}_n \chi}, \quad (7)$$

$$a_n = \frac{a \chi^2}{\sqrt{(1 - \chi^2)^2 + (2\mathcal{G}_n \chi)^2}}, \quad \frac{c_n}{m_n} = v^2.$$

При $\mathcal{G}_n = 0,1$ в режимах $\chi = 0; 1; \sqrt{2}; 3; \infty$ имеем $a_n = 0; 5a; 1,1a; a$. По этим точкам на рис. 2 б построен график передаточной функции $\eta = a_n/a$. В зоне $0 \leq \chi \leq 3$ от изменяется по закону треугольника, а при $\chi > 3 - a_n \approx a = 0,2 \dots 0$, т.е. плунжер стабилизируется в положении равновесия, обеспечивая сечение дросселя $f_0 = \Delta d$. В итоге ускорение

кузова на рис 1 а в зоне $0 \leq \chi \leq \sqrt{2}$ изменяется по кривой $\vartheta \leq 0,5$, а при $\chi > 2$ – по кривой $\vartheta \leq 0,1$.

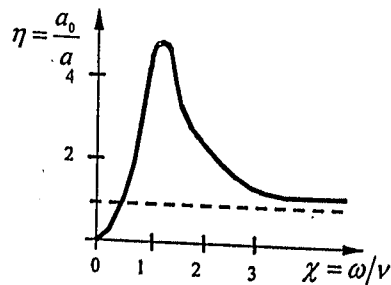
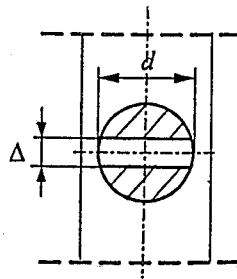
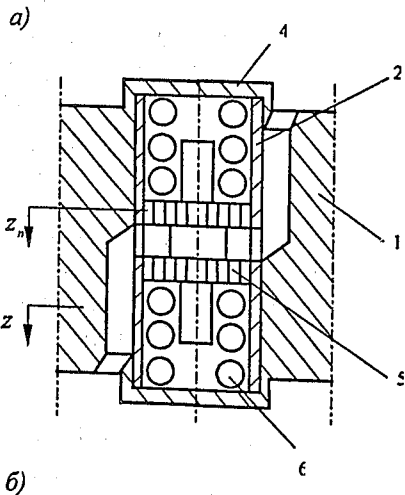


Рис. 2

При ламинарном потоке жидкости в дроссельном канале сечением f и длиной l его расход по Пуайзелю

$$Q = pf / 8\eta\mu l = F_3 v_n = F_3^2 p / \beta_1, \quad F = pF_3 = \beta_1 v_n, \quad (8)$$

где μ , η – параметр динамической вязкости и коэффициент учета утечек жидкости через неплотности;

p , F_3 – удельное давление и эффективная площадь поршня;

β_1 – параметр линейной диссипации в одном гидrogасителе.

Из баланса расходов жидкости (8) в дросселе и цилиндре выявляется зависимость $\beta_1(f)$, $f = f_0 - ka_n^2$:

$$\beta_1(f) = B/f, \quad \beta_{1\min} = B/f_0, \quad \beta_{1\max} = B(f_0 - ka_{n\max}^2)^{-1}, \quad B = 8\eta\mu l F_3^2. \quad (9)$$

При турбулентном потоке в коротком дросселе сопротивление истечению подчиняется закону Бернулли

$$F_1 = 0,5\eta\rho v_x^2 F_3 = \gamma_1 v_n^2, \quad (10)$$

где ρ , v_x , v_n – плотность жидкости и ее скорость в дросселе и цилиндре;

γ_1 – параметр квадратичного сопротивления демпфера.

Из баланса (10) с учетом неразрывности потока $f v_x = F_3 v_n$, $v_x = F_3 v_n / f$ получаем зависимость $\gamma_1(f)$:

$$\gamma_1 = D/f^2, \quad \gamma_{1\min} = D/f_0^2, \quad \gamma_1 = D(f_0 - ka_{n\max}^2)^{-2}, \quad D = 0,5\eta\rho F_3^3. \quad (11)$$

В одноступенчатом подвесе транспортных единиц неизбежно управление диссипацией. При этом различают пассивное и активное управление. В первом случае выявляется квазиоптимальная характеристика диссипативного сопротивления, минимизирующая вибронгруженность подвеса, а во втором – авторегулирование неупругого сопротивления, например изменением дроссельного сечения в гидrogасителях. Оптимальной характеристикой пассивной диссипации до ограничения неупругого сопротивления является линейная, в т.ч. с упругим включением $c_y = 2c$ в одноступенчатом подвесе. Рациональной характеристикой фрикционного трения является приближаемое к гармоническому закону изменение сопротивления в функции времени.

Гаврилов А.Н. (ВНИИТРАНСМАШ),
Левков Г.В. (ПГУПС)

РАЗВИТИЕ СРЕДСТВ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ КАК ПУТЬ СНИЖЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РАСХОДОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Поддержание высокого уровня надежности подвижного состава в современных условиях эксплуатации железнодорожного транспорта требует своевременного предупреждения, обнаружения и устранения возможных неисправностей, особенно тех, которые не выявляются путем внешнего осмотра. Для этого необходимы методы контроля, отличные от традиционных, которые базировались на частичной или полной разборке составных частей и сборочных единиц. Разборка узлов сопряжена со значительными затратами времени и средств, а нарушение сопряжений деталей резко сокращает долговечность подвижного состава и снижает его надежность.

Определить техническое состояние составных частей и деталей подвижного состава без их разборки представляется возможным путем технического диагностирования, которое позволяет это выполнить инструментальными методами достаточно объективно в короткое время и с необходимой точностью.

Средства технического диагностирования играют доминирующую роль в решении проблемы снижения трудовых и материальных затрат на техническое обслуживание и ремонт подвижного состава, позволяя формировать по фактическому состоянию техники необходимые объемы обслуживаний и ремонтов. Повышение безопасности движения и достижение экономической эффективности подвижного состава также обеспечиваются применением технической диагностики.

Проблема сокращения расходов на эксплуатацию подвижного состава железнодорожного транспорта приобретает с течением времени все возрастающую актуальность (рис. 1). Решение проблемы осуществляется по двум основным направлениям, взаимосвязанным друг с другом):

- повышение надежности и эксплуатационного уровня подвижного состава;
- совершенствование системы технического обслуживания и ремонта (ТОиР).

Первое направление предполагает:

- разработку новой техники и, в особенности, создание прогрессивных конструкций наиболее нагруженных составных частей подвижного состава;
- совершенствование существующей техники и, в первую очередь, доводку изнашивающихся узлов серийных функциональных агрегатов.

Оно преследует цели:

- увеличение межремонтных пробегов за счет возрастания ресурсных возможностей техники;
- повышение характеристик ремонтпригодности вследствие уменьшения количества и продолжительности восстановительных действий;
- обеспечение роста показателей безотказности вследствие адаптации техники к полному спектру и граничным условиям современной среды функционирования, вызывающим преждевременные повреждения;
- сокращение номенклатуры быстроизнашиваемых и частозаменяемых деталей.

Второе направление ориентировано на установление четкой системы ТОиР по техническому состоянию подвижного состава, что в современных условиях определяет:

- корректировку видов и увеличение периодичности работ по ТОиР;
- сокращение количества пунктов ТОиР техники с реформированием

материально-технической базы;

- снижение затрат (времени, средств, персонала, ...) на проведение ТОиР;
- уменьшение объема работ по ТОиР.

Связующим звеном в продвижении по обоим направлениям и инструментальным средством достижения указанных целей является использование средств технического диагностирования подвижного состава, что представляется ключевым элементом решения сформулированных задач. Действительно, внедрение системы ТОиР по техническому состоянию требует достоверного знания технического состояния, что достигается посредством технического диагностирования. Вместе с тем, реализация средств технического диагностирования осуществляется в процессе разработки и совершенствования диагностируемой техники (рис. 2).

Влияние диагностирования на уровень техники сопровождает технику на протяжении ее жизненного цикла. На стадии эксплуатации диагностирование технического состояния подвижного состава позволяет:

на этапе применения техники по назначению:

- предупредить потенциальные отказы, проинформировав о наличии «ослабленных» узлов и деталей (что влияет на повышение безотказности);
- обеспечить замену сборочной единицы по фактически полной выработке ресурса (что повышает долговечность);

на этапе проведения ремонтов:

- свести к минимуму выявление и локализацию причин отказов и неисправностей (повышение ремонтпригодности).

На стадиях изготовления и капитального ремонта использование диагностических средств дает возможность:

- ввести жесткий автоматизированный выходной контроль;
- улучшить достоверность дефектации.

Это определяет повышение качества производства с ростом гарантий работоспособности техники.

На стадии разработки (модернизации) техники внедрение диагностических средств достигается следующими путями:

- определением диагностируемых составных частей, узлов, деталей подвижного состава;
- выявлением диагностических параметров и характеристик, подлежащих контролю;
- установлением приемлемых и достоверных методов и способов диагностики;
- выбором, адаптацией, разработкой средств контроля;
- доводкой диагностической системы при испытаниях опытных образцов.

Это потенциально повышает эксплуатационные свойства и надежность техники.

Возрастание значимости вопросов диагностирования обуславливает необходимость формирования и реализации целевой программы развития диагностических средств. Информационной базой разработки комплексных мероприятий в рассматриваемой области являются данные о состоянии дел в сфере диагностики железнодорожного транспорта.

На настоящий момент проанализированы средства технической диагностики, используемые на стадии эксплуатации железнодорожного транспорта (рис. 3). Это обусловлено определяющей ролью периода эксплуатации в жизненном цикле техники и его доминирующим влиянием на объем эксплуатационных расходов, когда применение диагностики по назначению особенно значимо. Это определяется широтой спектра номенклатуры и методов диагностических средств, характерных именно для данной стадии.

Структура обзора, сформированная в процессе накопления и систематизации материала, содержит признаки и уровни:

- 1) по виду эксплуатации – средства диагностирования, применяемые:
 - в процессе использования подвижного состава по назначению (без разборки оборудования – автоматизированный контроль);
 - при плановых ремонтах подвижного состава (с частичной разборкой оборудования и без нее – неразрушающий контроль).
- 2) по фазе процесса использования по назначению: на ходу поезда, на стоянке (остановке) поезда, на станциях и ПТО;
- 3) по способу диагностирования: метрологический (измерительный) контроль, дефектоскопия.
- 4) далее средства группируются в соответствии с их размещением: путевые, переносные, бортовые, поездные, постовые, станционные, а также цеховые, деповские.
- 5) для методов дефектоскопии зафиксирован дополнительный уровень, на котором выделены используемые в железнодорожной практике методы дефектоскопии: магнитопорошковый, феррозондовый, ультразвуковой (акустический), люминесцентный (капиллярный), радиационный, вихретоковый (электромагнитный).

6) на нижнем уровне определены диагностируемые составные части подвижного состава, такие как: колесная пара, буксовый узел, тележка, тормозное оборудование, автосцепное устройство, кузов (рама) и др.

При выполнении работы использовался представительный перечень источников и литературы, а также экспертный опрос эксплуатационников, производителей, разработчиков. Результаты упорядочены, сконцентрированы и сведены в табличную форму, где помимо систематизации, согласно общей структуры, для каждого диагностического средства указаны следующие характеристики (табл. 1):

- наименование и шифр устройства;
- контролируемые параметры и составные узлы;

– техническая реализация и метод диагностирования; состояние (степень использования) разработки. Приведенная в статье таблица, являясь краткой иллюстрацией обзора СТД, содержит сведения о диагностических устройствах для обнаружения неисправностей наиболее ответственных составных частей вагона, определяющих безопасность движения поездов.

Необходимо уточнить, что при проведении обзора рассматривались диагностические средства сборочных единиц и узлов, применяемых на всех видах подвижного состава железнодорожного транспорта. Однако не рассматривались диагностические средства энергосистем тепловозов, токоприемников электровозов, систем управления локомотивов и других специфических функциональных подсистем.

Предварительный экспресс-анализ обзорной информации показывает, что проводимые работы по обеспечению подвижного состава диагностическими средствами не имеют выраженной стратегической направленности и программной согласованности. Это не отвечает требованиям и ритму поступательного развития современной техники и требует привлечения широкого и целенаправленного внимания к решению вопросов диагностирования.

В настоящее время, наряду с уточнением выполненного обзора средств диагностирования подвижного состава на стадии эксплуатации, проводится работа по сбору данных о диагностических средствах, которые используются на стадиях производства и капитального ремонта, и опираются на методы толщинометрии и разрушающего контроля.

Таблица 1
Средства автоматизированного контроля технического состояния тележек грузовых вагонов

Неисправность, контролируемый параметр	Наименование устройств	Период проведения	Состояние разработки
1	2	3	4
Колесная пара			
Дефекты по кругу катания	Дистанционная подсистема контроля колес ДМСК-К	на ходу поезда	Эксплуатируется
Износ, подрез, угол наклона, толщина гребня	Устройство контроля гребня колеса СТД-ПТО-КГ	на ходу поезда	Разработано и испытано устройство контроля подреза гребня. Разрабатывается устройство для контроля толщины гребня.

