

Совершенствование ходовой части грузовых вагонов с рессорно-поводковым подвешиванием

Значительная часть грузовых вагонов, используемых на железных дорогах Швеции и других стран Западной Европы, имеет ходовую часть трех основных видов: с относительно новыми тележками типа Y25 с пружинным подвешиванием рам тележек (рис. 1), с довольно старыми тележками типа G с рессорно-поводковым подвешиванием рам тележек (рис. 2) или (в случае двухосных вагонов без тележек) с рессорно-поводковым подвешиванием рам кузовов на буксах колесных пар (рис. 3). Все эти виды ходовой части стандартизированы Международным союзом железных дорог (МСЖД). Парк таких грузовых вагонов велик, и они еще длительное время будут эксплуатироваться в различных странах. Поводковые системы подвешивания обеспечивают хорошее статическое вписывание в кривые, однако динамическое вписывание, особенно при движении с высокой скоростью, является неудовлетворительным.

Существенная доля расходов на содержание и ремонт верхнего строения пути обусловлена воздействием на него грузовых поездов. С повышением массы поездов и скорости их движения величина этих расходов пропорционально возрастает, по крайней мере при обычной прочности путевой структуры и использовании вагонов со стандартизированными системами подвешивания. Например, в Швеции на некоторых линиях в последние годы допустимая осевая нагрузка доведена до 25 т, увеличилась ширина и высота вагонов, почтовые поезда обращаются со скоростью до 160 км/ч.

Совершенствование динамических характеристик грузовых вагонов с рессорно-поводковым подвешиванием (рессорные поводки

иначе называют серьгами или подвесками) за счет его модернизации является перспективной (по затратам) альтернативой строительству

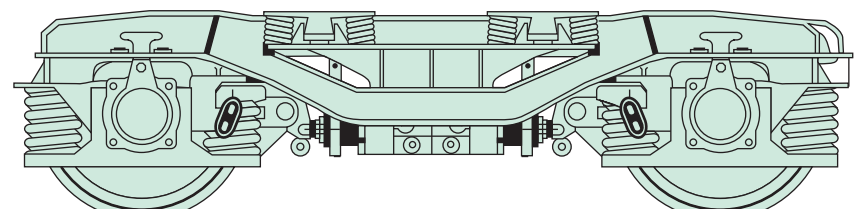


Рис. 1. Схема подвешивания тележки типа Y25

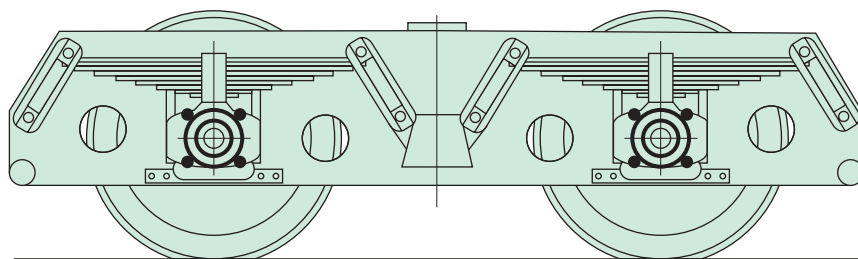


Рис. 2. Схема подвешивания тележки типа G

нового подвижного состава для перевозок массовых грузов. Примерная стоимость улучшения характеристик путем оснащения подвешивания гидравлическими гасителями колебаний (демпферами) составляет 10–20% стоимости новых вагонов с более прогрессивной ходовой частью. В результате, как полагают, будут улучшены ходовые качества грузовых вагонов для использования в новых, перспективных сегментах рынка железнодорожных перевозок массовых грузов, а также уменьшено воздействие подвижного состава на путь.

Исследования и испытания по данной проблеме проведены при финансовом и организационном содействии Национальной железнодорожной администрации Швеции (SNRA), а также компаний Green Cargo, Interfleet Technology, Kockums Industrier, Dellner Dampers и Tikab Strukturmechanik.

Постановка задачи

Грузовые вагоны с поводковым подвешиванием

Рессорно-поводковое подвешивание наиболее распространено на двухосных грузовых вагонах, а также часто используется на четырехосных вагонах железных дорог

стран Центральной и Западной Европы. Основными элементами такого подвешивания являются листовые рессоры, поводки и буксовые узлы. Листовая рессора опирается на буксовый узел и сочленяется с рамой вагона или тележки посредством поводков и концевых шарниров. Система обеспечивает возможность перемещения буксового узла относительно рамы кузова в вертикальном, поперечном и продольном направлениях. Амплитуда таких перемещений ограничивается механическими упорами. Поперечное и продольное перемещение обеспечивается возможностью вращения со скольжением в шарнирах поводков. В горизонтальной плоскости механизм работает по принципу маятника, а колебания гасятся за счет сухого трения в рессорах и местах сопряжения различных элементов системы.

Рессорно-поводковое подвешивание просто, надежно, дешево и используется на грузовых вагонах более 150 лет. Как отмечено выше, статическое вписывание ходовой части с поводковым подвешиванием в кривые достаточно эффективно, следовательно, расходы, связанные с износом колес, в общем случае невелики. Однако на железных дорогах с большим числом кривых малого радиуса при эксплуатации грузовых вагонов с поводковым подвешиванием их воздействие на путь усиливается (это проявляется в осадке пути и ускорении износа элементов верхнего строения, в частности, с появлением дефектов контактно-усталостного происхождения) и, следовательно, расходы в путевом хозяйстве возрастают.

В 2009 г. в Швеции планируется ввести дифференцированную плату за допуск вагонов на инфраструктуру в зависимости от их воздействия на путь. В этих условиях плата за использование грузовых вагонов с поводковым подвешиванием будет относительно низкой за счет их эффективного вписывания в кри-

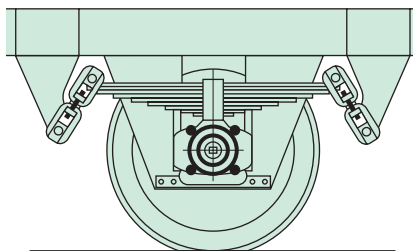


Рис. 3. Схема подвешивания двухосного грузового вагона

Однако динамические характеристики таких вагонов, особенно при движении с высокой скоростью, требуют совершенствования.

