



Факторы устойчивости порожних вагонов



Валерий КОССОВ
Valery S.KOSSOV

Василий БЕРЕЗИН
Vassily V.BEREZIN



Владимир БЫКОВ
Vladimir A.BYKOV

Коссов Валерий Семенович — доктор технических наук, профессор, генеральный директор ОАО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ВНИКТИ)» (г. Коломна). Березин Василий Витальевич — кандидат технических наук, заведующий отделом ВНИКТИ. Быков Владимир Александрович — кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник ВНИКТИ.

По поручению ОАО «РЖД» сотрудниками ВНИКТИ выполнены теоретические и экспериментальные исследования факторов, влияющих на устойчивость порожних вагонов от схода с рельсов. В том числе проведены масштабные испытания по выжиманию вагонов продольными силами, воздействию их на путь, ходовые динамические испытания вагонов и компьютерное моделирование. Результаты работы изложены в статье.

Ключевые слова: железная дорога, безопасность, устойчивость порожних вагонов, комплексные исследования.

Для исследований были выбраны вагоны, имеющие отличные друг от друга вес тары, конструкцию кузова, базу и тележки: вагон-хоппер, вагон-цистерна, полувагон — все на тележках модели 18—100; полувагон на тележках модели 18—578. Вагоны испытывались будучи с разным техническим состоянием экипажных частей.

ИСПЫТАНИЯ ПО ВЫЖИМАНИЮ ВАГОНОВ

Опытный поезд был сформирован из вагона-хоппера, полувагона, цистерны, тепловозов 3ТЭ10М, 2ТЭ10М, М62 (в качестве толкающих локомотивов), двух тепловозов 2ТЭ116 и электровоза ВЛ10 (в качестве тормозных), вагон-лаборатории для замера динамических показателей вагонов, вагон-лаборатории Забайкальской железной дороги для замера токов локомотивов, давлений в тормозной магистрали.

Для выявления воздействия вагонов на путь на подмосковном полигоне Голутвин—Озеры на прямом участке и кривой радиусом 300 м на кромках подошвы рельсов в местах наибольших отступлений были наклеены тензометрические датчики. На грузовых вагонах устанавливались

Na1 – продольные усилия в автосцепке вагона, тс

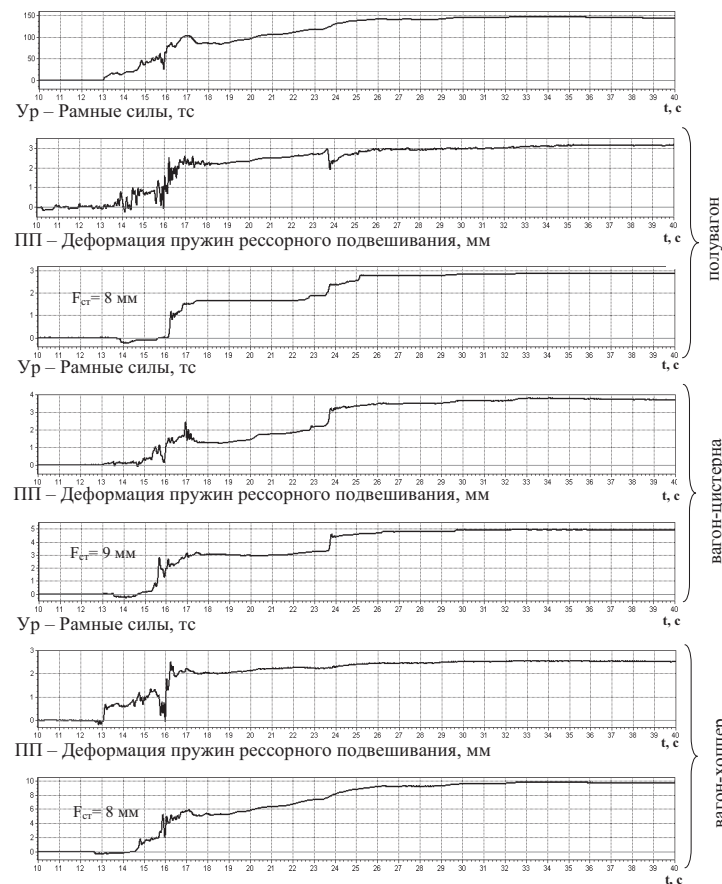


Рис. 1. Копии осциллограмм продольных усилий в автосцепке (Na1), рамных сил (Ur) и деформации пружин рессорного подвешивания – их обезгруживания (ПП) при выжимании вагонов в прямом участке пути (Fст – статический прогиб рессорного подвешивания).

приборы для измерения деформации упругих элементов рессорного подвешивания и поглощающих аппаратов автосцепок, усилий в автосцепках, боковых рамах и надрессорных балках тележки, ускорений букс, тележек и кузовов, а также перемещений тележек, букс. Кроме того, использовалось техническое зрение: триангуляционные лазерные датчики и цифровые видеокамеры большой разрешающей способности, обеспечивавшие непрерывную регистрацию параметров взаимодействия колеса и рельса. Перед каждым вариантом испытаний определялся коэффициент трения на рельсе. Он все время оставался стабильным.