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4
Прокат	Дистанционная подсистема контроля проката колес ДИСК-П	на ходу поезда	Проведены лабораторные испытания макетного образца
Трещина, излом диска, обода колеса	Устройство контроля целостности колеса СТП-ПТО-Д	на ходу поезда	Не разрабатывается, имеется зарубежный аналог
Буксовый узел			
Перегрев	Прибор обнаружения перегретых букс ПОНАБ	на ходу поезда	Эксплуатируется
Перегрев	Комплекс технических средств модернизации ПОНАБ и КТСМ-01	на ходу поезда	Эксплуатируется
Перегрев	Базовая дистанционная система контроля с подсистемой контроля букс ДИСК-Б, ДИСК2-Б	на ходу поезда	Эксплуатируется
Заклинивание колесных пар, перегрев	Дистанционная подсистема контроля тормозов ДИСК-Т, ДИСК2-Т	на ходу поезда	Эксплуатируется
Заклинивание колесных пар, перегрев	Устройство контроля работы буксового узла и отпуска тормозов РИСК	на ходу поезда	Проводятся стендовые испытания
Сдвиг корпуса буксы	Дистанционная подсистема контроля сдвига корпуса буксы ДИСК-С	на ходу поезда	Разработан и испытан макетный образец
Дефекты роликовых подшипников, предшествующих нагреву узла	Устройство виброакустического обнаружения дефектов роликовых подшипников СТД-ПТО-Р	на ходу поезда	Разработан и испытан макетный образец
Перегрев	Переносной индикатор уровня нагрева температуры буксовых узлов ПРИНТ-Б	на стоянке поезда	Проведены эксплуатационные испытания
Тележка			
Угол набегания колеса на рельс, непараллельность осей, перекося колесных пар, износ гребня, косвенно: неисправности узла пятник-подпятник, скользунов, фрикционных частей рессорного подвешивания	Устройство контроля угла набегания колеса на рельс УНКР-ЛП	на ходу поезда	Проведены эксплуатационные испытания опытного образца
Тормозное оборудование			
Заклинивание колесных пар, перегрев	Дистанционная подсистема контроля тормозов ДИСК-Т, ДИСК2-Т	на ходу поезда	Эксплуатируется
Заклинивание колесных пар, перегрев	Устройство контроля работы буксового узла и отпуска тормозов РИСК	на ходу поезда	Проводятся производственные испытания
Заклинивание колесных пар, не имеющих нагрева	Путевой детектор юза ДЮК-1/2/3	на ходу поезда	Испытан макетный образец

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4
Нарушение нижнего габарита (волочащиеся детали)	Дистанционная подсистема контроля волочащихся деталей ДИСК-В	на ходу поезда	Эксплуатируется
Нарушение нижнего габарита (сход колесных пар)	Устройство контроля схода подвижного состава УКС-ПС	на ходу поезда	Эксплуатируется
Обрыв подвески, отсутствие башмака, колодки	Устройство контроля тормоза тележки СТД-ПТО-ТТ	на ходу поезда	Испытан макетный образец
Скольжение колеса юзом	Путевой детектор юза коле	на ходу поезда	Лабораторные испытания опытного образца
Неплотность, неисправность действия тормозов	Центральный пост опробования тормозов	на стоянке поезда	Эксплуатируется
Неплотность, неисправность тормозов	Устройство ускоренной зарядки и опробования тормоза с регистрацией УЗОР-Р	на стоянке поезда	Эксплуатируется
Выявление неисправных воздухораспределителей при ускоренной разрядке	Устройство централизованной разрядки автотормозов ЦРА	на стоянке поезда	Разработан технический проект
самоторможение	Переносной прибор определения мест срабатывания тормозов ПОМСТО	на стоянке поезда	Эксплуатируется
Утечка воздуха	Носимое средство выявления мест утечек воздуха из тормозной системы «Теческатель»	на стоянке поезда	Освоено промышленное производство

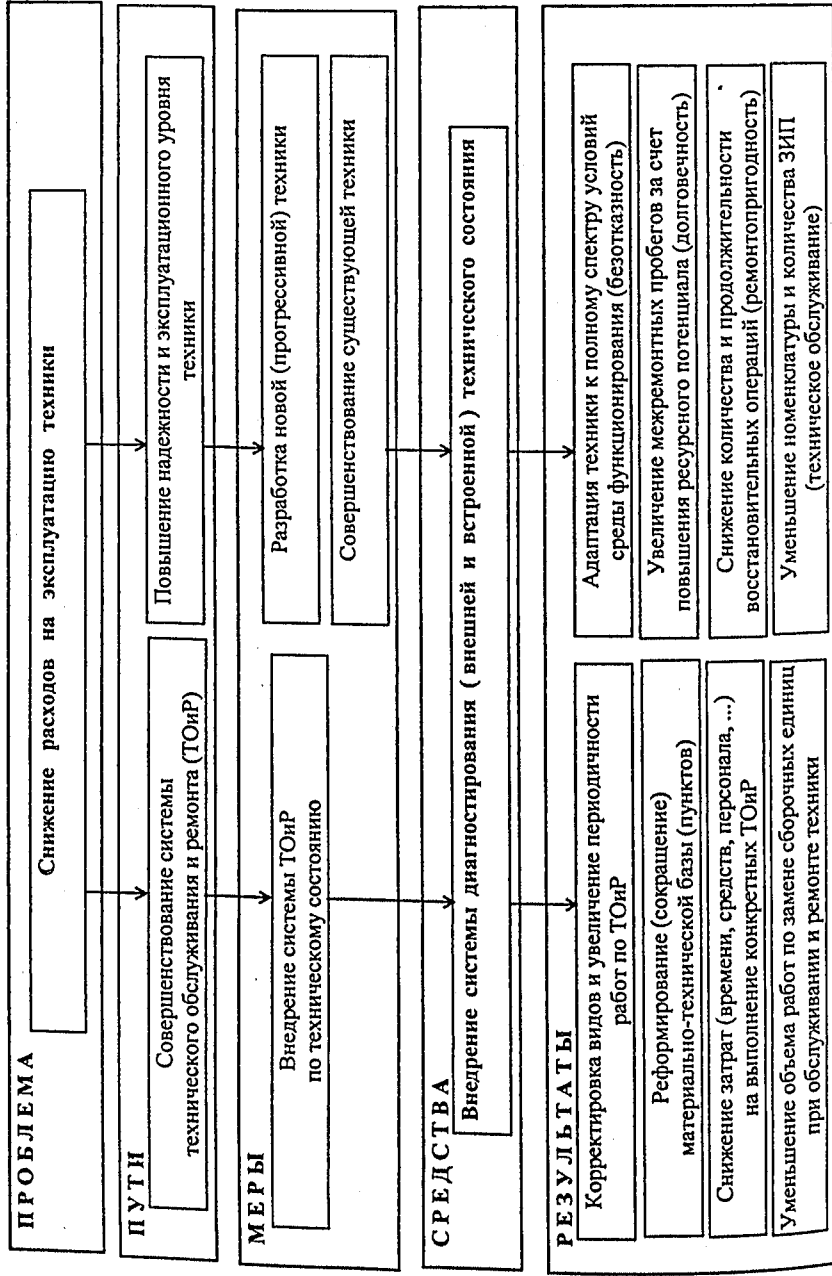


Рис. 1 Внедрение комплексной диагностической системы как средство снижения расходов на эксплуатацию техники

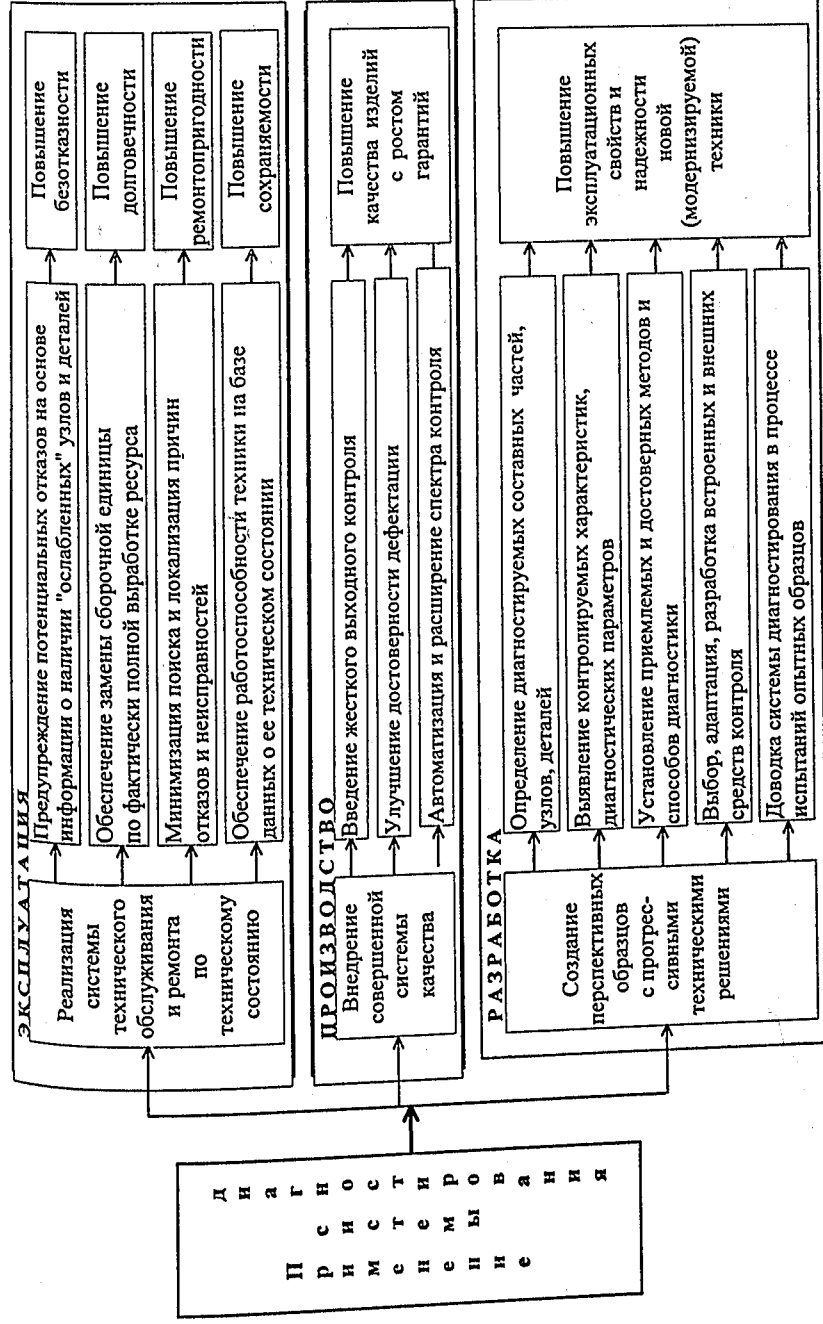


Рис. 2 - Влияние диагностирования на уровень техники в процессе жизненного цикла

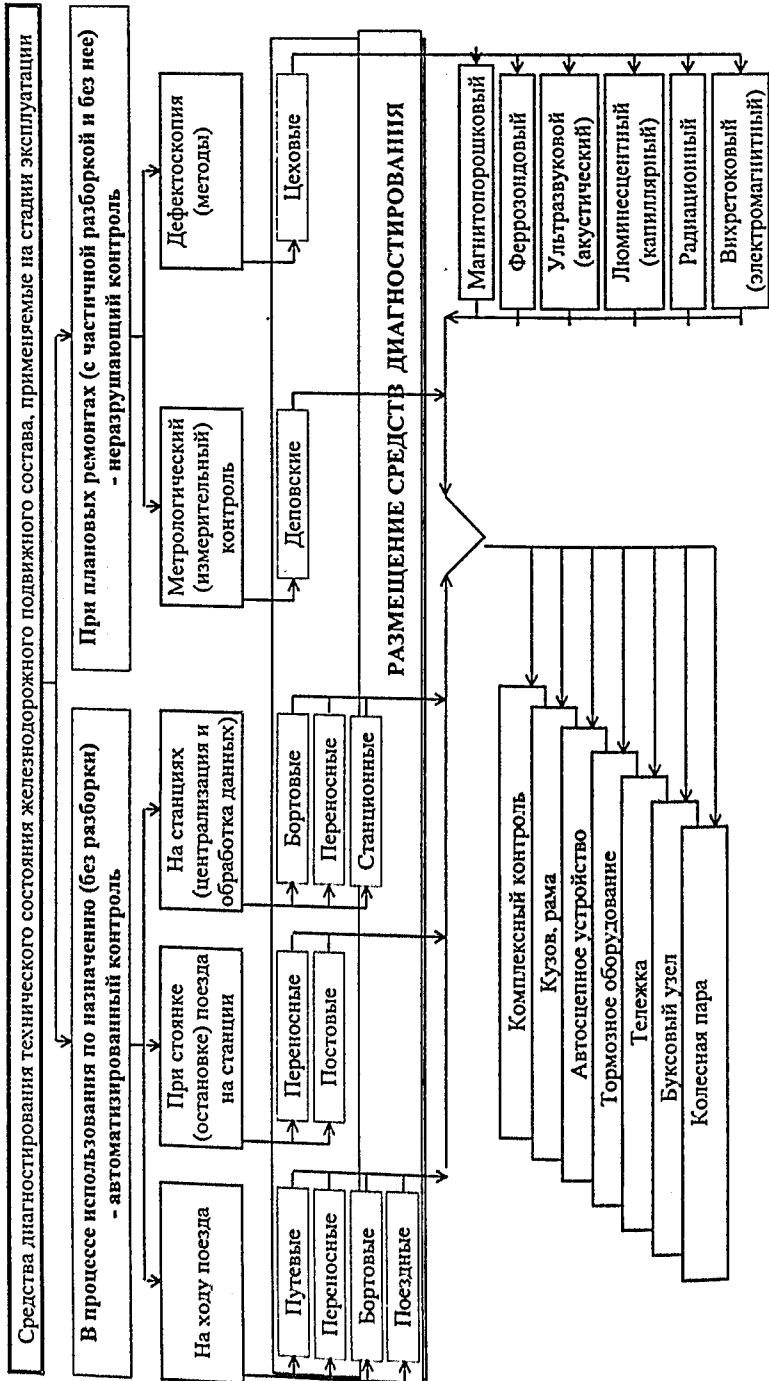


Рис. 3 - Структуризация диагностических средств, применяемых на стадии эксплуатации железнодорожного подвижного состава

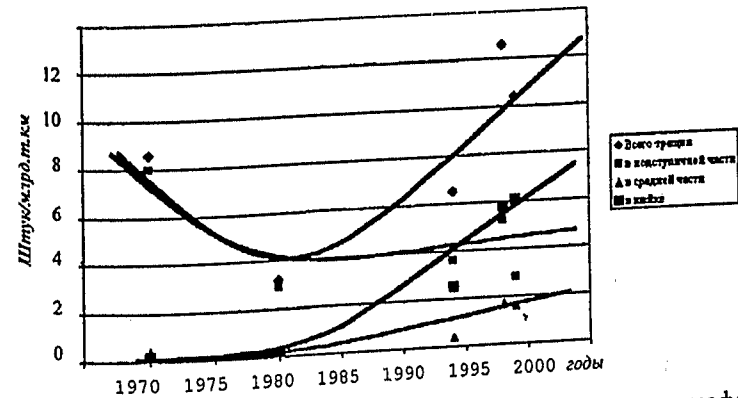
Ефимов В.П. (ГУП ПО «УВЗ»)
 Пашолок И.Л.
 Усова Л.А. (ВНИИЖТ)
 Петренко Ю. (НТМК)

ВАГОННЫЕ ОСИ ИЗ НЕПРЕРЫВНОЛИТОГО ВАКУУМИРОВАННОГО МЕТАЛЛА

Для современного этапа развития железнодорожного транспорта характерны рост скоростей движения, переход на длинные тяговые плечи и безостановочные пробег, увеличение веса составов и улучшение использования вагонов. Все это определяет необходимость увеличения прочности и служебной надежности узлов и деталей подвижного состава. Особенно большое значение для обеспечения безопасности движения поездов приобретает повышение прочности и надежности осей колесных пар, которые должны выдерживать длительную безаварийную работу.