В связи с этим было решено провести испытания двухосных вагонов с поводковым подвешиванием и четырехосных вагонов, оснащенных тележками типа G, при движении со скоростью до 170 км/ч, предварительно установив в подвешивании гидравлические демпферы.

Проведенные в Германии в 1980-х годах испытания двухосных вагонов, оснащенных гидравлическими демпферами, дали положительные результаты. Ценой низких расходов на дооснащение вагонов, предназначенных для перевозки массовых грузов, были реализованы пониженное динамическое воздействие на путь в кривых малого радиуса и стабильные ходовые характеристики при движении со скоростью до 160 км/ч, а также существенно улучшенные ходовые характеристики при движении со скоростью 100 км/ч и несколько большей по сравнению с вагонами без гид-

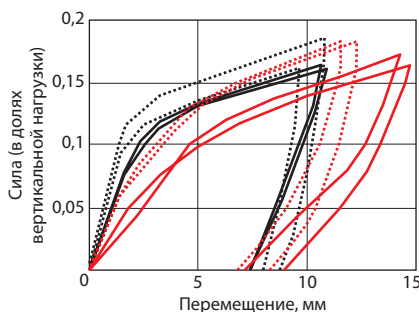


Рис. 4. Соотношение сил и перемещений в поперечном направлении для рессорно-поводкового подвешивания

равлических демпферов. Следует вместе с тем отметить, что используемые на таких вагонах тормозные системы недостаточно эффективны в условиях высоких осевых нагрузок и скорости движения 160 км/ч.

Параметры подвешивания

Параметры подвешивания оказывают существенное влияние на ходовые характеристики подвижного состава. В связи с этим на нескольких грузовых вагонах с поводковым подвешиванием были выполнены измерения сил и перемещений, имеющих место в элементах подвешивания в продольном и поперечном направлениях. Результаты измерений сил и перемещений в поперечном направлении свидетельствуют, что между данными параметрами имеется нелинейная зависимость с существенным запаздыванием (гистерезисом; рис. 4). Величины параметров в отдельных элементах подвешивания характеризуются значительным разбросом. Это является следствием того, что характеристики элементов подвешивания вследствие износа, коррозии, наличия в сопрягаемых элементах влаги и смазки существенно отличаются и каждая пара поводок — шарнир имеет собственные, отличные от других характеристики. При проведении испытаний в лабораторных условиях установлено, что рассеивание энергии в петле гистерезиса после нескольких часов динамических испытаний новых поводков и шарниров было существенно меньше, чем прогнозировалось изначально. Кроме того, в процессе испытаний новых поводков и шарниров происходила их взаимная притирка с образованием углеродистой пыли, которая, по мнению испытателей, в лабораторных условиях играет роль некоей смазки, снижающей эффект рассеивания энергии.

В ходе исследований и восьми циклов испытаний поперечных и

продольных параметров поводково-го подвешивания двухосного вагона, проведенных различными исследовательскими организациями, в число которых входили отделение железнодорожного подвижного состава Королевского технологического университета Швеции и отделение научно-исследовательских работ университета Утрехта (Нидерланды), а также математического моделирования, выполненного компаниями INRETS, Alstom и Датским техническим университетом, были получены следующие результаты:

- величины жесткости рессорно-поводкового подвешивания в продольном направлении оказались в диапазоне от 2,7 до 8,3 относительных единиц при среднем значении 5,4 ед.; моделирование данного параметра дало значение от 4,0 до 5,5 условных единиц;

- величины жесткости рессорно-поводкового подвешивания в поперечном направлении оказались в диапазоне от 3,9 до 6,8 условных единиц при среднем значении 4,8 ед.; моделирование данного параметра дало значение от 4,0 до 6,0 условных единиц;

- величины продольных сил в шарнирах подвешивания (в долях от вертикальной нагрузки) оказались в диапазоне от 0,04 до 0,12 при среднем значении 0,06; моделирование данного параметра дало значение от 0,06 до 0,07;

- величины поперечных сил в шарнирах подвешивания (в долях от вертикальной нагрузки) оказались в диапазоне от 0,08 до 0,11 при среднем значении 0,10; моделирование данного параметра дало значение от 0,07 до 0,10.

Использованная математическая модель предполагала цилиндрическую форму находящихся в контакте элементов подвешивания и величину коэффициента трения 0,3 между пальцами и втулками шарниров.

Видна относительная близость результатов измерений и моделирования. Обусловлено это тем, что

пальцы поводков имеют цилиндрическую форму и изготовлены из более твердого материала, чем втулки шарниров; отсюда износ пальцев ограничен, и их цилиндрическая форма сохраняется в течение длительного времени.

Ходовые характеристики

Рессорно-поводковое подвешивание грузовых вагонов в том виде, в котором оно используется в грузовых вагонах в настоящее время, было разработано и стандартизировано МСЖД в 1950–1960-х годах. Несмотря на постоянное совершенствование конструкции, основные параметры подвешивания остаются неизменными. В то же время в европейских странах грузовые вагоны эксплуатируются в основном со скоростью до 100 км/ч и с осевыми нагрузками до 22,5 т, что существенно отличается от условий эксплуатации, принимавшихся в расчет при разработке стандартизованного подвешивания. В связи с этим в реальной эксплуатации даже при движении со скоростью менее 70 км/ч часто возникает такое отрицательное явление, как виляние. Минимальные требования к плавности хода определены исходя из условий безопасности движения и ходовых характеристик эксплуатируемого парка грузовых вагонов. Несмотря на присутствие явления виляния, лишь в немногих случаях силы воздействия вагонов на путь превышали допустимые значения. Следовательно, при нормальном закреплении грузов в вагонах виляние не может нарушить требования безопасности и является допустимым явлением. Однако зафиксированные случаи схода вагонов с рельсов из-за интенсивного виляния вынуждают отнести к этому явлению с повышенным вниманием. В настоящее время во многих странах имеются линии для грузовых перевозок с увеличенными допустимыми осевыми нагрузками

на путь. При использовании грузовых вагонов увеличенных размеров, вместимости и с более высоким расположением центра масс при наличии виляния и сильного бокового ветра вопрос безопасности движения приобретает особое значение.