При создании худших условий по выжиманию вагону-хопперу, имеющему меньшую базу среди опытных вагонов, «помогали» устанавливаться в рельсовой колее «ёлочкой». Для этого между розеткой и корпусом каждой автосцепки были установлены клинья, поворачивающие переднюю автосцепку по отношению к продольной оси вагона

влево, заднюю – вправо на угол 6–7° (предельный угол поворота 10°). Разность уровней осей автосцепок соединенных вагонов варьировалась диаметрами колес колесных пар тележек.

Возникающие на вагонах продольные сжимающие силы контролировали по усилиям в тензометрических автосцепках, а также по показаниям токов тяговых локомотивов. Движение опытного поезда по прямому участку пути производилось со скоростями 5, 10, 15, 20 и 30 км/ч, в кривой – 5 км/ч.

Характерные осциллограммы записи усилий в автосцепках вагона-хоппера (Na1) при движении на прямом участке пути, представленные на рис. 1, показывают, что при нарастании продольных сил, выжимающих вагон, увеличиваются рамные силы (Ur), происходит обезгруживание пружин рессорного подвешивания (ПП). При усилиях более 80–100 тс на вагонах с разностью высот автосцепок 67–87 мм происходила полная обезгрузка пружин, надрессорная балка приподнималась над ними до 2 мм. Рамные





силы достигали 3–4,2 тс, т.е. превышали допускаемое значение 2,2–2,3 тс.

Наибольшее влияние на устойчивость вагонов от выжимания оказывает разность уровней осей автосцепки (Δh). Выявлено, что при разности высот автосцепок от 1 до 12 мм значения коэффициента запаса устойчивости против схода колесной пары с рельсов (η) в прямых участках даже при продольных силах до 80 тс были не ниже допускаемой величины 1,3. При разности высот $\Delta h=67$ –87 мм на цистерне и полувагоне коэффициент η близок к предельному при продольных усилиях около 60 тс. При продольных усилиях от 80 до 160 тс при перекосном расположении осей колесных пар («трапецией») и разности диаметров колес 5 и 9 мм значения η достигали 0,35–0,11.

В кривой радиусом 300 м при продольной силе 50 тс на вагонах с разностью осей автосцепок 10–12 мм значения η были не ниже 1,37. Однако уже при разности высот автосцепок 67 мм и более η составлял 1,28–1,23.

Критическим значением продольной силы для порожних вагонов в прямых участках пути при Δh до 10 мм будет около 70 тс, до 65–67 мм – 60–65 тс, при 87 мм – 45 тс. В кривой при Δh до 10 мм критическая продольная сила, которая может приводить к сходу колеса, находится в диапазоне 50–55 тс. Эти значения близки полученным в теоретических и экспериментальных исследованиях С. В. Вершинским [1, 2].

При нанесенной в кривой смазки на боковую грань наружного рельса и модификатора на поверхность катания внутреннего рельса (комбинированной лубрикации) коэффициент запаса устойчивости колеса с учетом критических продольных сил повысился не менее чем в 2 раза.

При действии на вагоны продольных сил до 120–160 тс максимальные кромочные напряжения в кривой и на прямом участке под вагонами в нормальном техническом состоянии возрастали в 1,2–1,25 раза, а полуразность тех же напряжений – в 1,4–1,65. Для вагона-хоппера при установленном под ним колесных парах с разностью диаметров 5 и 9 мм, а также перекосом пар «трапецией» максимальные кромочные напряжения в кривой возросли по сравнению с этим же вагоном без действия продольных сил с 47 до 83,4 МПа, т.е. в 1,78 раза, полуразность – в 2,06. На прямом участке – в 1,5 раза.

В ходе испытаний выявлен аномальный характер работы поглощающего аппарата (далее ПА) автосцепки вагона-хоппера из-за имеющихся на поверхностях ступенчатых выработок. Как показала проверка в нескольких вагонных депо, на ПА марок Ш-1-ТМ, Ш-2-В, Ш-2-Т такой износ встречается достаточно регулярно. Установлено, что наиболее частое перемещение деталей фрикционного узла ПА происходит в диапазоне до 1/2 рабочего хода, то есть при продольных усилиях 30–50 тс, вследствие чего износ поверхностей образуется на этом ограниченном участке. При продольных усилиях в автосцепке, превышающих указанные, наблюдается стопорение упругого хода подвижных частей ПА о «ступеньку», а при дальнейшем увеличении усилий происходит его срыв («прострел»).

Таким образом, полученные при испытаниях величины продольных сил в некоторых случаях существенно превышали критическую предельную величину, а значения коэффициента устойчивости колеса η были ниже допускаемого. Почему же не происходил сход колеса с рельсов?