В последние годы произошло существенное увеличение браковки осей по трещинам в основном в шейке оси, а также холодных изломов осей, которые происходят в большинстве случаев также по шейке.

Выход осей из эксплуатации по отношению к грузообороту

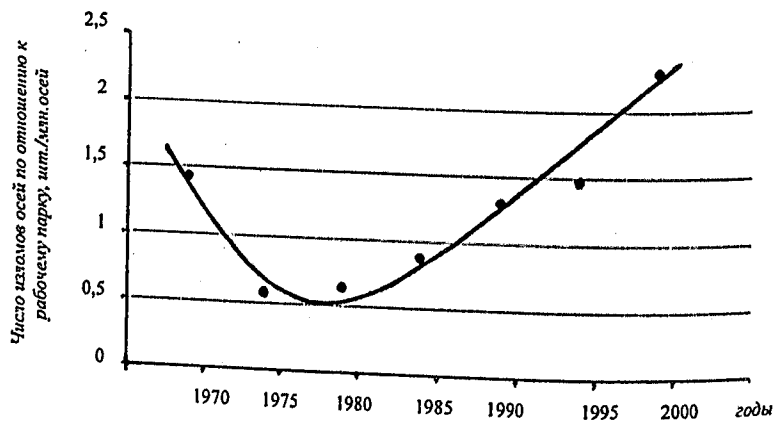


Важнейшим показателем надёжности осей является коэффициент запаса по усталостной прочности, который определяется соотношением вычисленного согласно действующим Нормам расчёта эквивалентного напряжения и предела выносливости. Как показали наши исследования, предел выносливости серийных осей на участках галтели шейки в месте перехода в предподступичную часть 165–180 МПа, что обеспечивает коэффициент запаса по выносливости около 2. Согласно приведённым

данным такой запас не достаточен для сложившихся условий эксплуатации.

Кроме того, важной характеристикой надёжности осей является предел текучести осевого металла. Развитие трещин с поверхности шеек осей связывается нами с пластической деформацией их приповерхностных слоев в результате перегрузок шеек осей в эксплуатации. Перегрузки эти, как показывают расчёты и эксперименты [Кудрявцев Н.Н. и др. Исследование динамических перегрузок осей колёсных пар грузовых вагонов - Вестник ВНИИЖТ, 1961, № 7], могут достигать семикратного превышения номинала и составлять по величине 350–400 МПа и более. Проведённые нами эксперименты показали, что после перегрузки оси до уровня напряжений, превышающих предел текучести, и повороте оси на 180° с последующим нагружением растягивающей циклической нагрузкой меньшего уровня в зоне сжатия на глубину пластической деформации довольно быстро образуется трещина, которая далее растёт с большой скоростью.

Холодные изломы осей в эксплуатации
(по пятилетиям)



В настоящее время предел текучести серийных осей колеблется в пределах 300–350 МПа, что означает, что практически для всех осей имеется риск эксплуатационных разрушений из-за перегрузок. Повышение предела текучести до 400 МПа и более должно решить названную проблему.

Оси изготавливаются из стали марки ОС, полученной мартеновским, кислородно-конвертерным или электродуговым способом. С целью повышения эффективности производства металлопродукции, снижения материалоемкости и энергозатрат ГУП

ВНИИЖТ совместно с ОАО «Нижнетагильский металлургический комбинат» и ГУП «ПО Уралвагонзавод» разработана технология производства осей для вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм из непрерывнолитого вакуумированного металла.

Сущность метода состоит в том, что жидкий металл равномерно и непрерывно заливают в охлаждаемую форму-кристаллизатор и в виде затвердевшего слитка вытягивают специальным механизмом с другого конца. Высокая экономическая эффективность применения этого способа обеспечивается следующими преимуществами:

- возможностью получения слитка неограниченной длины и требуемого поперечного сечения;
- увеличением выхода годного за счет уменьшения расхода металла на прибыльные и донные части слитков;
- уменьшением расходов на изготовление изложниц;
- уменьшением ликвационной неоднородности отливки, устранением усадочных раковин и газовой пористости.

Высокое качество металла отливок достигается созданием условий направленного теплоотвода и соответственно затвердевания отливки, а также постоянного питания фронта кристаллизации жидким металлом. В результате этого слитки не имеют усадочной и газовой пористости.

Небольшое количество и равномерное распределение неметаллических включений является существенным преимуществом непрерывного слитка, так как позволяет улучшить однородность свойств в деформированном металле. Большая дисперсность и более равномерное распределение их в объеме непрерывнолитой заготовки обуславливают лучшую по сравнению с обычным слитком деформируемость металла и соответственно существенно более высокие свойства.

Оси были изготовлены из осевых заготовок сечением 215x215 мм, катаных из непрерывнолитого слитка сечением 430 мм, прошедших нормализацию по серийному режиму (температура нагрева 800–850 $^\circ$ С, время выдержки в печи – 2,5 часа при заданной температуре, охлаждение на воздухе).

Химический состав металла вагонных осей, изготовленных на УВЗ из непрерывнолитого вакуумированного металла, представлен в таблице 1.

Для оценки качества вагонных осей, изготовленных из непрерывнолитого вакуумированного металла, проводились исследования макро- и микроструктуры металла шейки и под ступичной части.

Цель исследования макроструктуры заключалась в выявлении возможных дефектов металлургического качества металла, связанных с выплавкой стали и радиально-ротационной ковкой осей (рыхлоты, волосовины, плены, закаты, трещины и т.д.), неоднородности (ликвации) распределения серы. Для этого по методу Баумана определялось распределение серы на поперечных темплетях, вырезанных из шейки и

выплавкой стали и радиально-ротационной ковкой осей (рыхлоты, волосовины, плены, закаты, трещины и т.д.), неоднородности (ликвации) распределения серы. Для этого по методу Баумана определялось распределение серы на поперечных темплатах, вырезанных из шейки и подступичной части вагонной оси из НЛМ. Полученные отпечатки свидетельствуют о равномерном распределении серы по сечению оси.

Таблица 1

Химический состав (в %) металла вагонных осей

Место отбора проб	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Al
У поверхности	0,475	0,823	0,340	0,021	0,010	0,050	0,05	0,012
На 1/2 R	0,475	0,818	0,340	0,022	0,007	0,060	0,05	0,010
В центре	0,480	0,820	0,328	0,018	0,009	0,060	0,05	0,010
ГОСТ 4728-96	0,42-0,50	0,60-0,90	0,15-0,35	не более				
				0,040	0,040	0,30	0,30	0,30

Для исследования макроструктуры также проводилось глубокое травление в горячем 50 % водном растворе соляной кислоты на соответствие требованиям ГОСТ 4728. Результаты оценки приведены в таблице 2. Флокенов, резко выраженной ликвации, не оплошностей, инородных металлических включений, следов усадочной раковины и других дефектов в структуре осей не обнаружено.

Исследование микроструктуры металла вагонной оси УВЗ из непрерывнолитого металла производилось на шлифах, вырезанных из шейки и подступичной части.

Шлифы для определения структуры металла и величины зерна вырезались у поверхности сечения оси и на расстоянии 1/2 радиуса сечения.

Структура металла вагонных осей однородная и состоит из зерен феррита и перлита, в шейке более мелкозернистая, чем в подступичной части.

Размер зерна определялся по шкалам ГОСТ 5639-82 «Стали и сплавы. Методы выявления и определения величины зерна» и соответствовал:

- на шлифах, вырезанных из шейки: у поверхности – номер 7-8, на расстоянии 1/2 радиуса сечения – номер 7;
- на шлифах, вырезанных из подступичной части у поверхности – номер 7, на расстоянии 1/2 радиуса сечения – номер 6.

Однородная мелкозернистая структура металла осей по всему сечению шейки и подступичной части вагонной оси с номером зерна 6-8 указывает на удовлетворительно выполненную нормализацию осей.

Результаты оценки макроструктуры

Место вырезки образцов	Дефекты, допускаемые по ГОСТ 4728-96 (балл)				
	Точечная неоднородность	Центральная пористость	Ликвационный квадрат	Пятнистая ликвация	Осевая ликвация
Шейка	0,5	0,5	0	0	1,5
Подступичная часть	0,5	0,5	0	0	1,5
Требования ГОСТ 4728	3	3	3	2	3

Оценка загрязненности стали осей неметаллическими включениями, проводилась согласно ГОСТ 1778-70 «Сталь. Металлографические методы определения неметаллических включений». На нетравленных шлифах установлено, что силикаты хрупкие соответствуют баллу 1, силикаты пластичные – баллу 1,5, оксиды точечные – баллу 1. Можно отметить невысокую загрязненность стали неметаллическими включениями и ее соответствие по этому параметру ГОСТ 4728-96 «Заготовки осевые для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия».

Для определения механических свойств металла вагонных осей были выполнены испытания образцов на растяжение и ударный изгиб. Для испытания на растяжение применялись образцы 10 мм с пятикратной расчетной длиной, вырезанных из шейки и подступичной части вагонной оси сечения. Для определения ударной вязкости использовались образцы размером 10x10 x 55 мм с надрезом 1 типа по ГОСТ 9454-78 «Металлы. Методы испытаний на ударный изгиб».

Данные, полученные при испытании образцов на растяжение и на ударный изгиб, приведены в таблице 3.

При испытании на растяжение образцов светлых пятен в изломах не обнаружено.

Следует отметить, что предел текучести осевой стали в шейке гарантированно выше 400 МПа.

Испытания на ударный изгиб показали, что среднее значение ударной вязкости при температуре +20° С образцов, вырезанных из шейки и подступичной части оси, отвечают требованиям ГОСТ 30272-96.

Твердость металла определялась на поперечных темплатах, вырезанных из шейки и подступичной части вагонных осей, на приборе Бринелля шариком 10 мм при нагрузке 3000 кгс. Данные, полученные при определении твердости, приведены в таблице 4.

Испытания показали, что твердость по сечению шейки и по сечению подступичной части оси равномерно увеличивается от периферии к центру.

Механические свойства осевой стали

Таблица 3

	Временное сопротивление при растяжении, Н/мм ²	Предел текучести, Н/мм	Относительное удлинение, %	Относительное сужение, %	KCU при 20°С, Дж/см ² (среднее)
Образцы из шейки					
Образцы Ø10мм	690	425	24,0	50,0	72,5
	685	400	21,5	49,0	78,0
Среднее	685	415	22,5	49,5	75,5
ГОСТ 30272-96	605,0–625,0	–	20,0	–	54,0
	630,0 и более		19,0		44,0
Образцы из подступичной части					
Образцы Ø10мм	670	415	22,0	50,0	62,3
	662	415	25,0	51,0	67,5
Среднее	666	415	22,5	50,5	65,0
ГОСТ 30272-96	580,0–615,0	–	20,0	–	49,0
	620,0–645,0		19,0		39,0
	650,0 и более		18,0		34,0

Твердость по сечению оси

Таблица 4

Расстояние от поверхности, мм	10	25	40	55	70	85	100	115	130	145	160	175
Шейка	179	179	183	183	183	183	183	183	180			
Подступичная часть	179	179	181	118	181	181	204	185	185	183	179	179

Упрочнение галтелей шеек осей является операцией, повышающей усталостную прочность, надежность осей и, следовательно, долговечность колесных пар. Эта операция включена в качестве необходимой операции при изготовлении вагонных осей. Основными показателями упрочнения накатыванием роликами являются: повышение поверхностной твердости накатанной поверхности по сравнению с исходной, глубина наклепанного слоя металла и шероховатость поверхности.

Упрочнение накатыванием роликами обеспечивает значительное повышение циклической прочности осей. Увеличение твердости поверхности в результате накатывания должно составлять не менее 22% при глубине наклепанного слоя металла от 0,02 до 0,04 диаметра упрочняемого сечения оси. Начало зоны наклепанного металла на галтели

шейки должно отстоять на расстоянии не более 2 мм от торца предподступичной части, при условии, что в местах перехода от накатанной к ненакатанной части профиля не будет наблюдаться скопления магнитного порошка при дефектоскопировании. При накатывании роликами с поворачивающейся осью вращения галтель и ее поднутрение дальнейшей механической обработке или шлифовке не подвергается.