У грузовых вагонов с поводковым подвешиванием процесс виляния представляет собой собственные низкочастотные колебания кузова вагона с одновременными поперечными колебаниями колесных пар и/или тележек в одной фазе с кузовом. Обычно частота собственных колебаний кузова составляет 1–2,5 Гц.

На рис. 5, а приведен пример результатов измерений поперечных ускорений кузова двухосного грузового вагона над передней по направлению движения колесной парой при скорости 100 км/ч (красная пунктирная линия). Видно, что наибольшие величины ускорений кузова наблюдались в начале и в середине опытного участка пути длиной 4 км. В связи с тем что данная система является строго нелинейной, ее поведение зависит от амплитуды колебаний. При прохождении вагоном участков с значительным нарушением геометрии пути процесс виляния может привести к еще большему ухудшению состояния верхнего строения и другим отрицательным последствиям.

Черная линия на рис. 5 иллюстрирует результаты следующего цикла испытаний при тех же скорости и других условиях. Видно, что во время второй испытательной поездки между отметками 13 и 14,5 км виляния не наблюдалось. Это свидетельствует о неповторяемости результатов испытаний.

На рис. 5, б приведены результаты испытаний на отрезке, где имелось значительное нарушение геометрии пути (начиная с отметки 12,95 км). В этом случае изменения амплитуды поперечных ускорений были незначительными, что свидетельствует об устойчивом состоя-

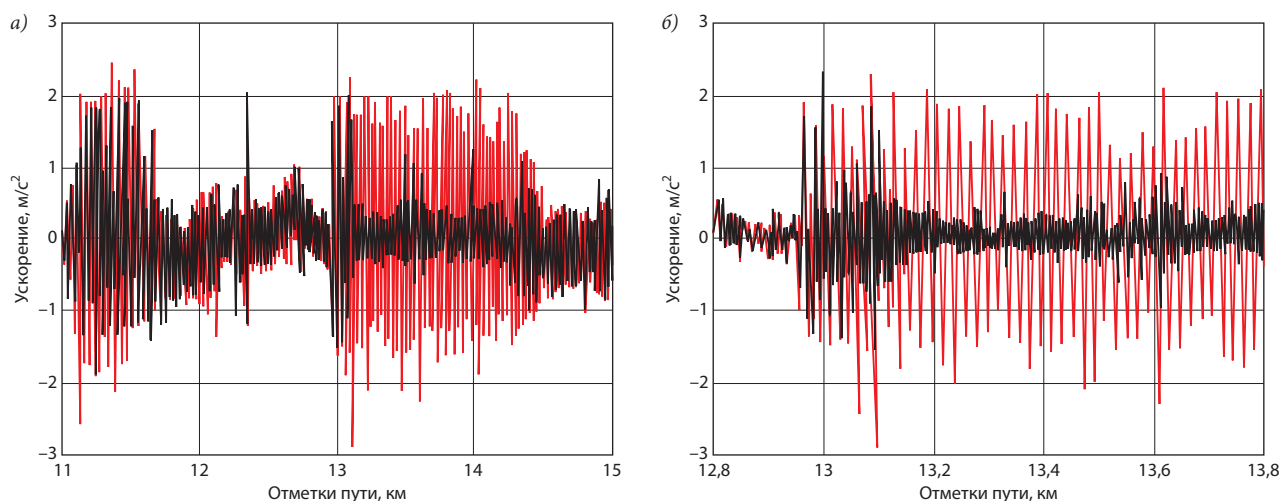


Рис. 5. Поперечные ускорения кузова двухосного вагона над передней колесной парой: а – на опытном участке; б – на отрезке с нарушениями геометрии пути

нии системы, а частота виляния составляла примерно 1,4 Гц. Влияние начальных условий проведения испытаний на динамику грузовых вагонов с поводковым подвешиванием ранее изучалось теоретически и экспериментально.

Отмеченное выше свидетельствует о наличии многих стабилизирующих факторов в широком диапазоне скоростей движения. Принципиальное подтверждение этому дает гипотеза о том, что стабильные равновесные состояния разделены между собой нестабильными. Если начальные условия находятся выше нестабильной ветви, ненулевые факторы приводят систему в равновесное состояние. В связи с тем что показатели подвешивания имеют ярко выраженный нелинейный характер, частота собственных колебаний виляния зависит от их амплитуды. Из этого следует, что в широком диапазоне скоростей движения возможно возникновение резонансных явлений

между колесной парой, движущейся синусоидально, и кузовом вагона, виляющим с собственной частотой.

Эксплуатационные испытания

Для изучения динамических характеристик порожних и груженых вагонов были организованы эксплуатационные испытания при движении со скоростью до 170 км/ч. При этом были получены дополнительные данные для сопоставления с результатами моделирования и подтверждения возможности его использования в дальнейших исследованиях.

Полигон испытаний

Для проведения эксплуатационных испытаний был выбран участок пути протяженностью 15 км, состоящий в основном из прямых и кривых большого радиуса и оснащенный преимущественно сварными длиномерными плетями из рельсов типа BV50 (с погонной массой 50 кг/м)

с подуклонкой 1/30, хотя на некоторых пикетах были уложены рельсы типа UIC 60. На этом участке применены железобетонные шпалы с шагом 0,65 м и рельсовые крепления типа Pandrol, под подошвами рельсов установлены резиновые прокладки толщиной 10 мм. Рельсы имели значительный износ, и геометрия профиля головки существенно отличалась от номинальной. Ширина колеи колебалась в пределах от 1433 до 1438 мм. Геометрия пути соответствовала нормативу QN2 для скорости движения до 160 км/ч в соответствии с проектом европейского стандарта prEN 14636.

Вагоны

Для проведения испытания использовались стандартные железнодорожные вагоны-платформы с рессорно-поводковым подвешиванием: двухосные типа Kbps и четырехосные типа Rs. Вагоны были оснащены колесными парами с перепрофилированной в соответствии со стандартом S1002 поверхностью катания, толщина гребней составляла у четырехосных вагонов 32,5 мм, у двухосных — от 30 до 31 мм. Сочетание профилей поверхности катания колес и головки рельсов по эквивалентной конусности (0,1–0,1

Основные параметры опытных вагонов

Тип вагона	Длина по буферам, м	Колесная база вагона (тележек), м	Расстояние между центрами тележек, м	Масса тары, т	Максимальная осевая нагрузка, т
Kbps	13,86	9	—	12	20
Rs	20,74	1,8	15,7	22,5	20



Рис. 6. Оснащение вагонов дополнительными гасителями колебаний: двухосного (слева) и четырехосного (гасители поперечных колебаний не показаны)

в диапазоне амплитуд ± 3 мм) соответствовало стандарту UIC 519.

