Устойчивость движения вагонов на тележках 18-100

Ю. С. РОМЕН

Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Москва, 129626, Россия

Аннотация. Устойчивость подвижного состава в рельсовой колее определяется характером движения колесных пар под воздействием процессов в системе «колесо — рельс» и связей с тележкой и кузовом экипажа. Факторами, влияющими на движение колесных пар, являются неровности рельсовых нитей и силы взаимодействия в системе «колесо — рельс», которые вызывают колебания виляния экипажа даже при отсутствии внешних возмущений. Параметрическое возбуждение колебаний в системе «экипаж — путь» обуславливается разностью радиусов поверхностей катания конических колес при поперечном смещении колесной пары в колее. Показано, что увеличение связности колесных пар и боковин тележки между собой и с кузовом экипажа является наиболее целесообразным решением для уменьшения интенсивности виляния. Сформулированы выводы.

Ключевые слова: виляние; порожние вагоны; параметрическое возбуждение; устойчивость движения; ремонт вагонов; колесо — рельс; скользун

Математический анализ кинематики движения колесной пары. Динамические процессы, характеризующие безопасность и плавность хода тележечно-го экипажа, обуславливаются характером движения в рельсовой колее тележек, объединяющих колесные пары, на которые действуют как внешние направляющие воздействия, передающиеся при выборе зазоров в колее на гребни колес от боковых граней головок рельсов, имеющих неровности в плане, так и параметрические возмущения на поверхности катания вследствие касательных сил в системе «колесо — рельс».

В то время как возмущения, действующие на гребни колесных пар, устраняют или по крайней мере уменьшают при улучшении содержания пути, параметрические процессы, возбуждающие колебания экипажа и определяющие условия безопасности движения, можно нивелировать только усовершенствованием конструкции состояния экипажной части подвижного состава и трибологических параметров системы «колесо — рельс».

Если не рассматривать влияние неровностей боковых граней головок рельсов, обуславливающих внешние направляющие воздействия на гребни колес, то уравнения, описывающие боковой относ и поворот i -ой колесной пары в раме j -ой тележки в прямых участках пути [1] имеют вид

$$my_{ij}'' + \kappa \Delta N \sum_k \left(\frac{1}{v} y_{ijk}' - \psi_{ij} \right) = H_p (y_{ij}^+ - y_{ij});$$

$$J_z \psi_{ij}'' + \kappa \Delta N \left[\frac{S^2}{v} \psi_{ij}' + \frac{\mu S y_{ij}}{r_0} \right] = C_\psi (\psi_j - \psi_{ij}) -$$

$$- \frac{\kappa \Delta N S \mu}{2r_0} (\Delta \sigma_{ij1} - \Delta \sigma_{ij2}),$$

где m и J_z — масса и момент инерции колесной пары с буксами соответственно; y_{ij} и ψ_{ij} — относ и поворот колесной пары соответственно; y_j и ψ_j — относ и поворот тележки соответственно; $H_p (y_{ij}^+ - y_{ij})$ — рамная сила; $C_\psi (\psi_j - \psi_{ij})$ — сопротивление повороту колесной пары в раме тележки; $\Delta \sigma_{ijk}$ — ордината неровности в плане по поверхности k -го рельса; μ / r_0 — отношение эффективной конусности поверхности катания колеса к среднему радиусу [2, 3]; S — ширина колеи; κ — коэффициент псевдоскольжения (крипа); ΔN — нагрузка на колесо; v — скорость движения.

Относ и поворот тележки в колее под воздействием колесных пар и сопротивлений в системе опирания кузова описываются уравнениями

$$m^+ y_{ij}^{+''} + \sum_k H_p (y_{ij}^+ - y_{j1}) = Y^*;$$

$$J_z^+ \psi_j'' - a \left[H_p (y_{j2}^+ - y_{j2}) - H_p (y_{j1}^+ - y_{j1}) \right] +$$

$$+ \sum_i C_\psi (\psi_j - \psi_{ij}) = M (J_z^+),$$

где m^+ и J_z^+ — масса и момент инерции тележки соответственно; Y^* и M — поперечные и угловые связи в системе опирания кузова вагона соответственно; a — полу база тележки.