Для оценки качества накатывания цилиндрической части и галтели шейки оси определялась твердость на продольном темплете, вырезанном из шейки и предподступичной части, на приборе Виккерса алмазной пирамидой при нагрузке 10 кгс, расстояние между отпечатками – 0,5 мм. Данные, полученные при испытании, приведены в таблице 5.

Твердость металла цилиндрической части шейки оси колебалась от 222 HV на поверхности до 178 HV на глубине 5,0 мм.

Степень повышения твердости составила 24,7%. Твердость в начале поднутрения цилиндрической части шейки оси колебалась в пределах от 225 HV до 180 HV на глубине 3,5 мм. Степень повышения твердости составила 23,8 %.

Твердость металла галтели шейки находилась в пределах от 223 HV на поверхности до 178 HV на глубине 4,0 мм. Степень повышения поверхностной твердости составила 24,0%.

Твердость металла подступичной части оси (сечение 7) колебалась от 228 HV на поверхности до 173 HV на глубине 4,0 мм. Степень повышения поверхностной твердости подступичной части составила 26,5%. Данные, полученные при оценке качества упрочнения шейки (цилиндрическая часть и галтель) и подступичной части вагонной оси УВЗ из непрерывнолитого металла, свидетельствуют, что оси были упрочнены накатыванием роликами в соответствии с «Технологической инструкцией по упрочнению накатыванием роликами осей колесных пар вагонов» № ТИ 32 ЦВ–ВНИИЖТ–86. Ось упрочнена накатыванием роликами в соответствии с нормативно-технической документацией.

Остаточные напряжения в шейке оси оценивались по методике И.А. Биргера, разработанной для анализа остаточных напряжений в призматических брусках. Из шейки и предподступичной части был вырезан продольный темплет толщиной 20 мм, который постепенно сострагивался ее стороны, примыкающей к центру оси, с одновременной фиксацией величины изгиба оси темплета.

Для точного измерения прогибов использовался универсальный микроскоп. Для проведения измерений боковая поверхность образца полируется, и на ней наносятся точки алмазной пирамидой. Точки должны располагаться на линии, параллельной оси темплета у его поверхности. Снятие слоев производится строжкой на строгальном станке.

максимальной) в 1,9 раза выше предела выносливости при симметричном цикле ($P_{\min}/P_{\max} = -1$).

Результаты испытаний шеек осей приведены в таблице 6.

Таблица 6
Пределы выносливости шеек вагонных осей из непрерывнолитого металла

№ осей	Нагрузка		Предел выносливости, $\sigma_{ст}$, МПа	Количество циклов
	P_{\max} , тс	P_{\min} , тс		
00560007(1)	155,0	15,5	310	676.000
00500035(1)	145,0	14,5	290	1.250.000
0050007(2)	140,0	14,5	280	1.840.000
00500035(2)	135,0	13,3	270	2.500.000
00500038(2)	130,0	13,0	260	3.287.000
00500038(1)	125,0	12,5	250	5.000.000

При проведении испытаний по методу Локати предел выносливости шеек находился в диапазоне 245–255 МПа.

Это говорит о том, что коэффициент запаса усталостной прочности для данного вида осей в районе галтельного перехода к предподступичной части составляет 3,0 и выше.

Заключение

В представленной работе показано, что оси из непрерывнолитой вакуумированной стали существенно надёжней в эксплуатации, чем изготовленные по существующей технологии.

У этих осей запас усталостной прочности – 3 против 2 у серийных осей. Кроме того, оси обладают повышенной стойкостью к эксплуатационным перегрузкам благодаря гарантированному значению предела текучести выше 400 МПа.

Бороненко Ю.П.,
Попов Е.М. (НВЦ «Вагоны»)

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КАПИТАЛЬНЫХ РЕМОНТОВ С ПРОДЛЕНИЕМ СРОКА ПОЛЕЗНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

В настоящее время в инвентарном парке МПС находится более 80 тыс. грузовых вагонов с просроченным сроком службы. До конца 2003 года к ним прибавится еще 25 тыс. вагонов с истекшим сроком службы и их общее количество превысит 100 тыс. ед.

По результатам многочисленных обследований состояния парка, сделан вывод, что для 70% цистерн и 30–40% полувагонов с истекшим сроком службы может быть проведен капитальный ремонт с продлением срока полезного использования (КРП).

В конце 90-х годов учеными ВНИИЖТ, ПГУПС и НВЦ «Вагоны» совместно со специалистами вагоноремонтных заводов, были разработаны проекты КРП для полувагонов, цистерн и ряда вагонов прочих типов.

В 1999 г. по заказу Департамента вагонного хозяйства МПС РФ были разработаны и утверждены ТУ 32 ЦВ 2481-98 на КРП полувагонов и ТУ 3182-006-44297774-98УК на КРП четырехосных вагонов-цистерн для перевозки нефтепродуктов.

При КРП полувагонов (рисунок 1) проводится:

- замена верхней обвязки,
- частичная замена люков и дверей,
- усиление хребтовой балки,
- замена литых деталей тележек,
- подкатка колёсных пар с новыми колесами,
- замена резинотехнических изделий,
- замена литых пятников на штампованные,
- замена магистральных и подводящих труб тормозной магистрали.

При КРП цистерн (рисунок 2) проводится:

- замена рамы,
- усиление котла,
- замена фасонных лап котла и сливного прибора,
- замена литых деталей тележек,
- подкатка колёсных пар с новыми колесами,
- установка поглощающего аппарата повышенной энергоёмкости,
- замена резинотехнических изделий.

Ресурсные испытания опытных образцов показали, что срок полезного использования вагонов после КРП может быть продлен на половину назначенного срока службы. Таки образом, срок службы полувагонам и цистернам, прошедшим КРП, устанавливается соответственно 11 и 16 лет. Первый деповской ремонт после проведения КРП проводится через 3 года, последующие деповские и капитальные ремонты проводятся в соответствии с приказом МПС России № 7-ЦЗ.

В современных условиях функционирования железнодорожного транспорта, при остром дефиците средств, проведение КРП представляется единственно возможным вариантом поддержания необходимой численности парка и обеспечения безопасности перевозок, т.к. позволяет

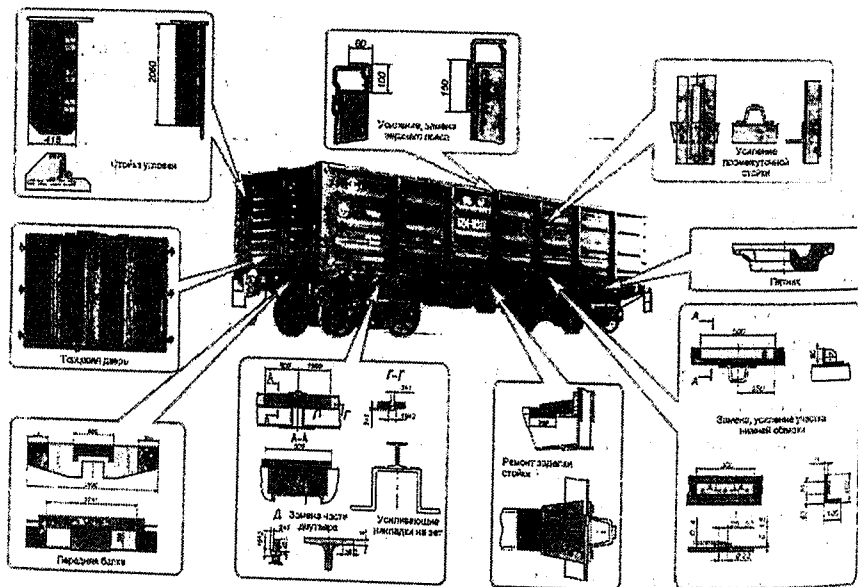


Рис. 1 Схема КРП полувагона

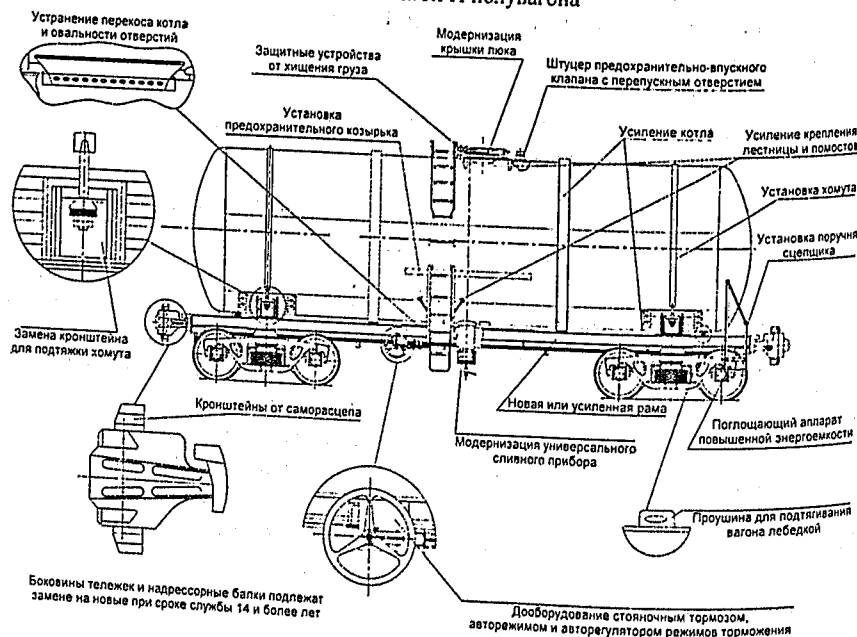


Рис. 2 Схема КРП цистерны

за те же деньги иметь в два с лишним раза больше подвижного состава дефицитных типов.

В «Комплексной программе реорганизации и развития отечественного локомотиво- и вагоностроения, организация ремонта и эксплуатации пассажирского и грузового подвижного состава на период 2001-2010 г.» запланировано провести КРП более чем 100 тыс. грузовым вагонам, в основном полувагонам и цистернам для перевозки нефтепродуктов.

Задача определения экономической эффективности КРП решалась с использованием трех методов оценки экономической эффективности: метода расходных ставок, метода стоимости жизненного цикла и метода сравнительных денежных потоков.

Разработанная компьютерная модель позволила провести исследования различных вариантов развития вагонных парков выбранных типов вагонов с учётом многовариантного изменения основных технико-экономических параметров, влияющих на уровень эффективности тех или иных мероприятий по поддержанию необходимой численности парков.

Использование данной модели дало возможность оценить влияние следующих параметров: стоимость проведения всех видов ремонтов (в том числе КРП), цена на новые вагоны, периодичность разных типов ремонтов, относительная производительность вагонов нового поколения и вагонов после КРП, ставка дисконтирования и т.д.

К рассмотрению были приняты следующие варианты развития парка:

Вариант 1 (базовый) предусматривает пополнение вагонного парка новыми вагонами существующих типов в соответствии с потребностью на прогнозируемый объём перевозок. Учитывалось, что вагонам, выработавшим назначенный срок службы, проводится техническое диагностирование, после чего их срок службы может быть продлен максимально на 5 лет. С учетом данных мероприятий количество вагонов с просроченным сроком службы в парке остается на уровне 10% от его численности в течение всего горизонта планирования.

Вариант 2. Пополнение вагонного парка осуществляется за счёт закупок вагонов новых типов (до завершения соответствующих НИОКР – вагонами существующих типов) в соответствии с потребностью на прогнозируемый объём перевозок. Количество вагонов с просроченным сроком службы в парке остается на уровне 10% от его численности (аналогично варианту 1).

Вариант 3. Пополнение вагонного парка осуществляется за счёт проведения КРП и закупки вагонов новых типов (до завершения соответствующих НИОКР – вагонами существующих типов). Применение капитального ремонта вагонов с продлением срока полезного

использования в данном варианте рассматривается как составная часть комплекса мероприятий по поддержанию требуемой численности и технического состояния парка грузовых вагонов, предусматривающего обязательную закупку новых вагонов для обновления парка.

Сравнение производилось исходя из условия одинакового изменения либо неизменности всех остальных параметров функционирования железных дорог, не связанных непосредственно с реализацией сравниваемых вариантов (например, объемов перевозок, тарифов, расходных ставок и т.п.).

При выполнении расчетов не учитывалось влияние налогового окружения, что обусловлено народно-хозяйственным уровнем оценки.

В качестве основного критерия сравнительной экономической эффективности дополнительных инвестиций использовался показатель чистой современной ценности дополнительных инвестиций (NPV), рассчитываемый на основании сравнительных денежных потоков по вариантам 2 и 3 в сравнении с базовым вариантом за весь рассматриваемый период, приведенных к началу планирования с помощью ставки дисконтирования.

Ставка дисконтирования принята равной 10% годовых (без учета инфляционной компоненты), т.е. величине, рекомендуемой при оценке инвестиционных проектов промышленного характера, что соответствует ставке долгосрочного валютного кредита.

В качестве дополнительных критериев также рассматривались:

- простой срок окупаемости;
- дисконтированный срок окупаемости;
- внутренняя ставка доходности (IRR).

Проведённые исследования показали решающее влияние на экономическую эффективность КРП баланса технических требований, определяющих объёмы работ и стоимости при данном виде ремонта, в соотношении со сроком службы, технико-экономическими параметрами и ценой нового вагона.

Результаты проведенных расчетов для парка цистерн представлены на рис. 3 и 4.

По результатам проведенных исследований можно констатировать, что при сегодняшнем соотношении цен на новые и отремонтированные вагоны, мероприятия по КРП являются экономически крайне эффективными в кратко- и среднесрочной перспективе (5–10 лет). В дальнейшем, при освоении предприятиями промышленности крупносерийного выпуска вагонов нового поколения и, как следствие, снижения их стоимости, возможно плавное сокращение объемов КРП.