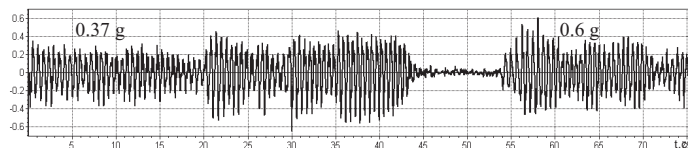
По результатам аналогичных испытаний в Пуэбло (США) установлено, что под действием боковой силы с одновременным уменьшением вертикальной силы между колесом и рельсом необходимым условием подъема колеса на высоту гребня является поступательное движение вагона на расстояние около 20% от оборота колеса (или 0,6–0,8 м) при коэффициенте трения на рельсах или колесе не ниже 0,5 [3].

При наших испытаниях ударные продольные усилия, замеренные в автосцепках до 100–200 тс продолжительностью до 0,3 с, были при скоростях движения 5 км/ч, или ~1,4 м/с. За 0,3 с колесо проходило максимум 0,42 м. Кроме того, коэффициент трения на рельсе был около 0,4. Это основные причины, позволившие устоять колесу на рельсе.

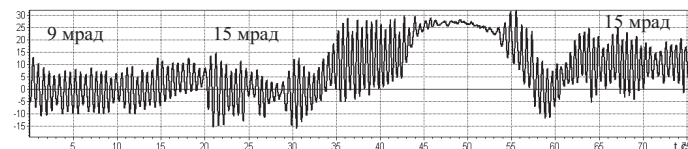
ХОДОВЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ

При движении порожних вагонов на тележках моделей 18–100 и 18–578 в нормальном техническом состоянии их экипажа (с клиньями без завышения с коэффициентом относительного трения $\phi_{тр}$ в пределах 0,1–0,16, суммарными зазорами в скользящих с обеих сторон тележки от 4 до 20 мм,

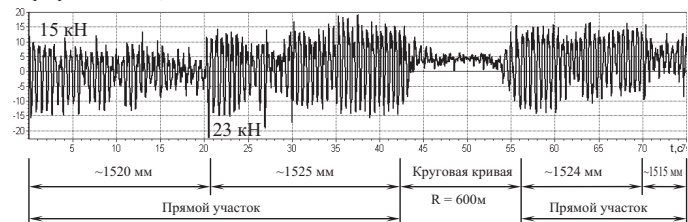
ГУ1 горизонтальные ускорения главной рамы, g



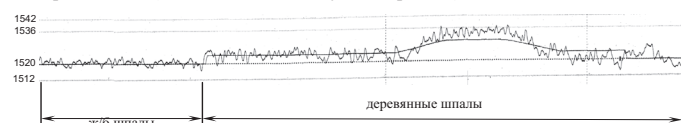
ГОТ1 влияние тележки, мрад



Ур рамная сила, кН



Ширина колеи (по данным вагона-путеизмерителя)



разностью диаметров колес не более 1 мм, толщиной гребней не менее 25 мм, перекосом колесных пар не более 1,5 мрад, моментом сопротивления повороту тележки 290–390 кгс·м, с колесами, имеющими прокат не более 1 мм) наблюдались в основном колебания с частотами около 0,9–1,4 и 1,6–2 Гц.

Первая частота соответствует в зависимости от скорости извилистому движению колесных пар, вторая близка боковой качке кузова. Максимальные значения динамических показателей (рамных сил, вертикальных и горизонтальных ускорений кузова, коэффициента вертикальной динамики) при скоростях движения до 90 км/ч на прямых участках пути не превышают нормативных значений. В кривых радиусом 600 и 300 м динамические показатели были не выше полученных в прямых.

ВЛИЯНИЕ РАВНОМЕРНОГО ПРОКАТА КОЛЕС

При установке на одной тележке вагона двух колесных пар с прокатом на каждом колесе около 2 мм максимальные значения

рамных сил, горизонтальных и вертикальных ускорений кузова, амплитуды влияний тележки возросли на 40–60%.

При установке под вагоны всех колесных пар с прокатом более 2–2,5 мм (остальные характеристики экипажа оставались неизменными в рекомендуемых по его содержанию пределах) амплитуды колебаний элементов экипажа в прямых участках резко возрастают, уменьшаются они лишь при движении вагона в кривых (рис. 2). Изменились также частоты колебаний: основной вид колебаний влияния тележки и кузова и вызванной ими боковой качки происходит с частотами для хоппера, полувагона и цистерны на тележках модели 18–100 в районе 1,37–1,56 Гц. Значения динамических показателей при скоростях движения, начиная с 60–70 км/ч, превышают нормативные.

Минимальный коэффициент запаса устойчивости η для этих вагонов составлял, соответственно, 0,98, 0,82 и 1,1.

На полувагоне с тележками 18–578 при колесах с прокатом значения динамических показателей также превышают допустимые, но начиная со скорости 90 км/ч.

Рис. 2. Копии осциллограмм динамических процессов при движении вагона-хоппера на колесах с прокатом 2–2,5 мм со скоростью 80 км/ч.





Чем вызвана потеря устойчивого движения вагонов в этом случае?