Технические характеристики этих вагонов приведены в таблице.

Двухосные вагоны оснащались гидравлическими гасителями виляния и поперечных колебаний буксового узла, как показано на рис. 6 (слева). Перед испытаниями были разработаны специальные адаптеры для крепления демпфера к буксовому узлу. Устройство гашения виляния состоит из собственно гидравлического демпфера и поводков, соединяющих два буксовых узла, что обеспечивало сглаживание виляния только колесных пар. Оборудование

для гашения виляния аналогичной конструкции используется на грузовых вагонах, эксплуатируемых в ускоренных перевозках на железных дорогах Германии и Нидерландов.

Четырехосные вагоны оснащались первичными гидравлическими гасителями поперечных и продольных колебаний и вторичными демпферами виляния, как показано на рис. 6 (справа).

Результаты испытаний

На рис. 7 представлены результаты измерений поперечных ускорений кузова над задней по направ-

лению движения колесной парой двухосного порожнего опытного вагона и контрольного вагона, не оснащенного гасителями виляния. Частота виляния в этом случае составляла 2 Гц, индекс плавности хода (среднеквадратический) — $1,5 \text{ м/с}^2$. Показатели плавности хода по Сперлигу (WzG) для грузовых вагонов приведены в скобках. Максимально допустимые среднеквадратические значения поперечных ускорений составляют для четырехосных вагонов $1,3 \text{ м/с}^2$, для двухосных — $1,5 \text{ м/с}^2$. Как отмечено выше, ограничения по показателям плавности хода устанавливались без

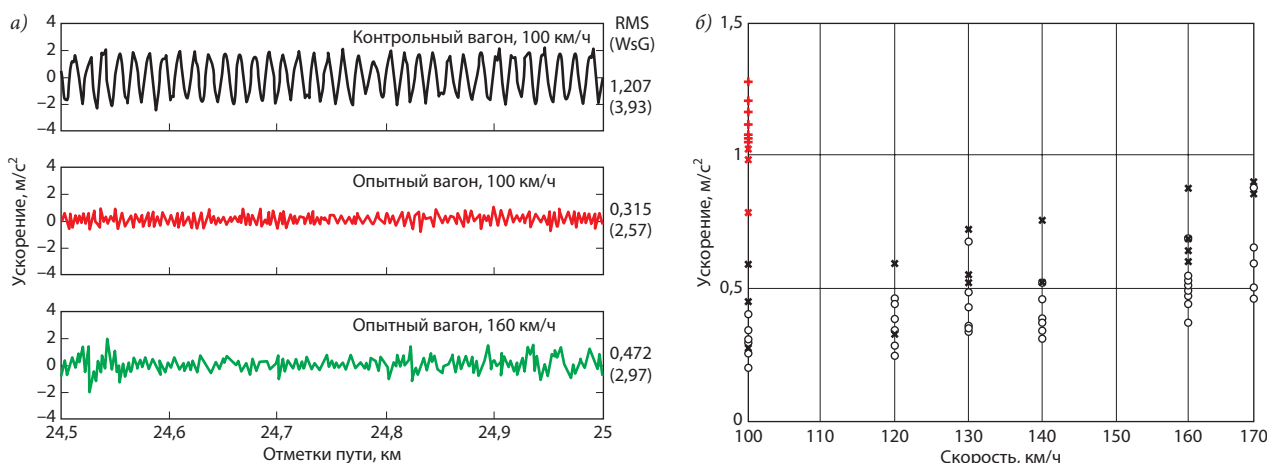


Рис. 7. Поперечные ускорения кузовов опытного и контрольного двухосных вагонов над задней колесной парой: а — результаты измерений на опытном участке; б — результаты измерений при движении с разной скоростью

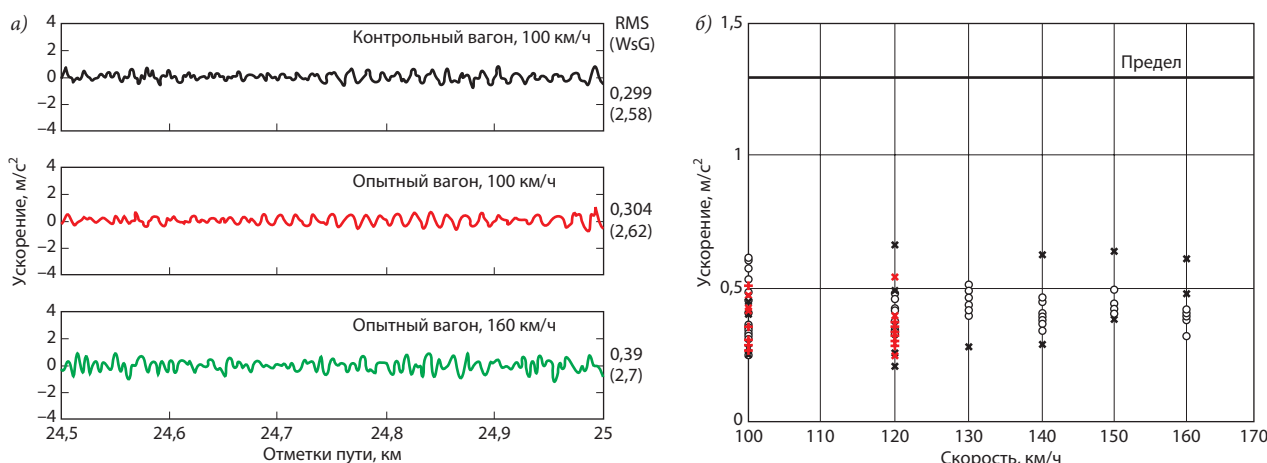


Рис. 8. Поперечные ускорения кузовов опытного и контрольного четырехосных вагонов над задней тележкой: а – результаты измерений на опытном участке; б – результаты измерений при движении с разной скоростью

учета необходимости обеспечения сохранности груза.