Рис. 3 Расходы на закупку и содержание цистерн (нараст. итогом)

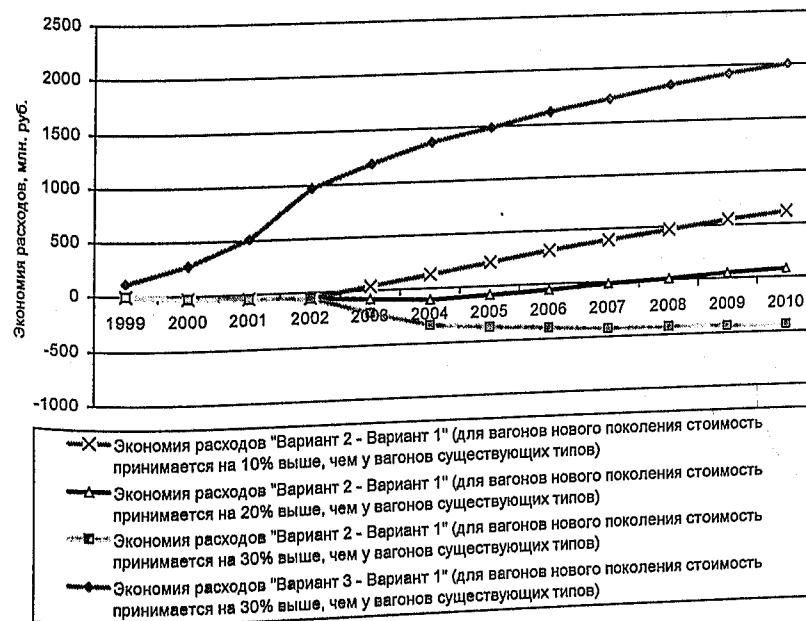


Рис. 4 Экономия расходов на закупку и содержание парка цистерн нарастающим итогом с учётом дисконтирования по ставке 10% годовых

Ефимов В.П.,
Попов С.И.,
Ченцов Е.И. (ГУП ПО «УВЗ»)

НАДЕЖНОСТЬ ЛИТЫХ НЕСУЩИХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК ПО КРИТЕРИЮ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ

Условия эксплуатации подвижного состава предъявляют повышенные требования к несущей способности литых деталей тележек грузовых вагонов. Данные детали отличаются большой сложностью геометрической формы и значительными габаритами. Повышение осевых нагрузок и скоростей движения грузовых вагонов приводит к значительному росту силовой напряженности литых несущих деталей тележек. Эти детали эксплуатируются как в умеренных климатических поясах, так и в условиях Крайнего Севера. Поэтому они должны обладать достаточной хладостойкостью и высоким сопротивлением усталости. В эксплуатации чаще всего отказы литых деталей тележки обусловлены хрупкими разрушениями, которые берут свое начало от развивающихся усталостных трещин. При этом живучесть деталей, главным образом, определяется случайным характером появления литейных дефектов в наиболее нагруженных зонах.

Наиболее эффективными направлениями повышения надежности литых деталей тележек являются:

- применение для их изготовления низколегированных сталей и пониженной склонностью к деформационному старению;
- применение эффективных технологических методов упрочнения;
- применение эффективных методов неразрушающего контроля.

Рассматривается один из наиболее эффективных методов повышения эксплуатационной надежности литых несущих деталей – упругопластическое деформирование по эксплуатационной схеме нагружения от вертикальных сил, обеспечивающее формирование в трещинообразных зонах остаточных напряжений обратного знака рабочим напряжениям. При этом разработана обобщенная модель литых несущих деталей и методика моделирования технологических факторов при усталостном и хрупком разрушениях. Исследования и обоснование допускаемых пластических деформаций в трещинообразных зонах литых несущих деталей тележек при их упругопластическом деформировании и совмещенного с упрочняющей операцией деформационного контроля их качества подтверждены представительными экспериментальными данными усталостных испытаний более 26-ти конструктивно-технологических вариантов боковых рам и надрессорных балок, вновь изготовленных, бывших в эксплуатации и подвергнутых

упругопластическому деформированию. По результатам усталостных испытаний натурных деталей рассчитаны статистические характеристики выносливости деталей и их запасы прочности по сопротивлению усталости.

Повышение надёжности литых несущих деталей грузовых вагонов возможно на основе их упругопластического деформирования (УПД) поперечным изгибом по аналогичной эксплуатационной схеме нагружения до появления в наиболее напряжённых зонах микропластической остаточной деформации, обуславливающей появление в них остаточных напряжений, обратных по знаку рабочим напряжениям (рис.1, зоны заштрихованы).

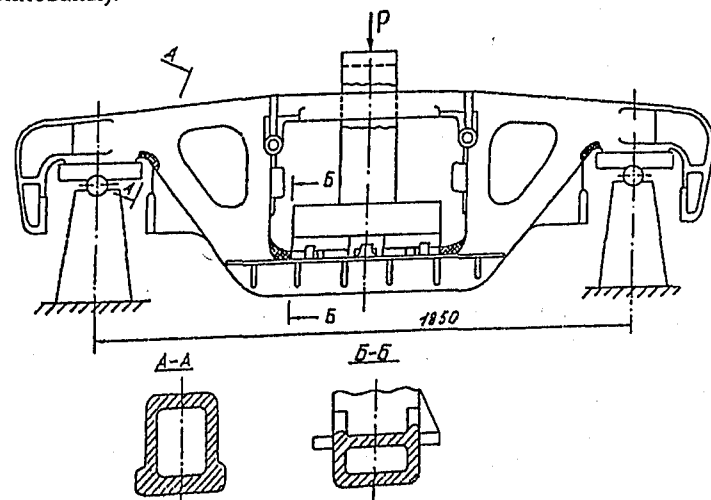


Рис. 1 Схема нагружения боковой рамы при УПД

Важнейшим условием применения УПД для литых несущих деталей является установление максимально допускаемой пластической деформации в трещиноопасных зонах [1].

Исследовано влияние малых степеней пластической деформации на охрупчивание при испытаниях стандартных образцов на ударную вязкость без старения и в состаренном состоянии. Старение проводилось по методике, предусматривающей нагрев до 250°C, выдержку 2 ч. и охлаждение на воздухе.

Исследовано влияние малых степеней пластической деформации на охрупчивание при испытаниях стандартных образцов на ударную вязкость без старения и в состаренном состоянии. Результаты испытаний на ударную вязкость КСЧУ приведены на рис.2.

В таблице 1 представлены данные о влиянии пластической деформации и старения на энергоемкость вязкого разрушения КСЧ с

выращенной усталостной трещиной глубиной 0,5–1 мм, согласно которым микропластические деформации до 1,4% не снижают энергоёмкость разрушения, как без старения, так и после старения.

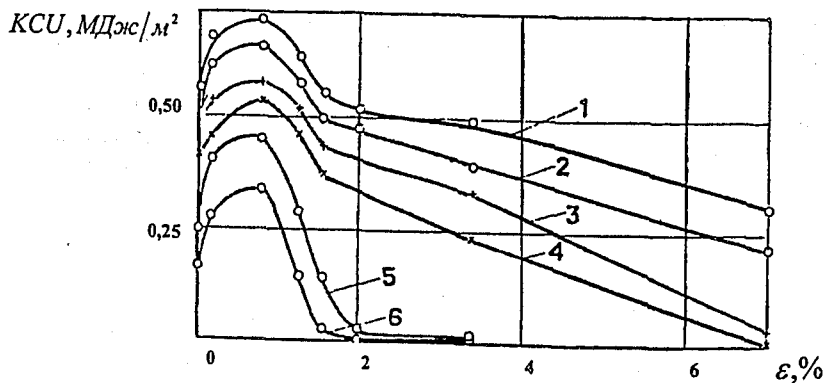


Рис. 2 Изменение ударной вязкости до (1,3,5) и после старения (2,4,6) при 0° (1,2), -20°С (3,4) и -60°С (5,6) в зависимости от деформации

На основании полученных результатов сделан вывод, что малые пластические деформации до 0,8% вызывают в малоуглеродистой стали активизацию источников дислокации, вводят свободные, незакрепленные дислокации, что приводит к снижению сопротивления микропластической деформации и, как следствие этого, к понижению склонности стали к хрупкому разрушению. Деформация более 0,8% снижает ударную вязкость, и при величине более 1,5% она становится меньше, чем в исходном недеформированном состоянии.

Таблица 1
Влияние пластической деформации и старения на энергоёмкость разрушения стали 20Л

Режим испытаний	Значения КСТ, МДж/м² при деформации %						
	0	0,3	0,8	1,4	2,0	3,5	7,0
без старения	0,41	0,40	0,37	0,41	0,40	0,38	0,34
со старением	0,40	0,42	0,39	0,42	0,37	0,36	0,21

Фрактографическое исследование изломов ударных образцов и балочек показало, что в недеформированном металле и при деформациях до 1,2% после старения имеет место преимущественно ямочный характер разрушения. С ростом пластической деформации наблюдается уменьшение доли вязкой составляющей и увеличение в изломе фасеток, обусловленных стесненностью пластической деформации перлита в ферритном каркасе, вследствие чего трещина проходит через перлитное включение сколом.

При деформациях $\epsilon_{ост} > 3\%$ в структуре излома преобладают элементы хрупкого разрушения [2].

По результатам исследований влияния малых пластических деформаций на сопротивление хрупкому разрушению сделан вывод, что режим УПД может быть регламентирован величиной средней остаточной деформации в наиболее нагруженных зонах в пределах 0,1–0,3%. С учетом коэффициента концентрации пластической деформации у трещиновидных дефектов $K_c \leq 5,0$ не следует ожидать появления участков локальной пластической деформации у реальных литейных дефектов, превышающей порог охрупчивания малоуглеродистой стали.

Проведены исследования влияния упругопластического деформирования на сопротивление усталости несущих деталей тележек. Общее количество испытанных на выносливость деталей, подвергнутых УПД, составило 148 шт. Наиболее представительные испытания проведены на деталях тележек ЦНИИ-ХЗ по следующим вариантам:

- 1) боковые рамы и надрессорные балки, упрочненные после эксплуатации в течение 10-20 лет;
- 2) боковые рамы, упрочненные с начальными усталостными трещинами в углах рессорного и буксовых проёмов.

Результаты усталостных испытаний деталей в исходном состоянии и после УПД приведены в табл.2.

Таблица 2

Результаты усталостных испытаний боковых рами надрессорных балок тележки модели 18-100

Наименование деталей	Состояние деталей	Значения характеристик выносливости			
		$[P_{a,N}]_{0,50}, кН$	$[P_{a,N}]_{0,95}, кН$	m	n
Боковая рама	без УПД	102,2	82,0	-7,147	0,94
	после УПД	176,5	155,6	13,815	1,77
	с трещиной после УПД	132,3	107,8	-6,423	1,20
Надрессорная балка	без УПД	144	111	-3,962	0,99
	после УПД	229	162	-7,145	1,44

На рис.3 представлены линии выносливости боковых рам: бездефектных с УПД (1), подвергнутых УПД с начальными усталостными трещинами (2) и не упрочнённых (3).

Они свидетельствуют о существенном повышении предела выносливости $P_{a,N}$ как минимум в 1,5 раза. По данным испытаний боковых рам, разрушившихся по внутреннему углу буксового проёма, установлено,

что в интервале $\varepsilon_{ост}$ 0..,0,2% наблюдается практически линейное повышение предела выносливости (рис.4).

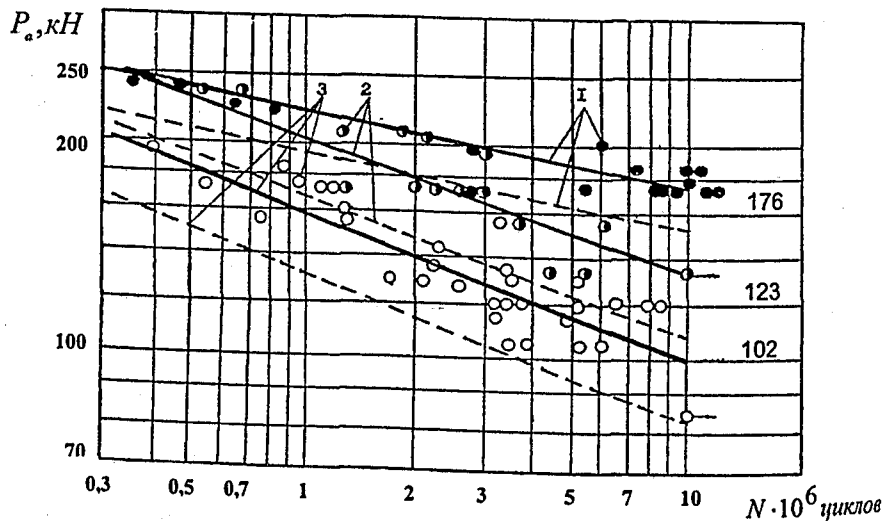


Рис. 3 Выносливость боковых рам тележки модели 18-100
1-бездефектных с УПД; 2-упрочненных с трещинами; 3-неупрочненных деталей

Важным обстоятельством является повышение в 1,3 раза предела выносливости деталей, упрочненных с начальной (длиной до 30 мм) усталостной трещиной. Это свидетельствует об избирательности упрочнения наиболее напряженных зон деталей и повышении их надежности при случайном упрочнении деталей с невыявленными дефектами.

При усталостных испытаниях исследована кинетика развития трещин после образования начальной трещины. Приведенные на рис.5 кривые показывают, что вследствие сжимающего действия остаточных напряжений увеличивается продолжительность развития усталостной трещины от момента зарождения до разрушения детали. При этом скорость роста трещины dl/dN по ширине сечения замедляется в упрочненных деталях практически до пересечения ею наружной поверхности стенки. Это имеет практическое значение для своевременного обнаружения трещин в эксплуатации и замены неисправных деталей.