Испытаниями установлено, что при движении вагона, имеющего колесные пары без проката, основная частота колебаний виляния тележек относительно кузова составляет в зависимости от скорости в пределах 50–90 км/ч около 0,9–1,4 Гц. Эта частота близка извилистому движению колесной пары, определяемой по формуле Клингеля [4]:

$$f = 0,0442 \cdot v \cdot \chi \sqrt{\frac{2i}{r \cdot l_k}},$$

где v — скорость движения; χ — поправка Шперлинга; i — уклон поверхности катания колеса; для нового вагонного составляет 1:20 или 0,05; r — радиус колеса, 475 мм; l_k — расстояние между кругами катания колес, 1580 мм.

С появлением проката уклон поверхности катания колес повышается [5]. Ориентировочно он со среднесетевым прокатом может составлять 1:12–1:7 или 0,083–0,143. В зависимости от этого частота извилистого движения колесной пары будет увеличиваться, и в соответствии с приведенной выше формулой составлять 1,4–2,2 Гц, т.е. может приближаться или быть равной частоте боковой качки порожних вагонов. На них возникают колебания с максимальными амплитудами, поскольку наступает зона резонанса. С увеличением проката до 5–7 мм существенно повышается коничность колес, частота виляния колесных пар возрастает. Зона резонанса смещается на движение вагона с низкими скоростями. Однако тогда энергия колебаний невысокая и не вызывает заметного ухудшения динамических качеств вагона.

Как указывалось, в кривых участках извилистого движения колесных пар возбудителя колебаний вагона нет, в результате амплитуды колебаний экипажных частей резко снижаются (см. рис. 2). Максимальные значения динамических показателей вагонов в этом случае не превышают нормативных.

Следовательно, для обеспечения устойчивого движения вагона необходимо разнесение частот собственных колебаний его экипажных частей и виляния колесных пар. Поскольку диапазон частот колебаний виляния колесной пары и величины проката неизменен, надо изменять частоту колебаний боковой качки, к примеру, путем её сниже-

ния — уменьшения жесткости рессорного подвешивания, то есть прибегая к увеличению статического прогиба. Подтверждением этому являются результаты испытаний полувагонов на тележках моделей 18–578 и 18–9800, статический прогиб которых под тарой составляет соответственно 11–12 и 16 мм. У первого вагона при прокате 2–2,5 мм интенсивные колебания и превышение динамических показателей наблюдается при скоростях движения 90–100 км/ч, у второго — при 110–120 км/ч.

ВЛИЯНИЕ ТОЛЩИНЫ ГРЕБНЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР

На вагоне-цистерне были установлены вначале четыре колесные пары с толщиной гребней 31–33 мм, затем — 27–28 мм (прокат отсутствовал). Разница в толщине гребней левого и правого колеса каждой из пар не превышала 1 мм. В ходе эксперимента зафиксировано, что такие динамические показатели, как рамная сила, коэффициент вертикальной динамики и вертикальные ускорения кузова, в прямых участках оставались неизменными. При более тонких гребнях лишь увеличилась амплитуда виляния тележек относительно кузова с 6–7,5 до 10–12 мрад и максимальные горизонтальные ускорения кузова с 0,39 до 0,42 g, то есть примерно на 8%.

При колесных парах с прокатом 2,0–2,5 мм и толщиной гребня 31–33 мм динамические показатели вагона превышали нормативные значения, когда скорости были более 70 км/ч; при предельно изношенных гребнях (толщина 24–26 мм) — начиная с 60 км/ч. Минимальный коэффициент запаса устойчивости для этих вариантов толщины гребня составлял 1,1 и 0,82.

При установке на передней цистерне колесных пар с толщиной гребня левого колеса 33 мм, правого — 29 мм с прокатом 0–0,5 мм и диаметром колес 871,0 и 870,5 мм максимальные рамные силы при скоростях до 90 км/ч не превышали 1,3 тс. Горизонтальные и вертикальные ускорения были в пределах до 0,23 и 0,61 g. Амплитуды виляния передней тележки не превышали 7 мрад, а минимальный коэффициент оказался не ниже нормативного — 1,3. То есть в сравнении с данными, полученными при испытаниях цистерны с разностью толщины гребней левого и правого колес не более 1 мм,

наблюдается снижение рамных сил, горизонтальных ускорений и влияния тележек на 7–10%.

В кривых участках пути значения динамических показателей независимо от толщины гребней оставались на уровне нормального вагона.

ВЛИЯНИЕ ДИАМЕТРА КОЛЕС ПО КРУГУ КАТАНИЯ

При установке в тележке одной колесной пары с разностью диаметров колес 3, 5 и 9 мм извилистого колебания её и тележки в прямом участке не наблюдается. Характер движения показывает, что колесная пара располагается в коле с перекосом, в результате чего на боковых рамах тележки фиксируется квазистатическая рамная сила. Перекос оси колесной пары, измеренный устройствами технического зрения, составил при разности диаметров колес 3–5 мм около 2,5–3,0 мрад, квазистатическая рамная сила – 0,30–0,37 тс. При разности диаметров колес 9 мм перекос оси и квазистатика рамной силы не превысили 5,0 мрад и 0,48–0,56 тс.