Неровности рельсовых нитей $\Delta \sigma_{ijk}$ являются возмущающими факторами со стороны пути. Однако в уравнениях движения колесной пары имеется член $(\kappa \Delta N S \mu / r_0) y_{ij}$, обуславливающий параметрическое возбуждение колебаний в системе «экипаж — путь» даже на идеально прямом пути ($\Delta \sigma_{ijk} = 0$) при смещении колесной пары на величину y_{ij} вследствие эффективной конусности поверхности катания колеса [4]. Основным фактором, демпфирующим это параметрическое возбуждение, является сопротивление в сис-

теме при повороте колесной пары $\kappa \Delta N S^2 \psi'_{ij} / v$ и ее отnose $\kappa \Delta N y'_{ij} / v$, величина которого обратно пропорциональна скорости движения экипажа. Поскольку с увеличением скорости величина демпфирования в системе «колесо — рельс» существенно уменьшается, параметры влияния колесной пары и, соответственно, экипажа интенсивно растут.

Математический анализ кинематики движения отдельной колесной пары с коническими колесами в прямой провел в 1883 г. Клингель [5]. Полученное им описание движения колесной пары является частным случаем приведенной выше системы уравнений Даламбера, если пренебречь инерционными силами, предположив, что $m = J = 0$.

При свободном установившемся движении колесной пары возбуждающий и демпфирующий факторы в системе «колесо — рельс» [6] взаимно уравновешены, и следовательно в уравнении поворота колесной пары сумма слагаемых $S^2 \psi'_{ij} / v + (\kappa \Delta N S \mu / r_0) y_{ij} = 0$.

Аналогично в уравнении отнosa

$$\kappa \Delta N \sum_k \left(\frac{1}{v} y'_{ijk} - \psi_{ij} \right) = 0.$$

Продифференцировав второе уравнение, получаем после суммирования известное уравнение кинематики движения колесной пары

$$y'' + (\mu / r_0 S) y = 0.$$

Влияние связности элементов экипажной части на устойчивость колебаний экипажа в колее. Поскольку возбуждающие факторы колебаний каждой из колесных пар тележки не связаны между собой и имеют случайную природу, колебания колесных пар ограничиваются конструкциями тележки и ее связями с кузовом вагона, которые объединяют все элементы в единую систему [7, 8].

На влияние жесткости связи колесных пар между собой в раме тележки при развитии колебаний влияния указал Х. Хейман [7]. В настоящее время выбор жесткости связи в системе «букса — кузов» является одним из эффективных факторов в борьбе с процессом влияния подвижного состава, поскольку этим ограничиваются колебания колесных пар. Перемещения букс колесных пар относительно боковин демпфируются сопротивлением адаптеров и трением в буксовых проемах, которое существенно уменьшается со снижением вертикального давления на буксу. Одновременному повороту колесных пар препятствует также сопротивление боковых рам взаимному забеганию в трехэлементной тележке, обуславливаемое работой клиновой системы, эффективность которой зависит от степени износа клиньев и над-рессорной балки. Указанные силы сопротивления

зависят от величины трения в системе, которая существенно снижается с уменьшением вертикальной нагрузки на тележку. Это уменьшение связности элементов экипажной части системы наряду с уменьшением массы кузова обуславливает потерю устойчивости порожних вагонов, что при увеличении скорости движения приводит к возникновению интенсивного влияния.

Фактором, препятствующим влиянию, является также связь кузова с рамой тележки, затрудняющая ее поворот. Эффективность работы опорных устройств кузова можно продемонстрировать, исключив демпфирующее влияние связей между элементами экипажной части с тем чтобы рассматривать тележку под кузовом как единую жесткую систему.

При достаточно жесткой связи букс с общей рамой тележки (типа французских тележек Y-36) можно предположить, что углы поворота колесных пар в колее совпадают с углом поворота всей тележки. В этом случае уравнения колебаний колесных пар при определенных указанных допущениях в расчетах объединяют с уравнениями тележки, так как их перемещения определяются выражениями

$$y_{ij} = y_i - (-1)^i a \psi_j.$$

где j — номер тележки; i — номер колесной пары.

В результате замены переменных и суммирования получаем два упрощенных уравнения колебаний системы влияния тележки грузового вагона [1, 9]:

$$\begin{aligned} (m + 2m^+) y'' + 4\kappa \Delta N y' / v - 4\kappa \Delta N \psi &= Y^*; \\ (J_z + 2J_z^+) y'' + 4\kappa \Delta N [a^2 + (S/2)^2] y' / v + \\ + 4\kappa \Delta N (S \mu / 2r_0) y &= M. \end{aligned}$$

Из приведенных уравнений видно, что демпфирующие факторы системы колебаний описываются вторыми слагаемыми (на это указывают знаки при первых производных переменных), которые уменьшаются с увеличением скорости движения. Третий член первого уравнения описывает связь поворота и отнosa тележки при ее перемещениях в колее, которые возбуждаются изменением параметра, обуславливающего момент в системе «колесо — рельс». Этот момент тем больше, чем больше конусность колес μ и отклонение центра тележки u .