Результаты испытаний свидетельствуют о значительном снижении уровня ускорений у вагона, оснащенного гидравлическими демпферами виляния и поперечных колебаний при скорости 100 км/ч, в сравнении с контрольным вагоном. Более того, плавность хода вагонов с усовершенствованным подвешиванием при скорости 160 км/ч лучше, чем контрольного вагона при скорости 100 км/ч.

На рис 7, б приведены результаты измерений поперечных колебаний вагонов с разными вариантами конструкции подвешивания при движении с разной скоростью. Красным цветом обозначены результаты, полученные на контрольном вагоне без демпфирующих устройств, черным — на опытном вагоне с демпфирующими устройствами.

Результаты измерений плавности хода груженого четырехосного вагона в поперечном направлении приведены на рис. 8. Поперечные ускорения оказались приемлемыми во всем диапазоне скоростей вплоть до 160 км/ч. Как отмечено выше, испытания проводились лишь на определенных участках пути, которые не отражают всего многообразия возможных вариантов контакта между колесом и рельсом. В общем случае результаты из-

мерений плавности хода двухосных и четырехосных вагонов аналогичны. Влияние показателей, характеризующих контакт в системе колесо — рельс, на плавность хода вагонов рассмотрено далее.

В результате испытаний порожних и груженных вагонов двух разных типов, дополнительно оснащенных гасителями колебаний, в трех случаях из четырех получены улучшенные показатели плавности хода при движении со скоростью 160–170 км/ч. В четвертом случае груженный двухосный вагон при разгоне до скорости 160 км/ч имел показатели плавности, примерно соответствующие требованиям проекта стандарта для вагонов, не оснащенных гасителями колебаний (prEN 14636). Анализ этого результата с помощью многокузовного динамического моделирования показал, что данный вагон имел низкую жесткость первичного продольного подвешивания и несколько меньшую в сравнении с расчетной жесткость в монтажных узлах гидравлических демпферов с соответствующим снижением уровня гашения колебаний.

Моделирование

Моделирование процесса движения вагонов осуществлялось в соответствии с многотельной ди-

намической программой GENSYS. Результаты моделирования сопоставлялись с результатами ходовых испытаний. В процессе моделирования вагон рассматривался как жесткое тело, оснащенное рессорами и демпферами с нелинейными характеристиками. Нелинейными также принимались параметры буферных пружин. В программу моделирования вводились поперечные и продольные характеристики подвешивания, измеренные на реальном вагоне, проходившем испытания, а также реальные профили головки рельсов и поверхности катания колес. Нелинейность изменения геометрии пятна контакта в системе колесо — рельс также учитывалась программой GENSYS. Силы, возникающие в области контакта колеса с рельсом, определялись с помощью интерполирования данных четырехмерных матриц, полученных с помощью алгоритма FASTSIM, разработанного Калкером (Kalker). При использовании этой методики путь считается упругим как в вертикальном, так и в поперечном направлении.

Гидравлические гасители колебаний моделировались как устройства, имеющие нелинейные характеристики и взаимодействующие с амортизаторами с линейными параметрами. Жесткость в точках со-

членения демпферов с рамой вагона измерялась и для целей моделирования суммировалась с жесткостью сочленения с буксовым узлом и собственной жесткостью демпфера.

Как было отмечено, причиной виляния кузова вагона являются резонансные явления, обусловленные наложением синусоидального перемещения колесных пар на собственные поперечные перемещения кузова. Показатели жесткости кузовов грузовых вагонов, аналогичных двухосным вагонам, использованным при настоящем исследовании, были изучены ранее. Эти показатели имеют важное значение, поскольку в некоторых случаях частота собственных колебаний кузова составляет около 10 Гц. При использовании в процессе моделирования параметров упругого кузова интенсивность виляния увеличивается. Такое явление объясняется сочетанием собственных скручивающих колебаний с вилением жесткого кузова.

Частота собственных упругих колебаний изменяется в зависимости от структурной жесткости кузова и особенностей перевозимого груза. В общем случае структурная частота собственных колебаний ниже у груженых вагонов. Для полностью загруженных вагонов частота собственных колебаний скручивания на начальной стадии составляет 2 Гц. Однако некоторые виды грузов оказывают существенное влияние на жесткость кузовов вагонов, в которые они погружены. Так, контейнеры увеличивают жесткость кузовов против скручивания. Таким образом, собственную частоту колебаний скручивания целесообразно рассматривать независимо от собственных колебаний виляния, хотя это не всегда возможно из-за большого разнообразия перевозимых грузов с различными характеристиками. Важно также отметить, что максимальная жесткость кузова на скручивание ограничена, поскольку

ку снижение нагрузки от колесных пар на путь не должно превышать определенных значений.

Сопоставление результатов испытаний и моделирования

Правильность моделирования процесса движения экипажей проверялась сопоставлением его результатов с результатами испытаний. На рис. 9 приведен пример временной последовательности и энергетического спектра горизонтальных и вертикальных колебаний кузова груженого двухосного вагона над задней по направлению движения колесной парой при движении со скоростью 100 км/ч. Временная последовательность подвергалась низкочастотной фильтрации при частоте колебаний 10 Гц. Амплитуда колебаний и частота виляния (около 1,8 Гц) у реального экипажа и модели примерно совпадали. Совпадение энергетического спектра колебаний наблюдалось до частоты 12–15 Гц. Основной причиной несовпадения параметров при частоте колебаний более 15 Гц является нарушение геометрии пути на коротких участках, не учтенное при моделировании. Сопоставление результатов испытаний и моделирования показало, что разработанная модель позволяет получить результаты, близкие к реальным, в интервале частоты колебаний до 15–20 Гц. Однако, как отмечено выше, система чувствительна к начальным условиям из-за нескольких параметров, имеющих нелинейную функцию. Последнее обстоятельство необходимо учитывать при многокузовном динамическом моделировании и поездных испытаниях.