При колесных парах с прокатом и разностью диаметров колес 5 мм амплитуды колебаний вагона невысоки и по динамическим показателям, в том числе значению коэффициента запаса устойчивости, возможно движение даже со скоростями до 90 км/ч.

Отметим, что при наличии колесных пар с разностью диаметров колес 5 мм максимальные вертикальные и горизонтальные (поперечные) ускорения боковой рамы тележки при скоростях до 90 км/ч были до 0,93 и 0,51 g, при разности 9 мм – до 1,5 и 0,58 g. Нормативные значения для порожнего вагона при этом – 0,9 и 0,5 g. Амплитуды вертикальных и горизонтальных ускорений одностороннего направления, что связано с микровсползанием гребня колеса с меньшим диаметром на головку рельса и его «провалом» (от удара) в исходное положение. В такой момент и фиксируются высокие значения ускорений (рис. 3).

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ИЗНОСА КЛИНЬЕВ

Для исследования влияния на динамику вагона величины демпфирования в рессорном подвешивании проверены пять вариантов:

а) вагон с характеристиками технического содержания экипажа в диапазоне рекомендуемых значений, прокат колес 0–1,0 мм;

б) вагон с завышением клиньев с одной стороны тележки, прокат 0–1,0 мм;

в) вагон с завышением клиньев с двух сторон тележки, прокат 0–1,0 мм;

г) вагон с завышением клиньев с одной стороны тележки, прокат 2,0–2,5 мм;

д) вагон с занижением всех клиньев на тележках, прокат 2,0–2,5 мм.

Максимальные значения динамических показателей вагонов (вариант «а»), приведенные на рис. 3, не превышают нормативных значений.

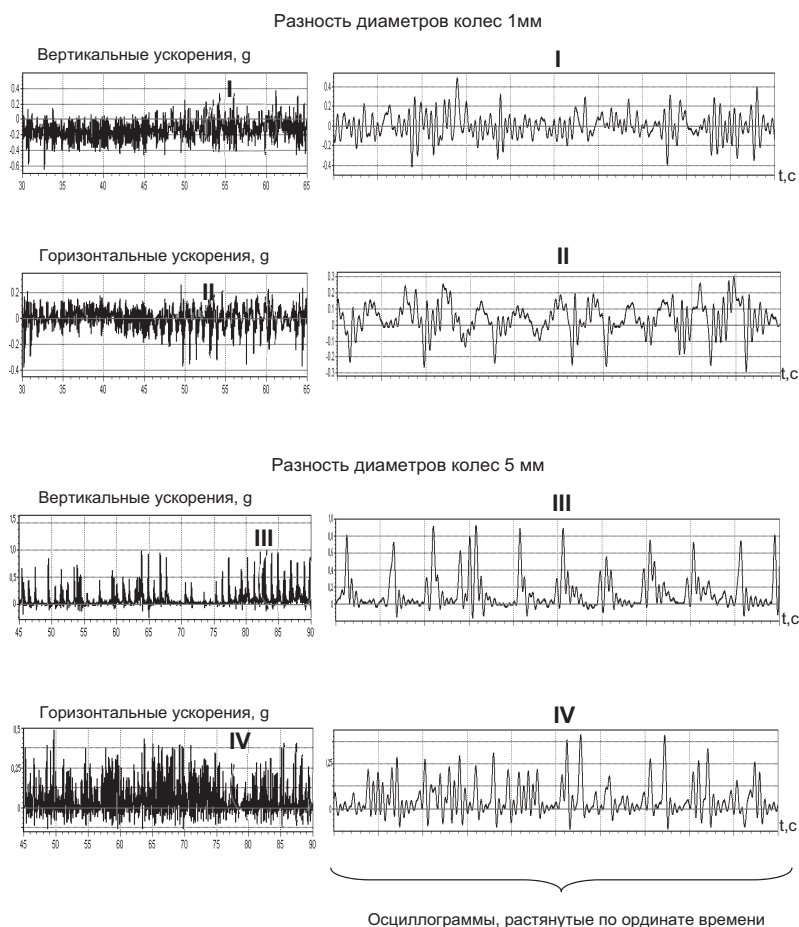
По варианту «б» на первой тележке справа были установлены изношенные клинья. Завышение их составило 8–9 мм. Коэффициент относительного трения $\phi_{тр}$ на передней тележке слева составил 0,16, справа – 0,03. При испытаниях значения динамических показателей вагона возросли по сравнению с исходным исполнением экипажа: рамные силы и горизонтальные ускорения кузова при скорости движения 80–90 км/ч – на 14–21%, коэффициент динамики и вертикальные ускорения кузова – на 6–27%.