Поскольку конструкция опорных устройств препятствует смещению и повороту тележки относительно кузова, величины силы сопротивления Y^* и момента M являются внешними факторами в системе сопротивления перемещениям тележки относительно кузова, а следовательно, и колебаниям в колее.

Учитывая изложенное, можно утверждать, что увеличение связности колесных пар и боковин тележки

между собой и с кузовом экипажа является наиболее целесообразным решением для уменьшения интенсивности виляния. С этой целью у трехэлементных тележек следует уменьшить износы в клиновой системе рессорного подвешивания, запретив поднятие клина над плоскостью опор надрессорной балки. Для уменьшения поворота тележки при вилянии надрессорную балку следует оборудовать скользящими упругого контакта. Опыт эксплуатации показывает возможность реализации указанных мероприятий без нарушения условия оптимизации взаимодействия подвижного состава и пути в кривых.

Опыт исследования динамических качеств грузовых вагонов. В России одними из первых экспериментальных и теоретических исследований, направленных на улучшение динамических качеств грузовых вагонов, были проведенные в 1964 г. испытания вагонов на тележках МТ-50. Эти тележки имели буксы с подшипниками скольжения и рессорное подвешивание с листовыми рессорами, что не обеспечивало достаточную связность боковин [10]. Попытка повысить связность тележки приваркой специальной балки привела к ухудшению вписывания в кривые и закончилась поломкой балки. Поэтому для уменьшения амплитуды виляния в 70-х гг. было принято решение уменьшить ширину колеи на 4 мм — с 1524 до 1520 мм.

Проведенное математическое моделирование [11] показало, что при введении упругих скользящих с моментом трения порядка 1000 кгм виляние при скорости 100 км/ч не возникает и максимальные величины рамных сил в прямых и кривых снижаются в 1,4 раза.

Однако предложенный вариант модернизации тележек МТ-50 не был реализован, так как с 1956 г. начался массовый выпуск вагонов на тележках ЦНИИ-ХЗ, которые в новом состоянии не виляли.

В 70-х гг. прошлого века эксплуатационные скорости движения не превышали 80 км/ч, и основное внимание уделяли груженым вагонам с нагрузками на ось до 21 т. Тем не менее по результатам испытаний, проведенных отделением вагонного хозяйства ЦНИИ МПС, отмечалось, что ходовые качества порожних вагонов нестабильны. Амплитуды виляния порожних вагонов при скорости 100 км/ч на пути хорошего состояния составляют 9 мрад (груженных — 8 мрад), а минимальный коэффициент запаса устойчивости — 1,5 (груженных — 1,9) [12].

Для улучшения ходовых качеств тележек ЦНИИ-ХЗ институтом предлагалось увеличить сопротивление их деформаций в плане за счет повышения горизонтальной жесткости рессорного подвешивания и связи букс колесных пар с боковинами, а также разработать стабильную клиновую систему.

В 80-х гг. прошлого века, когда начали возрастать эксплуатационные скорости движения поездов, вагоны на тележках ЦНИИ-ХЗ имели уже существенные эксплуатационные износы, что сказывалось на их динамических качествах. В эти годы произошел ряд сходо-в с рельсов порожних полувагонов без каких-либо видимых внешних причин. Практически все сошедшие вагоны имели износы без значительных отклонений от норм содержания. На Куйбышевской железной дороге в 1990 г. произошло 5 сходов порожних вагонов, а в 1991 г. — 11. Имелись сходы и на других дорогах.

Результаты динамических испытаний вагонов разных лет постройки
Results of dynamic tests of cars of different years of construction