Исследование параметров

Многотельное динамическое моделирование проводилось с целью изучения процесса движения при различных условиях контакта

колес с рельсами. Для сопоставления были выбраны два различных варианта профилей головки рельса и поверхности катания колеса и других условий контакта:

- колесный профиль S1002, профиль рельса BV50 с подуклонкой 1/30 и средней шириной колеи 1438 мм; эквивалентная конусность при амплитуде ± 3 мм в соответствии со стандартом UIC 519 равна 0,06;

- колесный профиль S1002, изношенный профиль рельса BV50 с подуклонкой 1/30 и средней шириной колеи 1431 мм; эквивалентная конусность при амплитуде ± 3 мм в соответствии со стандартом UIC 519 равна 0,42.

При этом сопоставлялись показатели плавности хода в горизонтальном и вертикальном направлении и силы воздействия колес на рельсы. Сигналы датчиков колебаний кузова над задней по направлению движения колесной парой подвергались низкочастотной фильтрации при частоте 10 Гц с оценкой среднеквадратических значений параметров колебаний. Низкочастотная фильтрация сигналов, характеризующих силы воздействия колес на путь, проводилась при частоте 20 Гц (полученные результаты представлены ниже; там же приведены результаты моделирования для двухосного вагона с осевой нагрузкой 20 т, хотя для четырехосных вагонов эти результаты также верны).

Низкая конусность поверхности катания колес (вариант 1)

На рис. 10 представлены среднеквадратические значения горизонтальных и вертикальных ускорений кузова над задней по направлению движения колесной парой. Красная линия соответствует контрольному вагону, зеленая — опытному вагону с демпферами виляния, черная — опытному вагону с демпферами виляния и поперечных колебаний.

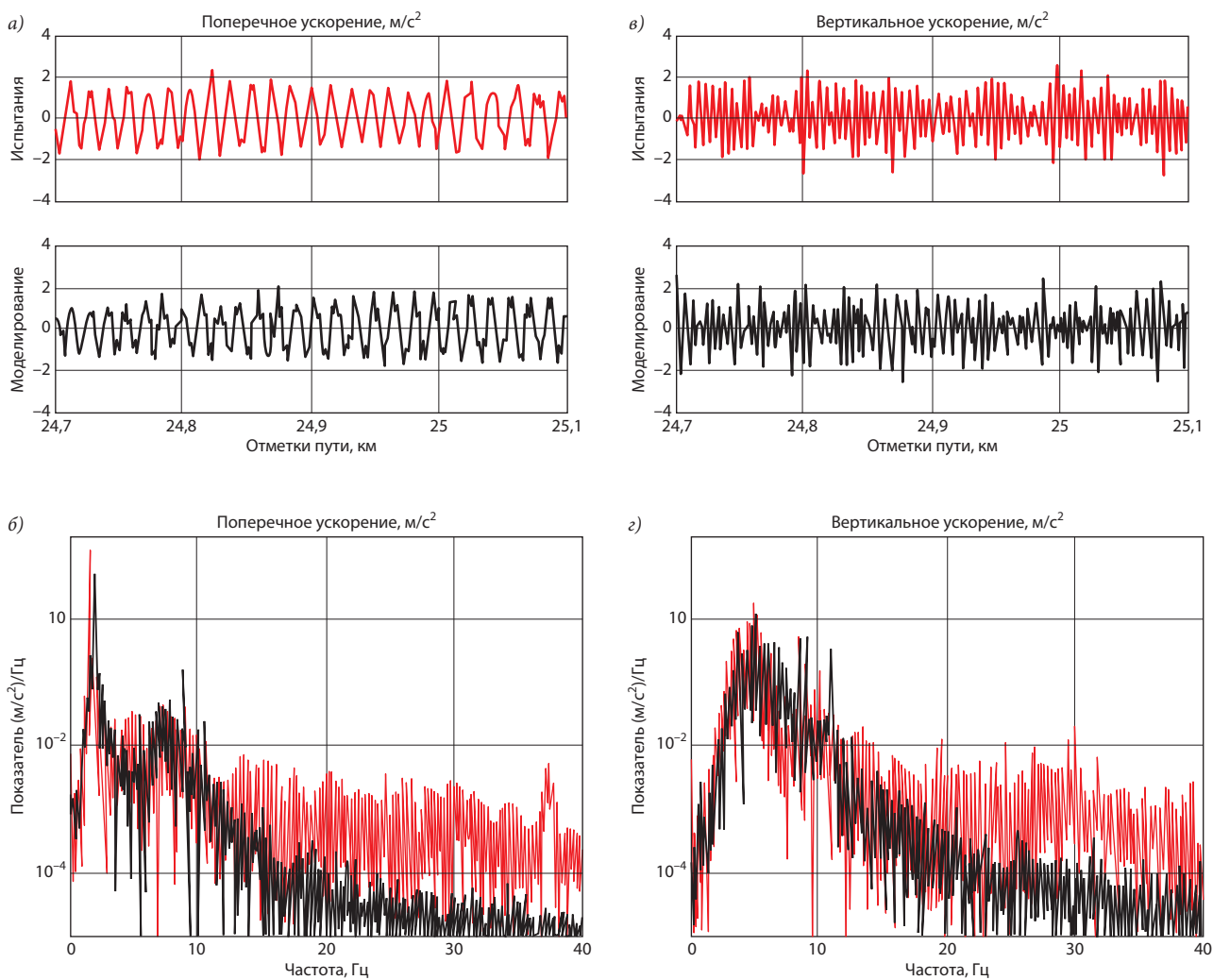


Рис. 9. Сопоставление результатов испытаний и моделирования:

a – поперечные ускорения; *б* – энергетический спектр поперечных колебаний; *в* – вертикальные ускорения; *г* – энергетический спектр вертикальных колебаний