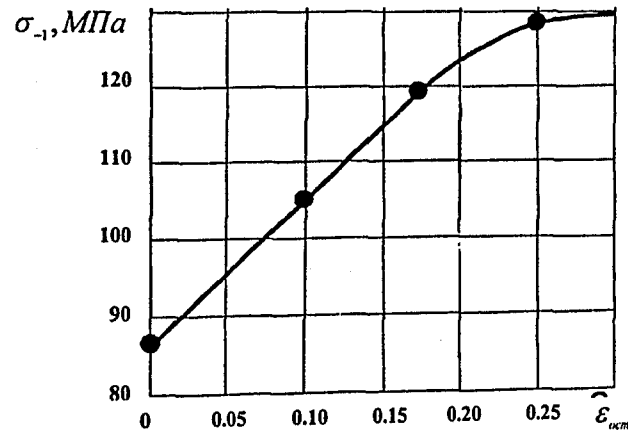


Рис. 4 Предел выносливости боковых рам в зависимости от остаточных деформаций

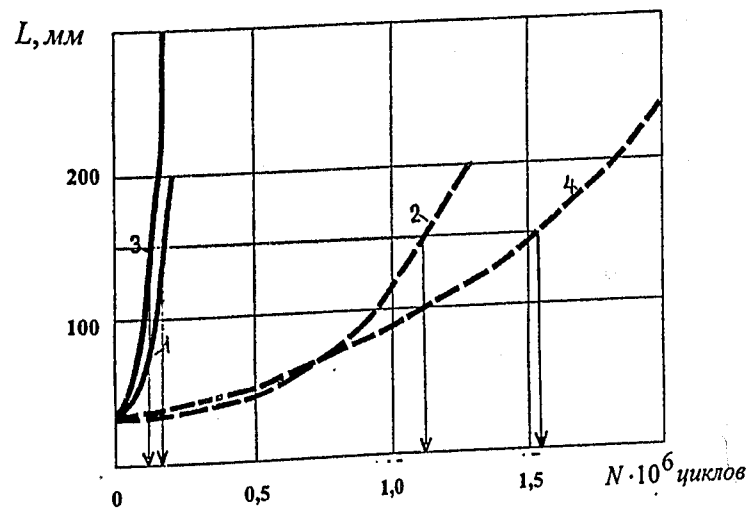


Рис. 5 Развитие трещин в боковых рамах (1,2) и наддресорных балках (3,4) из стали 20Г1ФД

Проведено исследование устойчивости эффекта упрочнения во времени. Для исследований были использованы 2 боковые рамы, эксплуатировавшиеся после проведения УПД в течение 2-х лет на экспериментальном кольце ВИИЖТ под вагонами с нагрузкой 25 тс на ось. Через 4 года они были испытаны на выносливость, при этом заметного

снижения усталостной прочности по сравнению с такими же деталями, испытывавшимися непосредственно после упрочнения, не наблюдалось.

Остаточные напряжения определялись методом "канавки" в неповрежденных внутренних углах буксовых проемов. По результатам измерений средний уровень остаточных напряжений на момент потери несущей способности деталей составил 85 МПа при минимальной величине 55 МПа, а непосредственно после упрочнения он находился в пределах 60-90 МПа. С учётом теоретических исследований упругопластической релаксации сделан вывод, что за период между деповскими ремонтами уровень остаточных напряжений практически сохраняется, а за весь срок службы не может уменьшиться более чем на 40%.

В качестве основных методов рассмотрены:

- применение для изготовления деталей низколегированной стали с пониженной склонностью к деформационному старению;
- совершенствование методов неразрушающего контроля;
- разработка высокопроизводительного специализированного оборудования для проведения УПД в условиях поточного производства.

Исследовано деформационное старение малоуглеродистой стали. Показана необходимость связывания избыточных углерода и азота в труднорастворимые соединения, не обладающие способностью свободно перемещаться в решетке α -железа. Оптимизирован состав стали 20ФТЛ, в которую в качестве стабилизирующего элемента введен титан с массовой долей 0,005-0,025%. Исследованы склонность к деформационному старению и сопротивление хрупкому разрушению при испытаниях поддерживающих балочек падающим грузом. Результаты сравнительных испытаний балочек приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты испытаний поддерживающих балочек падающим грузом при температуре -105°C

Марка стали	Состояние	Скорость груза, м/с					
		v_1	Y_2				
20Л	исходное после УПД	7,220	6,990	2,8	448	0,817	0,730
		7,231	6,956	3,0	556	0,975	0,870
20Г1ФЛ	исходное после УПД	7,231	6,855	2,9	798	1,323	1,182
		7,212	6,723	3,0	805	1,722	1,536
20ФТЛ	исходное после УПД	7,221	6,675	2,7	1015	1,911	1,682
		7,228	6,526	3,0	1092	2,419	2,148

Проведены сравнительные усталостные испытания боковых рам и надрессорных балок из сталей 20Г1ФЛ и 20ФТЛ, результаты которых

приведены в табл. 4. Они показывают, что повышение коэффициента запаса n в результате УПД составляет 1,5-1,9 раза.

Таблица 4

Результаты усталостных испытаний несущих деталей тележек из сталей 20Г1ФЛ и 20ФТЛ

Обозначение характеристики	Значения определяемых характеристик для сталей							
	20Г1ФЛ				20ФТЛ			
	боковые рамы		надрессорные балки		боковые рамы		надрессорные балки	
	без УПД	УПД	без УПД	УПД	без УПД	УПД	без УПД	УПД
$[P_{\sigma, N}]_{0,50}$	142	254	178	292	154	256	210	351
$[P_{\sigma, N}]_{0,95}$	123	225	152	238	120	220	166	316
m	-4,764	-6,574	-4,617	-5,374	-5,162	-9,314	-3,597	-7,021
n при $F=100$ км/ч	1,338	2,410	1,253	1,961	1,307	2,358	1,368	2,603

Операция УПД может использоваться в качестве метода неразрушающего контроля [3, 4]. В его основе лежит зависимость между максимальной статической нагрузкой и прогибом детали, представленная графически диаграммой деформирования (рис.6). Наиболее достоверно статическая прочность характеризуется предельными состояниями при нагрузке до предела пропорциональности (точка В) и выше. Нагружение производится до нормированного значения прогиба f_{\max} , равного сумме упругого ($f_{\text{упр}}$) и остаточного ($f_{\text{ост}}$) прогибов. Достигнутая при f_{\max} нагрузка P_{\max} (точка К) может быть принята за характеристику статической прочности испытанной детали, по которой может быть рассчитан усталостный параметр годности.

Проведение деформационного контроля несущих деталей тележек в условиях поточного ремонта потребовало разработки специализированного прессового оборудования. На рис.7 показано принципиальное устройство пресса для упругопластического деформирования надрессорных балок в промышленных условиях,

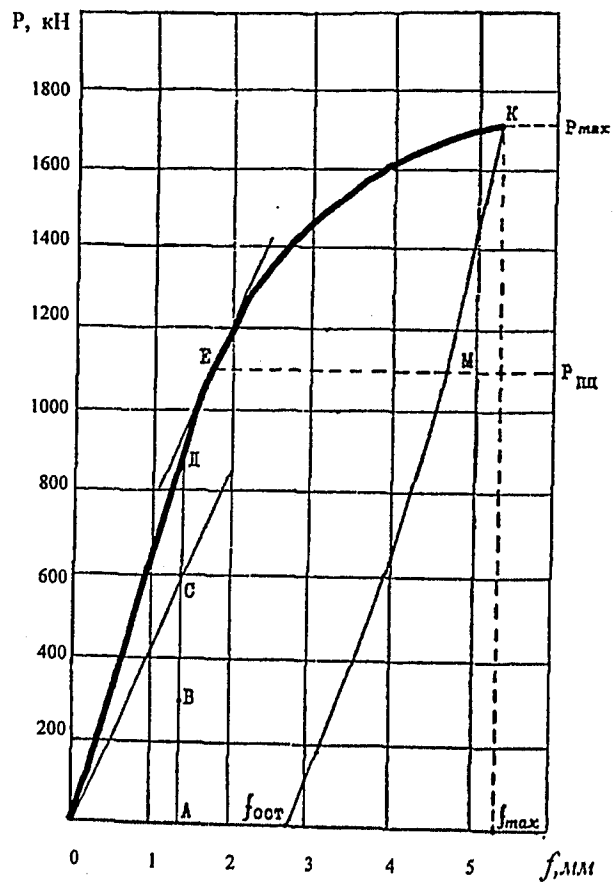


Рис. 6 Диаграмма деформирования боковой рамы из стали 20ФТЛ

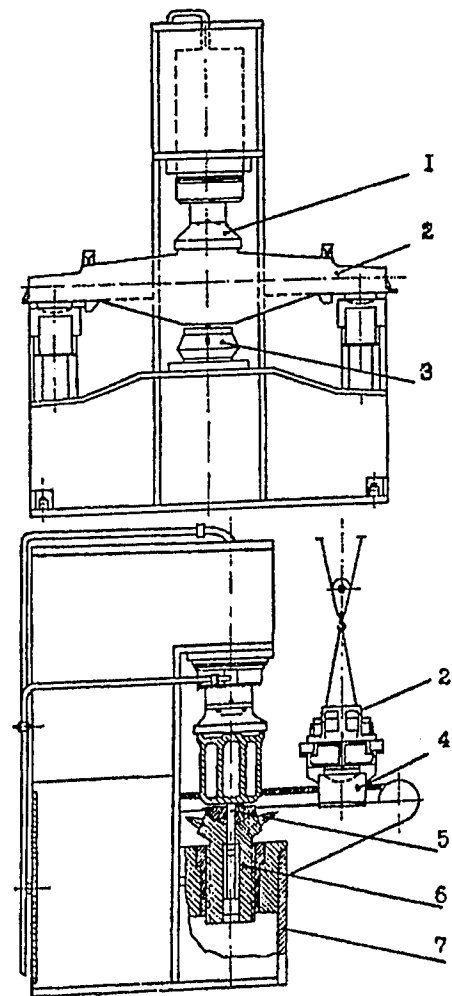


Рис. 7. Пресс для нагружения надрессорной балки

Пресс выполнен в виде одностоечной конструкции со сварной станиной 7 и верхним расположением давяльника 1. Отличительной особенностью пресса является устройство регулирования закрытой высоты 3. Основная часть устройства – опорный элемент с механизмом установки предельного прогиба 6.

Предельный прогиб устанавливается по выступу штыря 5, соединенного с датчиком перемещения и включенного в электрическую схему управления. Пресс имеет скользящие 4, находящиеся в выдвинутом

положении на позиции загрузки, на которых деталь подается в рабочую зону. Предусмотрено предварительное нагружение усилием 300 кН, при котором подводится штырь до упора в среднюю часть нижнего пояса балки 2. После перемещения штыря на величину предельного прогиба производится автоматическая разгрузка детали. Продолжительность операции УПД составляет 3 мин.

Дефектоскопирование деталей, прошедших УПД, может производиться магнитоферрозондовым методом в режиме остаточной намагниченности [5, 6]. Однако наиболее эффективным является акустико-эмиссионный метод контроля, чувствительность которого к дефектам, находящимся в наиболее напряжённых зонах, существенно повышается в упругопластической области нагружения.

Опытное внедрение метода УПД для упрочнения несущих деталей тележек модели 18-100 проводилось на Канашском вагоноремонтном заводе с проведением эксплуатационных испытаний на экспериментальном кольце ВНИИЖТ под вагонами с нагрузкой на ось 25 тс.

Результаты испытаний сравнивались с аналогичными испытаниями деталей базового варианта. Там же проводились испытания боковых рам и надрессорных балок тележек модели 18-100 под вагонами ГУП «ПО Уралвагонзавод» с нагрузкой на ось 27 тс, которые были подвергнуты УПД. Испытания были завершены после пробега деталей тележек 120-200 тыс. км (4-7 лет эксплуатации в среднесетевых условиях), а деталей тележек модели 18-100 — после пробега 350-400 тыс. км (10-12 лет эксплуатации в среднесетевых условиях). При комиссионном обследовании опытных деталей по завершению испытаний их техническое состояние признано исправным.

По результатам эксплуатационных испытаний получено заключение, что операция УПД не ухудшает служебных свойств литых несущих деталей, в том числе в неупрочняемых зонах. Она позволяет обеспечить эффективный неразрушающий контроль и надёжную отбраковку деталей с опасными для эксплуатации дефектами.

- Анализ повреждаемости литых несущих деталей тележек грузовых вагонов показал, что отказы по трещинам в эксплуатации определяются, главным образом, случайным характером появления литейных дефектов в наиболее нагруженных зонах. Основными направлениями для решения задачи снижения влияния литейных дефектов на показатели надёжности является совершенствование технологии изготовления, применение технологических методов упрочнения и эффективных методов неразрушающего контроля.
- Исследовано распределение пластических деформаций (УПД) литых деталей из малоуглеродистой стали и определены значения коэффициента концентрации напряжений в области опасных дефектов.

Определены максимальные значения пластических деформаций, на вызывающие снижения сопротивления малоуглеродистой стали хрупкому разрушению и обоснован интервал допускаемых при УПД средних остаточных деформаций в наиболее напряженных зонах, составляющий 0,1-0,3%

- По результатам представленных стендовых усталостных испытаний боковых рам и надрессорных балок рассчитаны статические характеристики выносливости талей, на основании которых определено повышение в результате УПД запаса по сопротивлению усталости, составляющее 1,5-1,9 раза.
- Эффективность метода УПД существенно повышается при изготовлении деталей из низколегированной нестареющей стали, применении высокопроизводительного прессового оборудования, обеспечивающего проведение деформационного контроля и акустико-эмиссионного контроля деталей.