По варианту «в» на вагоне-хоппере на первой тележке были установлены справа изношенные клинья с завышением 8–9 мм, слева – с завышением 10 мм. Коэффициент $\phi_{тр}$ справа составлял 0,03, слева – 0,015. Максимальные динамические показатели вагона в сравнении с исходным исполнением ещё более возросли: рамные силы и горизонтальные ускорения кузова при 80–90 км/ч – на 30–79%, коэффициент вертикальной динамики и вертикальные ускорения кузова – на 8–45%. Почти вдвое выше амплитуды влияния тележек. Допускаемая скорость движения должна быть ограничена до 80 км/ч. Уточним, что максимальные величины динамических показателей получены на переднем конце вагона, где изменялось демпфирование. На заднем конце вагона значения рамных сил и ускорений оставались, по сути, без изменения и не превышали допустимых значений.

При колесных парах с прокатом 2–2,5 мм даже при новых клиньях (вариант «д») с занижением их до 11 мм (коэффициент $\phi_{тр}$ = 0,25–0,30) минимальный коэффициент запаса устойчивости η был ниже 1,3, а дина-



Рис. 3. Копии осциллограмм ускорений боковых рам тележки вагона-хоппера в прямых участках пути при скорости движения 90 км/ч.



мические показатели превышали норму при скоростях более 65–70 км/ч (рис. 4).

В кривых участках радиусом 600 и 300 м изменение демпфирования рессорного подвешивания не приводило к существенному увеличению значений динамических показателей.

ВЛИЯНИЕ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ ТЕЛЕЖКИ

В исходном исполнении момент на полувагоне составлял около 340 кгс • м. Для его увеличения в подпятники обеих тележек были уложены полимерные прокладки с высоким коэффициентом трения. Тарировка на специальном стенде показала, что момент сопротивления вырос до 600 кгс • м. Движение вагона с колесами, имеющими прокат 2–2,5 мм, с таким увеличением момента в прямых участках отличается несколько меньшими амплитудами виляния тележек и горизонтальных ускорений кузова. Однако в целом динамические показатели превы-

шают допустимые значения, начиная со скорости 70 км/ч.

В кривой радиусом 300 м у полувагона увеличились квазистатические составляющие рамных сил: при исходном исполнении (с моментом сопротивления 340 кгс • м) и скорости 70 км/ч они были равны 500 кгс, с увеличенным моментом сопротивления — 650 кгс.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКОСА ОСЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР

В нормативах по износам узлов и тележек модели 18–100 разница баз боковых рам и разница продольных размеров букс по вертикальным стенкам, контактирующим с буксовым проемом боковой рамы (далее — «толщина букс»), не должны превышать 2 мм. Однако, как показали результаты обмеров, из-за нарушения технологической дисциплины в процессе подбора деталей при сборке на заводе-изготовителе или в ремонтных депо эти требования не выполняются почти для

40% тележек. Так, к примеру, на проходивших испытания вагонах несовпадение базовых расстояний боковых рам тележек и толщины букс оказалось такое, что продольные смещения букс колесной пары относительно друг друга могут достигать 15 мм. Даже при первоначальной параллельной установке колесных пар в связи с разной толщиной букс и разницей баз боковых рам при служебном или экстренном торможении происходит перекос колесных пар.

Степень влияния перекосного положения колесных пар на динамические показатели вагона устанавливалась при двух вариантах:

- а) с перекосом колесных пар в тележке «ромбом» на угол $\gamma=7$ мрад;
- б) с перекосом колесных пар «трапецией» на угол $\gamma=7$ мрад.

Для установки колесных пар с перекосом на каждой буксе с одной вертикальной стороны были прикреплены накладки определенной толщины.

При движении вагона-хоппера по прямым участкам с перекосом колесных пар по варианту «а» показатели горизонтальной динамики на скорости 90 км/ч в сравнении с исходным исполнением экипажа возросли на 15–35%. Осциллограммы горизонтальных ускорений и влияния тележек показывают, что при таком перекосе даже на колесах без проката начинается влияние. Однако динамические показатели остаются в норме до скорости 90 км/ч.

С установкой колес по варианту «б» динамические показатели в горизонтальной плоскости снизились в сравнении с исходным исполнением во всем диапазоне скоростей: рамные силы — на 30–35%, горизонтальные ускорения — на 40–80%. Движение вагона устойчивое до скорости 90 км/ч.

При варианте перекоса колесных пар «трапецией» как в прямых, так и кривых участках наблюдаются квазистатические рамные силы до 140–350 кгс, что способствует интенсивному одностороннему износу гребней колес. При перекосе «ромбом» квазистатика не наблюдается в связи с подвижностью боковых рам относительно друг друга и следовательно возможностью компенсировать перекос колесных пар забеганием этих рам.

ВЛИЯНИЕ ВЫСОТЫ ПРУЖИН РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

В этом эксперименте на тележках с правой стороны вагона были установлены пружинные комплекты, имеющие высоту на 7–10 мм больше, чем с левой стороны. При колесных парах без проката значения динамических показателей в прямых участках снизились в среднем на 25% в сравнении с исходными условиями. Однако при колесах с прокатом уровень динамических показателей вырос. Минимальный коэффициент запаса устойчивости для вагона при скорости 70 км/ч составил 0,98.