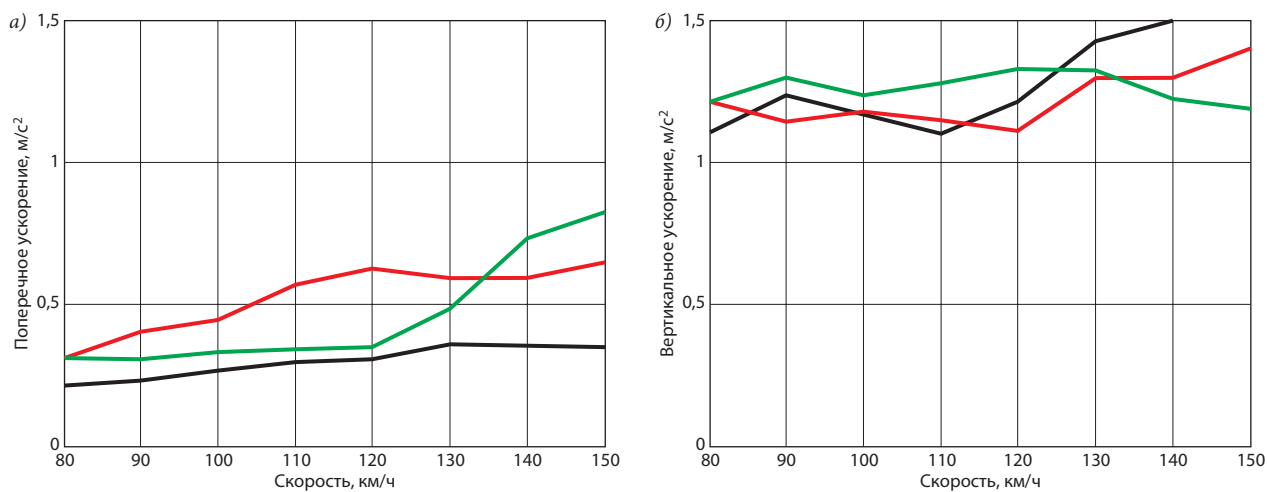


Рис. 10. Поперечные (*a*) и вертикальные (*б*) ускорения кузова

Из приведенных данных следует, что реализовано существенное улучшение плавности хода.

Результаты измерений сил, действующих от колес на рельсы, приведены на рис. 11 (цветовые обозначения — как на рис. 10).

Уменьшение этих сил у вагонов, оснащенных демпфирующими элементами, составило от 40 до 10%. Зависимость расходов на устранение проседания верхнего строения пути и усталостных явлений в его элементах от сил воздействия колес на рельсы является третичной. Существенным оказалось снижение действующих на рельсы вертикальных сил. Из данных, приведенных на рис. 10 и 11, следует,

что оснащение двухосных вагонов только демпферами виляния является недостаточным, поскольку последние повышают плавность хода только до скорости 120 км/ч. При движении с более высокой скоростью динамические характеристики в горизонтальном направлении могут оказаться даже хуже, чем у обычных вагонов. Анализ колебаний кузова при низкой конусности поверхности катания колес показывает, что в этом случае преобладающим типом движения является виляние кузова и что колесные пары повторяют это движение. Основным направлением перемещения кузова относительно колесной пары является поперечное. Сле-

довательно, в данном случае эффективность демпферов виляния недостаточна.

Высокая конусность поверхности катания колес (вариант 2)

Среднеквадратические значения горизонтальных и вертикальных ускорений кузова над задней по направлению движения колесной парой приведены на рис. 12 (цветовые обозначения — как на рис. 10).

В этом случае также реализовано существенное улучшение плавности хода.