Библиографический список

1. *Попов С.И., Михалев М.С.* Упрочнение боковых рам и надрессорных балок упругопластическим деформированием // Вестник ВНИИЖТ. —1986. —№ 3.— с.32-35.
2. *Попов С.И., Ченцов Е.И.* Моделирование трещин при испытании литых сталей на трещиностойкость // Инф. листок Свердлов. ЦНТИ № 479-84. — 1984.— с. 4.
3. *Попов С.И., Плоткин В.С., Ефимов В.П.* А.с.1708060. Способ неразрушающего контроля качества деталей // Изобретения-ДСП. —1991.
4. *Попов С.И.* Деформационный контроль качества несущих деталей тележек грузовых вагонов//Сб.науч.тр. «Повышение надёжности вагонов, совершенствование методов их испытаний, контроля и ремонта». — М.: Транспорт, 1993. — с. 57-68.
5. *Попов С.И. Двухглазов В.А., Ефимов В.П.* А.с.—1765208. Способ упрочнения несущих деталей грузовых вагонов // Изобретения. —Бюл. № 36. —1992.
6. *Ченцов Е.И., Ковергин В.М., Сендеров Г.К.* Живучесть и магнитный контроль литых деталей тележек // Сб.науч.тр. «Повышение надёжности вагонов, совершенствование методов их испытаний, контроля и ремонта». —М.: Транспорт, 1993. — с. 73-80.

Бороненко Ю.П.
Федоров И.В. (НВЦ «ВАГОНЫ»)

КОНЦЕПЦИЯ СОЗДАНИЯ ВАГОНОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЛЕСА

В настоящее время на железных дорогах России наблюдается значительный рост перевозок лесоматериалов. Лесоматериалы в основном

отгружаются в полувагоны (которых остро не хватает для перевозки других грузов) и на переоборудованные под перевозку лесоматериалов универсальные платформы. Перевозка лесоматериалов в неспециализированном подвижном составе приводит к увеличению трудоемкости погрузо-выгрузочных работ и к неэффективному использованию подвижного состава.

В связи с разработкой вагонов нового поколения возникает необходимость критически рассмотреть сложившуюся систему перевозок лесных грузов, подвижной состав для ее осуществления и сформулировать новые требования к вагонам для леса.

Основные технико-экономические параметры вагонов для перевозки лесоматериалов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Сравнительная техническая характеристика специализированных вагонов для перевозки лесоматериалов

Тип вагона, разработчик	Объем кузова полезный, м ³	Объем лесоматериалов, м ³	Вес груза, т	Тара, т	Максимальная длина лесоматериалов, м
Платформа мод. 23-925 (Стахановский ПО «Вагоностроение»)	131	76	61	33	21,1
Платформа мод. 23-4028 (Днепровагонмаш)	130	75	60,4	32,6	22
Платформа мод. 23-4000 (Днепровагонмаш)	120,6	70	56	34	21,17
Платформа мод. 23-469	127	83	65	27,8	24,8
Платформа мод. 23-469М2 (НВЦ «Вагоны»)	127	73,6	59	33	23,6
Платформа мод. 23-469 (УРАНИИЛП)	127	73,6	59	33	23,6
Платформа мод. 23-469 (Алтайвагонзавод)	127	73,6	59	33	23,6
Платформа мод. 23-4064 (Днепровагонмаш)	105	60,9	48,7	24	13
Платформа мод. 13-198 (Брянский машиностроительный завод)	100	58	46,4	23	13
Платформа мод. 13-3121 (Уралвагонзавод)	112	65	52	24	13

Сравнительная техническая характеристика универсальных вагонов для перевозки лесоматериалов

Тип вагона	Объем кузова полезный, м ³	Объем лесоматериалов, м ³	Вес груза, т	Тара, т	Максимальная длина лесоматериалов, м
Полувагон без торцевых дверей в обычном габарите	125	72,5	59	22	12,3
Полувагон с торцевыми дверьми в обычном габарите	120	69	55	22	12,3
Полувагон без торцевых дверей в зональном габарите	132	76,5	62,6	22	12,3
Полувагон с торцевыми дверьми в зональном габарите	124	72	57,5	22	12,3
Оборудование для платформ мод. 13-401 и 13-4012					
ВО-118	124	72	57,5	24,2	14,2
М1736	127,6	74	59,2	24	14,2
М1742	127,6	74	59,2	24	14,2
401М3	132	76,5	61,2	24,6	14,2
401М5	137,7	79,9	63,9	24	14,2
401М5-02	137,7	79,9	63,9	24	14,2
401М5-03	137,7	79,9	63,9	24	14,2
ВО-162	125	72,5	58	26	13,1
М1555	96	56	45	26	13,1
401М5-01	130	75,4	66	27	13,2

Вагоны для перевозки леса в основном различают способом удержания лесоматериалов от смещений в продольном направлении при соударениях.

При перевозке леса в полувагонах с целью увеличения загрузки, используется погрузка с «шапкой». Для удержания «шапки» лесоматериалов применяют прокладки, стойки и стяжки. Недостатком данного способа перевозки является высокая трудоемкость и материалоемкость погрузки [Технические условия нагрузки и крепления грузов. М., Транспорт. 1990 г. 408 с.].

При перевозках лесоматериалов на платформах без торцевых стен, лесоматериалы удерживаются за счет увязки или заклинивания.

Увязка лесоматериалов специальными лентами с натяжителями барабанного типа (рис. 1а) применяется на зарубежных дорогах. Их применение в России сдерживается трудностью обеспечения сохранности лент.

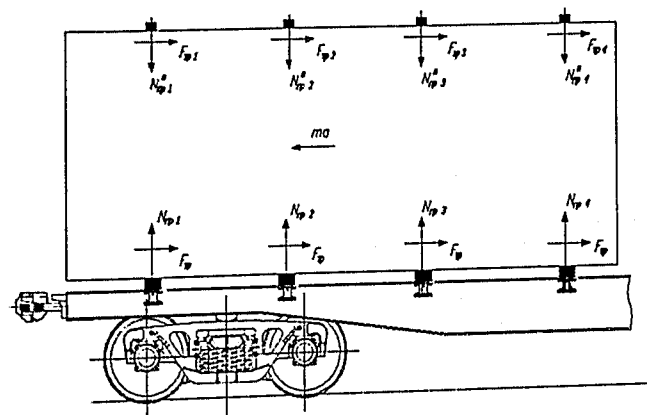
Удержание лесоматериалов за счет заклинивания лесоматериалов при продольном перемещении (рис. 1б), осуществляется путем уменьшения площади поперечного сечения для штабеля леса в концевых частях вагона.

Существенным недостатком данного способа является необходимость сортировки лесоматериалов в процессе погрузки, невозможность перевозки лесоматериалов с обледенением, а так же необходимость строгого соблюдения требований к погрузке лесоматериалов в верхней суженной части габарита («шапки»), что зачастую не делается в эксплуатации. Как показало проведенное НВЦ «Вагоны» обследование существующих вагонов для перевозки лесоматериалов практически повсеместно требования к формированию «шапки» не выполняются. Цепи стяжки не натянуты, что приводит к тому, что заклинивание перевозимых лесоматериалов происходит при перемещениях более 300–400 мм. Часто из-за значительной трудоемкости «шапку» лесоматериалов вообще не формируют или формируют не полную «шапку», это приводит к тому, что цепи стяжки лежат без натяжения на перевозимых лесоматериалах и лесоматериалы удерживаются только за счет сил трения лесоматериалов по основанию и стойкам и имеющегося уклона.

Другим недостатком данного способа перевозки является высокая опасность работ при разгрузке. Для разъединения цепей, удерживающих «шапку», требуется нахождение человека на верху погруженного лесоматериала. Это ведет к тому, что зачастую стяжки не расцепляются, а разрываются грузозахватными механизмами, что в свою очередь вызывает необходимость ремонта оборудования после каждой разгрузки и не только требует материальных затрат, но и увеличивает оборот вагона.

Основным достоинством данного способа удержания лесоматериалов является уменьшение тары вагона, удобство при погрузке-выгрузке за счет возможности производить погрузку-выгрузку лесоматериалов как сверху, так и сбоку вагона, возможность перевозить лесоматериалы с выходом за лобовой брус вагона.

а)



б)

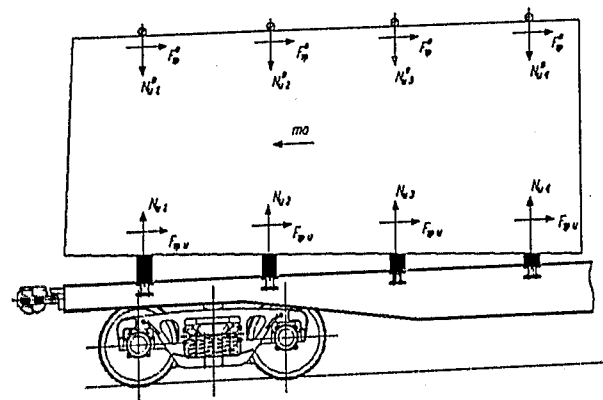


Рис.1 Схема удержания штабеля лесоматериалов от смещения: а – увязкой; б – «заклиниванием»

$N_{ш1}$ – реакция цепи или труб стяжки; $N_{ш}$ – реакции поперечных балок съемного оборудования; $F_{тр}$ – сила трения между лесоматериалом и стяжкой; $F_{тр}$ – сила трения между лесоматериалом и поперечной балкой съемного оборудования.

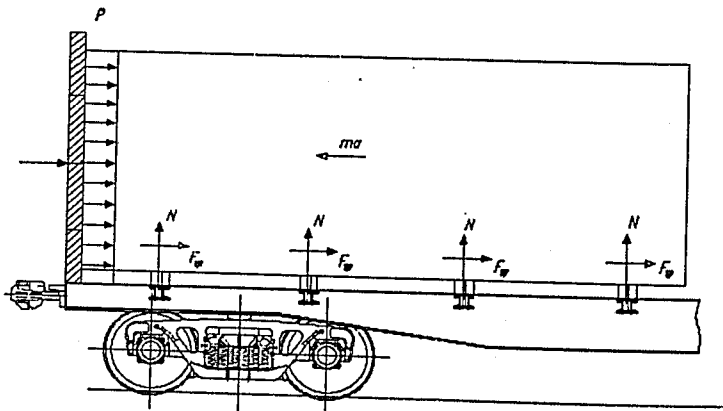


Рис.2 Схема удержания лесоматериалов съемной торцевой стеной

При перевозке лесоматериалов в вагонах с торцевыми стенами штабеля лесоматериалов могут грузиться без предварительной сортировки, что значительно снижает время, необходимое на погрузку вагона и исключает возможность выпадения бревен при ударах, позволяет перевозить лесоматериалы с обледенением, делает вагон пригодным для перевозки таких грузов, как металлические трубы, металлопрокат, пиломатериалы.

В то же время торцевая стена уменьшает погрузочный объем кузова, не дает возможности грузить лесоматериалы с выходом за лобовой брус, не позволяет контролировать толщину погруженных материалов, увеличивает тару вагона (примерно на 2–7 т) и создает дополнительную нагрузку на консольную часть рамы вагона.

Из всего множества конструкций вагонов и оборудования для перевозки круглого леса, созданных к настоящему времени 52% конструкций обеспечивают удержание лесоматериалов в продольном направлении за счет торцевой стены и 48% за счет заклинивания. Удержание лесоматериалов при помощи торцевой стены свойственно конструкциям оборудования для перевозки круглого леса на универсальных платформах.

Из этих положений, можно сформулировать главное требование к вагону лесовозу нового поколения: вагон должен обеспечивать механизированную погрузку-выгрузку без подъема человека наверх вагона и безопасность перевозок без подбора бревен по диаметру и длине. Это можно обеспечить только в вагонах с торцевой стеной.

Габарит, в котором будет производится перевозка лесоматериалов, является одним из важнейших параметров вагона для перевозки леса.

Техническими условиями погрузки и крепления грузов предусмотрено два габарита перевозки лесоматериалов: обыкновенный и зональный.

Зональный габарит обеспечивает большой объем перевозимых лесоматериалов, но действует не на всей сети железных дорог. Отметим, что на участках, где не действует зональный габарит, лесоматериалы практически не перевозятся. Большинство существующих конструкций вагонов и оборудования для перевозки леса (92%) используют обычный габарит погрузки.

Зональный габарит можно использовать при проектировании для съемного оборудования, а для новых вагонов целесообразно использование габарита $T_{пр}$.

В соответствии с «Общими техническими требованиями к грузовым вагонам нового поколения» универсальные и специализированные вагоны нового поколения должны проектироваться на нагрузки от оси на рельс 25 тс. Таким образом, для четырехосного вагона нового поколения максимальная масса вагона брутто составит 100 т.

С учетом того, что для вагонов нового поколения рекомендованы стали повышенной прочности, по нашим расчетам масса тары вагона не должна превышать 25 т, а грузоподъемность вагона должна составлять не менее 75 т. В этом случае необходим потребный объем кузова вагона должен быть не менее 162 м³. Величина потребного объема получена исходя из значения коэффициента укладки 0,58 и плотности перевозимой древесины 800 кг/м³.

Длина вагона должна быть кратна длине перевозимых лесоматериалов (наиболее распространенными являются лесоматериалы длиной 3–6,5 м), а расстояние между стойками должно быть согласовано с погрузо-выгрузочными устройствами. Исходя из этого, и потребного объема, целесообразная длина вагона по лобовым балкам рамы в габарите 1Т должна составлять 19–19,5 м.

Выводы:

1. Существующие вагоны для перевозки леса не в полной мере отвечают перспективным условиям эксплуатации.
2. На перспективу предлагается разработать новый вагон лесовоз с торцевой стеной с использованием увеличенного габарита $T_{пр}$ или зонального габарита длиной 19–19,5 м.