ВЛИЯНИЕ СУММАРНОГО ЗАЗОРА МЕЖДУ СКОЛЬЗУНАМИ

Исследование этого фактора показало, что уменьшение суммарного зазора между скользунками обеих тележек ниже нормативного 4 мм приводит к возрастанию динамических показателей. Так, при колесах без проката и суммарном зазоре 2 мм рамные силы в прямых участках повысились до 30% в сравнении с вариантом зазора около 8 мм, а в кривом радиусом 300 м — до 38%. Коэффициент запаса устойчивости колеса на рельсах стал ниже нормативного в прямом участке при 80 км/ч, в кривых радиусом 300 и 600 м — 50 и 60 км/ч. При суммарном зазоре 30 мм горизонтальные и вертикальные ускорения кузова возросли в сравнении с вагоном, где нормальные зазоры между скользунками, всего на 10–12%, а рамные силы — на 5%.

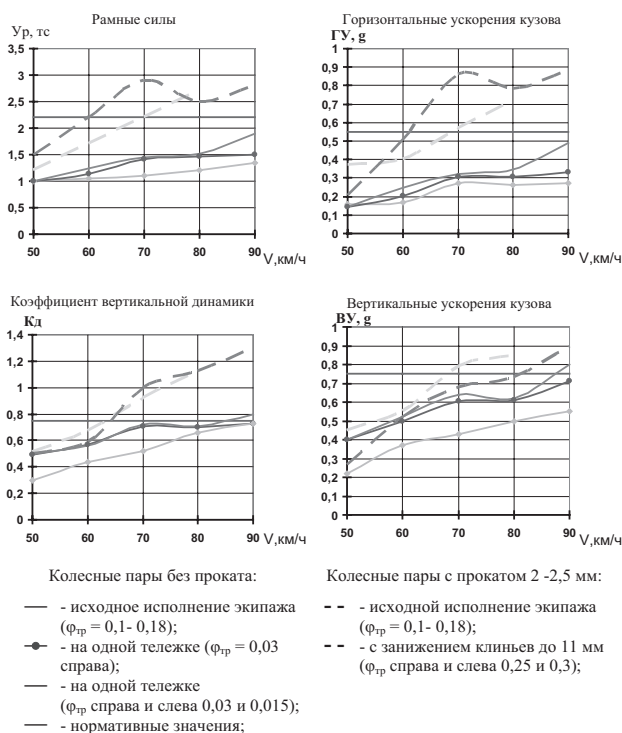
КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Испытания вагонов при существенных изменениях технического содержания экипажа и движении с высокими скоростями повышает риск попадания в аварию (схода с рельсов), угрозы жизни и здоровью испытателей, причинения материального ущерба. Поэтому экстремальные ситуации были исследованы виртуально с помощью компьютерного моделирования и программы «Универсальный механизм» (БГТУ).

Движение сцепа вагонов моделировалось на детерминированных неровностях с отступлениями III степени, соответствующих пути удовлетворительного состояния. Выяснилось, что при движении в прямых участках и действии в сцепе кратковременной (ударной) сжимающей



Рис. 4. Максимальные значения основных динамических показателей вагона-хоппера в прямых участках пути.



силы может происходить сход вагона. Критическая ударная продольная сила $N_{\min}$ выше, чем квазистатическая продольная сила. Для экипажа на колесах с прокатом эта сила на 20–45 тс ниже, чем при новых колесах. При действии продольной силы в виде удара сход имеет характер не столько «всползания» колес на рельсы, сколько «выбивания» их из колеи. Подсчитанные значения $N_{\min}$ в зависимости от скорости движения, износа поверхности катания колес и времени действия ударной силы $t_{\text{и}}$ представлены в таблице 1.

Длительность действия $t_{\text{и}}$ продольной силы неоднозначно влияет на величину $N_{\min}$: уменьшение $t_{\text{и}}$ от 1 до 0,5 с приводит к снижению $N_{\min}$ на 20–35 тс при скоростях 70–90 км/ч. Дальнейшее уменьшение $t_{\text{и}}$ от 0,5 до 0,2 с ведет уже к увеличению $N_{\min}$ до 200–220 тс. Возможно, при $t_{\text{и}}=0,5$ с скаывается большая крутизна ударного импульса по сравнению с $t_{\text{и}}=1$ с, а удар длительностью 0,2 с даже при еще большей крутизне фронта слишком короток, чтобы успеть вызвать заметные перемещения в элементах экипажа.

Уменьшение разности высот автосцепок с 90 до 0 мм приводит к вполне ожидаемому увеличению $N_{\min}$ от 95 до 190 тс при скоростях 70–90 км/ч, ибо снижается момент

продольных сил, приводящий к разгрузке одной из тележек.