Величины действующих на рельсы сил приведены на рис. 13

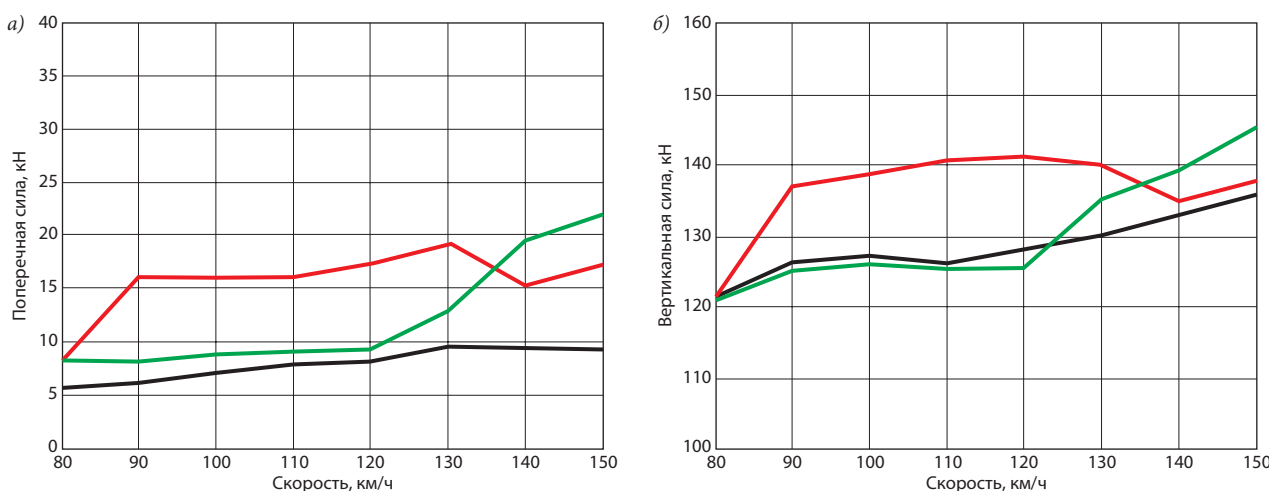


Рис. 11. Поперечные (а) и вертикальные (б) силы воздействия на путь

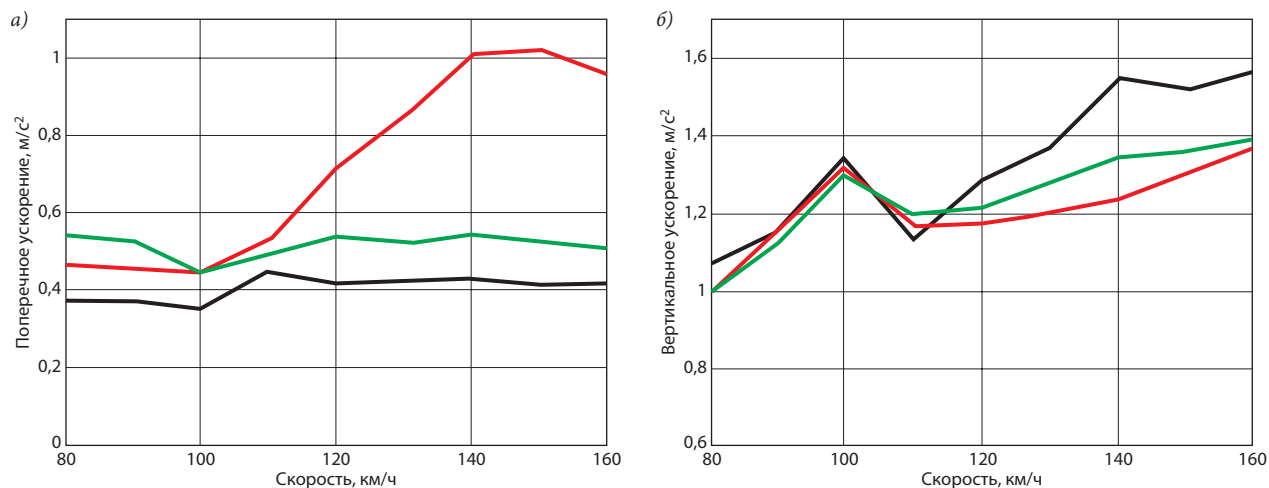


Рис. 12. Поперечные (а) и вертикальные (б) ускорения кузова

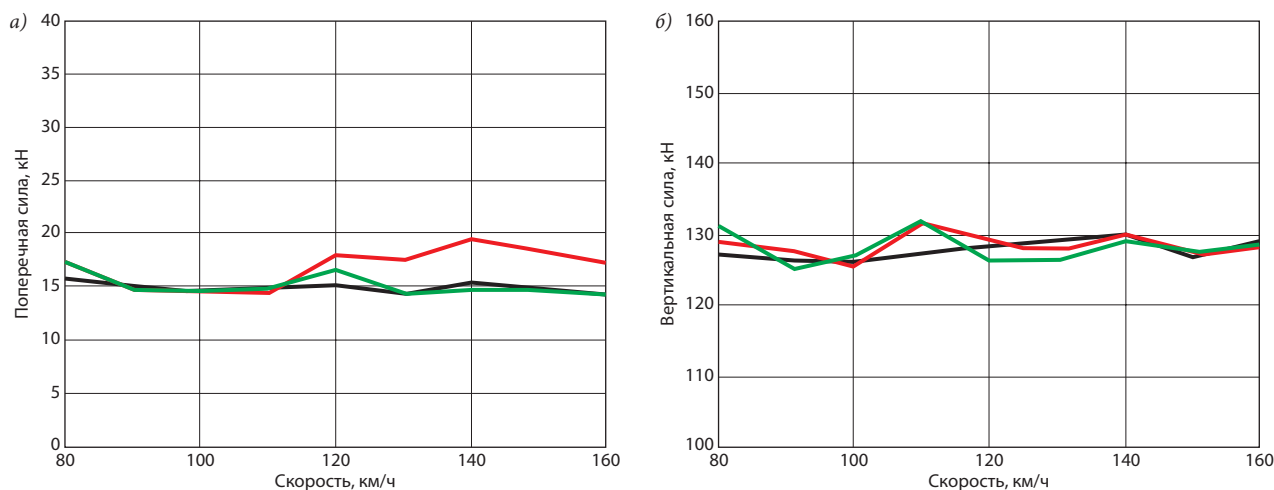


Рис. 13. Поперечные (а) и вертикальные (б) силы воздействия на путь

(цветовые обозначения — как на рис. 10).

При высокой конусности поверхности катания вилянию подвержены только колесные пары, и частота их виляния существенно выше, чем частота виляния кузова. В этом случае для эффективного гашения колебаний достаточно только демпфера виляния колесной пары или тележки. Добавление демпфера поперечных колебаний обеспечивает повышение плавности хода в этом направлении.

Заключение

Квазистатическое вписывание в кривые грузовых вагонов с рессорно-поводковым подвешиванием является, в принципе, приемлемым. Следовательно, расходы, обусловленные износом колес и рельсов при эксплуатации таких вагонов, в общем случае должны быть невелики. Однако динамические характеристики требуют существенного улучшения. Отчасти это объясняется недостаточным гашением колебаний за счет трения в рессорах и подвижных элементах подвешивания. Кроме того, разброс параметров, характеризующих возможность гашения колебаний в таком подвешивании, весьма велик. Это

касается как жесткости, так и коэффициента демпфирования. К тому же оба этих показателя подвержены изменениям в процессе износа, а также под воздействием погодных условий. В связи с тем что показатели подвешивания имеют нелинейные характеристики, частота собственных колебаний виляния вагонов зависит от амплитуды, и, следовательно, возможно возникновение резонансных явлений между движущимися по синусоидальной траектории колесными парами и виляющими с собственной частотой кузовами вагонов в широком диапазоне скоростей движения.

Существенное улучшение ходовых характеристик стандартных грузовых вагонов с поводковым подвешиванием возможно за счет их дополнительного оснащения гидравлическими гасителями колебаний. Это позволяет ощутимо повысить плавность хода и снизить горизонтальные и вертикальные силы воздействия колес на рельсы. Помимо параметров подвешивания, на ходовые характеристики оказывают влияние параметры упругости рам кузовов вагонов.

Согласно результатам проведенных исследований, для реализации улучшенных ходовых характеристик при любых условиях кон-

такта между колесами и рельсами двухосные вагоны необходимо оснащать гидравлическими гасителями колебаний как виляния, так и поперечных. При низкой конусности поверхности катания колес вилянию является преобладающим видом колебаний кузовов вагонов. В целях снижения отрицательных последствий этого явления необходима установка гасителей поперечных колебаний между кузовами вагонов и колесными парами или рамами тележек. При высокой конусности поверхности катания колес вилянию подвержены только колесные пары, и частота их виляния существенно выше частоты колебаний кузовов вагонов. В этом случае эффективное гашение колебаний обеспечивается демпферами виляния, установленными между колесными парами (или рамами тележек) и рамами вагонов. В случае слишком низкой жесткости первичного подвешивания потенциал совершенствования ходовых качеств за счет установки дополнительных демпферов существенно сужается, и реализация улучшенных динамических характеристик не представляется возможной.

По материалам Королевского технологического университета Швеции.