Измеряемая величина	Вагон, год выпуска	Скорость движения, км/ч						
		30	40	50	60	70	80	90
Коэффициент вертикальной динамики	№ 63574289 (1982)	0,26	0,38	0,51	0,63	0,77	0,93	1,08
	№ 62795232 (1983)	0,34	0,42	0,53	0,64	0,77	0,9	1,0
	№ 65774754 (эталон, 1991)	0,42	0,55	0,62	0,67	0,69	0,7	0,7
Вертикальная динамическая нагрузка на колесо, т	№ 63574289 (1982)	0,42	0,62	0,83	1,0	1,25	1,5	1,7
	№ 62795232 (1983)	0,55	0,68	0,86	1,04	1,25	1,5	1,6
	№ 65774754 (эталон, 1991)	0,74	0,97	1,1	1,2	1,22	1,23	1,23
Коэффициент горизонтальной динамики	№ 63574289 (1982)	0,15	0,24	0,31	0,42	0,49	0,6	0,69
	№ 62795232 (1983)	0,18	0,27	0,36	0,47	0,56	0,67	0,76
	№ 65774754 (эталон, 1991)	0,14	0,17	0,21	0,26	0,29	0,33	0,36
Горизонтальная (рамная) сила на колесную пару, т	№ 63574289 (1982)	0,8	1,3	1,7	2,3	2,7	3,3	3,8
	№ 62795232 (1983)	1,0	1,5	2,0	2,6	3,1	3,7	4,2
	№ 65774754 (эталон, 1991)	0,8	1,0	1,2	1,5	1,7	1,9	2,1
Коэффициент устойчивости от схода с рельсов	№ 63574289 (1982)	3,8	2,3	1,8	1,3	1,1	0,9	0,8
	№ 62795232 (1983)	2,9	2,0	1,5	1,1	0,95	0,8	0,7
	№ 65774754 (эталон, 1991)	3,6	2,9	2,4	1,9	1,7	1,5	1,4

Поэтому для определения причин сходов в 1991 г. были проведены испытания двух сошедших в том же году полувагонов совместно с новым полувагоном постройки 1991 г. Результаты испытаний имевших сходы полувагонов (№ 63574289 — построен в 1982 г., прокат — 3,7 мм; № 62795232 — построен в 1983 г., прокат — 6,8 мм) и эталона (№ 65774754 — новый вагон) представлены в таблице.

Как следует из приведенных данных, динамические параметры имевших сходы полувагонов в отличие от нового, принятого за эталон, не обеспечивали безопасность движения при скоростях выше 50 км/ч.

За рубежом тоже появились сведения о сходах с рельсов грузовых вагонов по причинам износа ходовых частей. Так, сходы порожних 50 и 70-тонных грузовых вагонов произошли на канадских железных дорогах [13]. В США [14] в 1989 г. были отмечены многочисленные случаи сходов порожних цистерн

(грузоподъемность 100 т на тележках, родственных по конструкции тележкам ЦНИИ-ХЗ). В США для устранения сходов порожних вагонов на тележках типа Барбер были установлены скользящие постоянно-го контакта, аналогичные рекомендованным в 1967 г. ЦНИИ МПС [11]. В настоящее время такие работы ведутся на украинских железных дорогах. На испытаниях во ВНИИЖТ подтвердилась целесообразность подобной модернизации. Графики рамных сил у вагонов с допустимыми износами, полученные по результатам испытаний постановки упругих скользящих, приведены на рис. 1.

Испытания вагонов и цистерн в 1996 г. на Горьковской железной дороге показали, что при износе колес с прокатом порядка 1,5 мм и толщиной гребня в пределах 30–31,5 мм в прямых критическая скорость может составлять 60–65 км/ч. У порожних вагонов с неизношенными колесами интенсивные колебания виляния возникают при скорости 100 км/ч и более. Увеличение гибкости пружин рессорного подвешивания в пределах 15–20 % не оказывает существенного влияния на устойчивость вагонов к развитию колебаний виляния.

На рис. 2 показано влияние величины проката и различных вариантов модернизации экипажной части на величину рамных сил порожних полувагонов, зарегистрированное в разные годы. Тележки, взятые из эксплуатации с прокатом колес до 1 мм, отмечены на графике как тележка без проката. Отдельно на рис. 2 приведены данные для тележки с прокатом 2–7 мм.

По имеющимся данным, около 25 % сходов приходится на прямые участки пути и средний пробег сошедших вагонов составляет 80 000 км, т. е. меньше межремонтного срока, что свидетельствует о необходимости повышения требований к качеству деповского ремонта.

Интенсивность износа экипажной части вагона, которая обуславливает ослабление связности деталей системы в эксплуатации и, следовательно, при потере устойчивости движения способствует развитию колебаний виляния, зависит от ее первоначального состояния. Точность сборки конструкции определяется случайной совокупностью всех допусков системы на изготовление ее элементов. Поэтому выход каждого отдельного элемента системы и его замена могут влиять на работу всей конструкции. Часто при отцепочном ремонте заменяют деталь, вышедшую из строя, не подвергая ревизии состояние всей конструкции, претерпевшей определенные изменения, что может способствовать интенсивному выходу из строя не только заменяемого узла, но и других элементов системы.