Изменение коэффициента трения в контакте колесо-рельс от 0,25 до 0,5 не приводит к существенному изменению критической продольной силы, но в то же время коэффициент запаса устойчивости колеса на рельсе снижается почти вдвое.

Загрузка кузова вагона грузом приводит к увеличению критической продольной силы. К примеру, при загрузке его до 30 тс $N_{\min}$ повышается с 95 до 180 тс при скорости 90 км/ч.

Значения $N_{\min}$ в кривых участках на 10–40 тс меньше, чем в прямых. При этом на величину $N_{\min}$ в кривых участках почти не влияет прокат профилей колес, что вызвано квазистатическим перекосом экипажа и как следствие — отсутствием интенсивного виляния вагона на изношенных колесах.

При движении поезда по переломному продольному профилю пути или по кривым участкам наблюдаются «всплески» продольных сил ударного характера, связанные с перекладками зазоров в автосцепках. Выявлено, что максимальные продольные силы между локомотивом и первым вагоном в конце затяжного спуска при увеличении зазора в автосцепках от 0 до 50 мм могут возрастать на 23 тс.

Таблица 1

Влияние времени действия удара в поглощающем аппарате автосцепки на величину минимальной продольной силы, вызывающей сход (Nmin), тс

t _и , с	Скорость, км/ч				
	20	70		90	
	колеса новые	колеса новые	колеса с прокатом	колеса новые	колеса с прокатом
0,2	210	220	210	220	200
0,5	130	140	120	140	95
1	170	160	140	160	130

Примечания: 1. Разница высот автосцепки Δh_{ас} = 90 мм. 2. Коэффициент трения в контакте колесо-рельс φ = 0,25.

Выводы

Исследования динамики грузового вагона на тележках модели 18–100 в порожнем состоянии показали, что на устойчивость его движения и устойчивость колеса против схода с рельсов в различной степени влияют такие отклонения (и их сочетания) от нормативного состояния экипажа, как перекося осей колесных пар «ромбом» или «трапецией»; разность диаметров колес; завышение клиньев рессорного подвешивания; зазоры в скользунах; момент сопротивления повороту тележки относительно кузова; разности уровней осей автосцепок. Устойчивость колес на рельсах зависит также от коэффициента трения в контакте колесо-рельс и продольной силы, сжимающей вагон.

Установлено, что худшие условия с точки зрения устойчивости порожних вагонов связаны с появлением на колесах проката 2–3 мм. В этом случае повышается уклон поверхности катания колес и частота извилистого движения колесной пары, которая приближается или становится равной частоте боковой качки кузова. Даже при движении на пути отличного состояния наблюдаются колебания вагона с максимальными амплитудами, поскольку наступает резонанс. При скоростях движения более 60–70 км/ч ин-

тенсивные колебания влияния и боковой качки вагона, особенно в состоянии с недостаточным демпфированием в рессорном подвешивании, приводят к полной обезгрузке пружин и колесных пар. На автосцепки такого вагона действуют продольные усилия ударного характера, которые возникают из-за аномальной работы поглощающего аппарата или при движении поезда по переломному продольному профилю (плану пути).

Каждая из отмеченных причин может «выбить» вагон из колеи. И это полностью подтвердилось при проведенных нами обследованиях пяти сошедших с рельсов в 2010 году порожних вагонов.

Литература

1. Динамика, прочность и устойчивость вагонов в тяжеловесных и скоростных поездах/Под ред. С. В. Вершинского//Труды ВНИИЖТ. Вып. 425. – М.: Транспорт, 1970.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.
3. Критерии схода с рельсов вследствие вкатывания гребней колес на головку рельса и правила регулирования и эксплуатации контактных профилей колес и рельсов для транзитных перевозок. Отчет США № 71, 2005 г.
4. Конструкция и динамика тепловозов/Под ред. В. Н. Иванова. – М.: Транспорт, 1970.
5. Осадчий Г. В. О влиянии колесной пары с изношенными бандажами//Вестник ВНИИЖТ. – 1960. – № 6.

FACTORS OF STABILITY OF EMPTY RAILWAY CARS

Kossov, Valery S. – D.Sc. (Tech), professor, director general of JSC Research, design and technological institute of rolling stock (JSC VNIKTI, town of Kolomna).
Berezin, Vassily V. – Ph.D. (Tech), head of the department of JSC VNIKTI.
Bykov, Vladimir A. – Ph.D. (Tech), leading researcher of JSC VNIKTI.

JSC VNIKTI on the demand of JSC Russian Railways has conducted fundamental researches and tests on the factors, which could affect the empty railway cars stability if they are exposed to the risk of derailment. Large-scale trials, running dynamics inspections, computer simulation have been held, particularly to force the cars away by longitudinal forces, to test the impact of the cars on the track e t.c. The authors devote the article to the results of this study.

Key words: railway, safety, empty cars' stability, complex studies.

Координаты авторов (contact information): Коссов В. С. – vnikti@pt1-kolomna.ru, Березин В. В. – vnikti-od@yandex.ru, Быков В. А. – va_bul@inbox.ru