Морчиладзе И.Г. (ООО «М.Синтез Бизнес»)

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Нарушения в процессе продвижения поездопотоков, вызванные возникновением неисправностей в подвижном составе, создают опасные

ситуации, снижают регулярность перевозок, увеличивают незапланированные простои вагонов и ухудшают экономические показатели железных дорог. Поддержание грузовых вагонов на высоком техническом уровне осложняется тем, что вагонный парк за последнее десятилетие существенно постарел, а система его технического обслуживания не только была не перестроена, но даже ухудшила качество своей работы. Поэтому становится актуальной задача модернизации систем технического обслуживания (СТО) грузовых вагонов с учетом положительного опыта, накопленного в развитых зарубежных странах, таких как США, Великобритания, Франция, ФРГ, Италия и Япония.

В данной работе был выполнен анализ особенностей зарубежных систем технического обслуживания грузовых вагонов и разработаны рекомендации по модернизации СТО для стран СНГ.

Обзор технической информации [1, 2] показал, что формирование и совершенствование систем технического обслуживания грузовых вагонов в развитых капиталистических странах ведется с учетом условий эксплуатации, принадлежности вагонов к различным фирмам, надежности вагонов, интенсивности пополнения парка более совершенным подвижным составом и специализации вагонов.

В США железные дороги самостоятельно формируют систему технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов. К государственным организациям, которые каким-то образом оказывают влияние на упорядочение эксплуатации и обслуживания вагонов, относятся Американская ассоциация железных дорог (ААЖД) и Федеральная железнодорожная администрация (ФЖА). ААЖД устанавливает лишь технические нормативы, которым должны отвечать вагоны по условиям безопасности движения.

В 1980 г. ФЖА переработала стандарты, усилив нормативные данные по техническому состоянию ходовых частей, автосцепок и тормозов.

Как уже отмечалось выше, на железных дорогах США не существует единой системы технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов и поэтому целесообразно проанализировать опыт наиболее передовых дорог США по этому вопросу.

Например, фирма Трайлер-Трейн ввела для своих вагонов систему планово-предупредительного ремонта, что обеспечило повышенную надежность работы вагонного парка. На станции Чикаго дороги Иллинойс-Центральная грузовые вагоны ремонтируются по потребности, то есть при обнаружении неисправностей. Однако при этом выделяются вагоны, которые эксплуатируются наиболее интенсивно, и они ремонтируются в обязательном порядке. В Олнексе (штат Небраска) и в Лорене (штат Монтана) текущий и капитальный ремонт углевозных вагонов

осуществляют по графику планово-профилактического ремонта или через 200 тыс. км пробега.

Большое распространение на дорогах США получила система ремонта на механизированных вагоноремонтных пунктах. Текущий отцепочный ремонт грузовых вагонов при этой системе производится в одном месте станции на специально оборудованных путях, специализирующихся на выполнении определенного вида работ.

Компания «Норт амэрикэн кар» использует десять передвижных ремонтных баз, представляющие собой малые предприятия, которые действуют на малонапряженных маршрутах и обеспечивают легкие виды ремонта по планово-предупредительной системе. В случае необходимости проведения легкого ремонта предварительно рассматривается возможность его выполнения на одном из передвижных заводов и если это по каким-то причинам невозможно, то вагоны отправляют на крупные ремонтные предприятия. Такой подход позволяет оперативно руководить загрузкой ремонтной базы и, как следствие, повышать качество ремонта и эффективность эксплуатации.

На некоторых дорогах США введены легкие предупредительные осмотры и созданы условия для их осуществления. Реализация этой системы стала возможной потому, что большинство порожних вагонов-хопперов возвращаются к местам добычи полезных ископаемых через один из пунктов, на котором расположено ремонтное предприятие. Обслуживающий персонал ремонтного предприятия перемещается вдоль состава на самоходных тележках и проверяет техническое и коммерческое состояние вагонов (ходовых частей, работу тормозного оборудования и др.).

Железная дорога Кармье (Канада) применяет циклический ремонт вагонов, при котором вагоны через каждые 45 дней (19 тыс. км пробега) поступают в депо для периодического ремонта. Характерным также является то, что железнодорожные компании США, особенно крупные, которые эксплуатируют железнодорожные линии и имеют собственный подвижной состав, постоянно его ремонтируют и модернизируют.

Основой формирования системы технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов на Государственных железных дорогах ФРГ (ГЖД ФРГ) является промышленный стандарт DIN 31051 «Текущее содержание. Термины и методы». Согласно этому документу текущее содержание вагонов включает техническое обслуживание, технический осмотр и ремонт. Критерием установления сроков между видами и объемом текущего содержания, последовательностью их выполнения является «запас изнашивания». Для нового вагона он принимается равным 100%, а в результате эксплуатации, уменьшается. Установлено, что для одних узлов он зависит от времени эксплуатации, а для других — от эксплуатационных нагрузок. Текущее содержание вагонов осуществляется

по плано-предупредительной системе и направленно на недопущение снижения запаса изнашиваемости до нуля. Достигается это обеспечением безотказной работы вагонов в периоды между ремонтами. Критерием межремонтных сроков и объемов ремонтов выступает минимум затрат на текущее содержание. Плано-предупредительность системы текущего содержания определяется требованиями общего устава железных дорог, закона о ГЖД ФРГ и Правилами строительства и технической эксплуатации железных дорог (ПСТЭ). Текущее содержание предусматривает выполнение как плановых, так и неплановых мероприятий. К первым относятся: технический осмотр, техническое обслуживание и ремонт, а ко вторым: ремонт с целью оперативного устранения возникших неисправностей.

На Британских железных дорогах (БЖД) применяется плановая система ремонта грузовых вагонов. Она предусматривает выполнение периодического генерального, промежуточного и текущего ремонтов. Текущий ремонт производится в вагонных депо и специальных центрах обслуживания грузовых вагонов. В последнее время крупнейшая в Великобритании частная фирма по ремонту вагонов РКС предложила БЖД новую форму услуг по контрактам. Она на своих пунктах проводит технические осмотры и ремонты вагонов в интервалах между рейсами. Цель такого осмотра – предотвратить создание аварийных ситуаций, которые могут возникнуть в пути следования в связи с техническим состоянием вагонов. Кроме того, вагоны один раз в два месяца подаются в мастерские для производства, в ранее оговоренном объеме с БЖД, технического обслуживания. Применение такой системы обслуживания и ремонта вагонов позволило дорогам улучшить безопасность движения и экономические показатели работы.

Основу системы технического содержания и ремонтов вагонов Национального общества французских железных дорог (НОФЖД) составляют следующие факторы: предупредительный характер текущего содержания вагонов, определение реальных сроков и очередности операций по текущему содержанию и ремонту, специализация ремонтного предприятия и его персонала. Для каждого типа вагона определяется «шаг текущего содержания», который включает в себя два вида периодических операций: контроль и периодические осмотры; периодические ремонты. Кроме этого, предусматривается также выполнение оздоровительного ремонта по техническому состоянию вагонов. Разработано и оптимальное соотношение между текущим предупредительным содержанием и оздоровительным обслуживанием с целью достижения максимального уровня надежности, снижения расходов на них и уменьшения времени нахождения вагонов в нерабочем состоянии.

На железных дорогах Японии ремонт вагонов осуществляется по плано-предупредительной системе. Отличительной особенностью

этой системы является то, что межремонтные периоды в Японии больше, чем на железных дорогах других стран. Общий осмотр, выполняемый на вагоноремонтных заводах, производится через 1-4 года с простоем в ремонте – 2,2 дня. Частный ремонт производится в условиях депо через 8 месяцев, периодический осмотр через 35-55 дней, а осмотр вагона через 16 часов.

Анализ рассмотренных выше примеров организации систем технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов, применяемых за рубежом, позволяет констатировать, что используемая в СНГ система текущего осмотра и ремонта грузовых вагонов требует модернизации путем придания ей свойств большей адаптивности к различным условиям эксплуатации с учетом реального технического состояния вагонов. Частным транспортным компаниям следует организовать свою дополнительную систему технического сервиса, которая обеспечила бы повышение надежности вагонов и предотвращение их отцепок от поездов. Текущий ремонт, что является основным фактором повышения экономической эффективности транспортного обслуживания клиентов.

Библиографический список

1. Железные дороги мира – 1991–2003 г.
2. Сенько В.И., Чернин И.Л., Бычек И.С. «Техническое обслуживание вагонов. Организация ремонта грузовых вагонов в депо» Учебное пособие – Гомель: БелГУТ, 2002 – 371 с.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

<i>Порядин С.И., Бороненко Ю.П., Цюренко В.Н.</i> Новое поколение грузовых вагонов России.....	3
<i>Битюцкий А.А., Соколов А.М., Савушкин Р.А.</i> Адаптивная методика выбора параметров саморазгружающихся бункерных вагонов.....	14
<i>Третьяков А.В., Александров М.Д., Смирнов Н.В.</i> Системы наклона кузовов высокоскоростных поездов.....	20
<i>Третьяков А.В., Кравченко Ю.П., Белгородцев А.В., Васильев А.В., Пигарев Р.М.</i> Диагностирование технического состояния и расчет транспортеров.....	25
<i>Цыганская Л.В.</i> Выбор варианта крепления котлов контейнеров-цистерн.....	28
<i>Комаров Ю.И.</i> Комплексный подход к проектированию электрооборудования пассажирских вагонов нового поколения постройки России.....	32
<i>Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Васильев С.Г., Державец Ю.А., Аношин Г.В., Турков А.И.</i> Полиуретановые элементы буксового подвешивания тележек грузовых вагонов.....	39
<i>Соловьев В.М., Губарев Ю.М., Орлова А.М.</i> Расчетная и экспериментальная оценка ходовых качеств тележки грузового вагона с надбуксовым подвешиванием с осевой нагрузкой 25 т.....	46
<i>Арсентьев А.С., Дятлов А.Н., Кипятков С.Т., Рождественский Г.С., Бороненко Ю.П., Орлова А.М.</i> Динамические качества высокоскоростного поезда «СОКОЛ».....	53
<i>Орлова А.М.</i> Выбор рациональных параметров и конструктивной схемы тележки с буксовым подвешиванием.....	61
<i>Орлова А.М.</i> Фрикционный элемент с переменным прижатием для моделирования работы скользунов, пятника и фрикционных гасителей подвешивания.....	71
<i>Соколов А.М., Мойкин Д.А.</i> Определение браковочных характеристик повреждений и их влияние на работоспособность вагонов-цистерн.....	75

<i>В.С. Лесничий, Е.А. Рудакова</i> Исследование эффективности некоторых технических решений скоростной тележки для грузовых вагонов.....	81
<i>Степаненко Е.А., Дидова Е.Б.</i> Выбор режимов движения пассажирских поездов по результатам моделирования их продольной динамики.....	91
<i>Распопов А.С., Кравец Т.В., Русу С.П.</i> Динамическое проектирование бимодального транспорта.....	100
<i>Моисеев В.И., Осипов С.А., Комарова О.А.</i> Модель взаимодействия токоприемника с контактной подвеской на основе уравнения Клейна-Гордона.....	107
<i>Комаров Ю.И., Епифанова Л.М., Евлегина А.А., Смирнов Н.В.</i> Лаборатория для натуральных испытаний электрооборудования пассажирских вагонов.....	115
<i>Сапожников А.Н.</i> Синтез конструктивных параметров узлов крепления контрейлера на специализированном подвижном составе.....	120
<i>Моисеев В.И., Плакс А.В., Осипов С.А., Комарова О.А.</i> Импедансный метод оценки взаимодействия токоприемников и контактной сети.....	125
<i>Соколов А.М., Сувернев М.Н.</i> Создание вагона-цистерны для пентана с новой схемой опирания котла на раму.....	133
<i>Кошелев В.А., Челюкова Л.И.</i> Расчетные и экспериментальные оценки динамических свойств и критериев качества хода моторного вагона электропоезда ЭР-2Р.....	140
<i>Варава В.И., Левит Г.М., Белгородцева Т.М., Мамонтов С.В.</i> Влияние характеристик диссипации на вибронгруженность кузова.....	155
<i>Варава В.И., Левит Г.М., Белгородцева Т.М., Мамонтов С.В.</i> Оптимизация автоколебаний тележки.....	162
<i>Варава В.И., Левит Г.М., Белгородцева Т.М., Мамонтов С.В.</i> Динамика подвеса с управляемой диссипацией.....	165
<i>Гаврилов А.Н., Левков Г.В.</i> Развитие средств технического диагностирования как путь снижения эксплуатационных расходов подвижного состава.....	169

<i>Ефимов В.П., Паиолок И.Л., Усова Л.А., Петренко Ю.</i> Вагонные оси из непрерывнолитого вакуумированного металла..	179
<i>Бороненко Ю.П., Попов Е.М.</i> Экономическая эффективность капитальных ремонтов с продлением срока полезного использования грузовых вагонов.....	188
<i>Ефимов В.П., Попов С.И., Ченцов Е.И.</i> Надежность литых несущих деталей тележек по критерию усталостного разрушения.....	194
<i>Бороненко Ю.П., Федоров И.В.</i> Концепция создание вагонов для перевозки леса.....	205
<i>Морчиладзе И.Г. (ООО «М.Синтез Бизнес»)</i> Модернизация системы технического обслуживания грузовых вагонов.....	211

Научное издание

**ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ХХІ ВЕКА:
ИДЕИ, ТРЕБОВАНИЯ, ПРОЕКТЫ**

Сборник научных статей

Под редакцией д-ра техн. наук Ю.П. Бороненко

Ответственная за выпуск *Т.М. Белгородцева*

Компьютерная верстка *Т.М. Белгородцева*

План 2002 г., № 61

Публикуется в авторской редакции

Подписано в печать с оригинал-макета 17.06.03
 Формат 60 x 84 1/16. Бумага для множ. апп. Печать офсетная.
 Усл. печ. л. 13,6. Уч.-изд. л. 13,6. Тираж 300.
 Заказ 592.

Петербургский государственный университет путей сообщения.
 190031, СПб., Московский пр., 9
 Типография ПГУПС. 190031, СПб., Московский пр., 9