О влиянии качества первоначальной сборки говорит опыт наблюдений эксплуатации, показывающий, что в гарантийный межремонтный период не посту-

Рис. 1. Величины рамных сил в прямой у вагонов на тележках 18-100 после модернизации установкой скользящих: 1 — эталон; 2 — скользящие «Стаки»

Fig. 1. Values of the frame forces in tangent section for cars on bogies 18-100 after upgrading with the installation of contact bearings: 1 — reference sample; 2 — bearings "Stacks"

Рис. 2. Величины рамных сил у вагонов с различной модернизацией при прокате до 1 мм (без проката) и с прокатом до 7 мм: 1 — тележка 18-100 с прокатом 2–7 мм; 2 — тележка 18-100 без проката; 3 — тележка 18-100М без проката, гибкое подвешивание, упругие скользящие; 4 — тележка 18-100М без проката, билинейное подвешивание

Fig. 2. Values of the frame forces in cars with various upgrades with rolling up to 1 mm (or without rolling) and with rolling up to 7 mm: 1 — bogie 18-100 with rolling 2–7 mm; 2 — bogie 18-100 without rolling; 3 — bogie 18-100M without rolling, flexible suspension, elastic side bearings; 4 — bogie 18-100M without rolling, bilinear suspension

пает в отцепку только 40 % вагонов. Из этого количества в 60 %: 25 % отцепляли 1 раз; 15 % — 2 раза; 10 % — 3 раза, а еще 10 % — 4 раза и более. Таким образом, основная часть отцепок (85 %) приходится на 35 % вагонов, отцепленных неоднократно.

В качестве примера влияния изменения общего состояния тележки на интенсивность износа ее элементов можно привести аварию в результате схода с рельсов грузового вагона при скорости порядка 50 км/ч. За 30 000 км до схода вагон при пробеге после деповского ремонта 106 000 км поступил в текущий ремонт ТР-2 с неисправностью 102 (у первой колесной пары толщина гребня слева составляла 24,3 мм, справа 28,4 мм, а у третьей колесной пары слева 27,9 мм и справа 23,8 мм, что соответствовало разности толщин гребней 4,1 мм). После проведения текущего отцепочного ремонта (смена указанных колесных пар) по данным измерений у поставленных колесных пар толщина гребней составляла с левой стороны 29,3 мм и с правой 28,4 мм на первой колесной паре, а на третьей соответственно 28,9 и 29,6 мм. Таким образом, было удовлетворено основание для проведения отцепочного ремонта, однако не была установлена и устранена причина повышенного износа гребней колес. Осмотр вагона после схода показал: повышенный износ фрикционных клиньев и системы «пятник — подпятник», непараллельность фрикционных планок, которая превышала норму и т. д. Перечисленные отклонения, не являясь основной причиной аварии, способствовали наряду с износом колесных пар развитию интенсивных колебаний экипажа, которые привели к сходу после некачественного ремонта.

Заключение. 1. В настоящее время актуальными являются вопросы регулярной проверки состояния экипажной части грузовых вагонов, в том числе поступающих в деповской ремонт.

2. Основной причиной ограничения скорости движения порожних вагонов является склонность к влиянию тележек модели 18-100 при развитии в эксплуатации износов их ходовых частей и снижении связности колесных пар, боковин тележек и кузова вагона.

3. Увеличение связности колесных пар и боковин тележки между собой и с кузовом экипажа является наиболее целесообразным решением для уменьшения интенсивности влияния. С этой целью у трехэлементных тележек следует уменьшить износы в рессорном подвешивании, запретив поднятие клина над плоскостью опор наддрессорной балки.

4. Первоочередными мерами по повышению допускаемой скорости грузовых вагонов в порожнем

состоянии без модернизации являются сокращение проката колес до 1 мм поверхности катания и запрет на постановку клиньев, имеющих превышение над наддрессорной балкой.

5. Для вагонов с прокатом колес больше 1 мм требуется установка упругих скользунов постоянного контакта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ромен Ю. С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее: методы расчета и испытаний. М.: ВМГ-Принт, 2014. 210 с. (Труды ОАО «ВНИИЖТ»).
2. True H. Zur äquivalenten Konizität // ZEVrail Glasers Annalen. 2007. No. 7. S. 290–298.
3. Нирконэн В. Т. О влиянии конусности колесных пар на динамику движения подвижного состава // Вагоны и вагонное хозяйство. 2015. № 2. С. 29–31.
4. Polach O. Bertirhgeometrie Rad/Schiene und ahrzeugauslegung im Hinblick auf Stabilität // ZEVrail Glasers Annalen. 2007. No. 9. S. 359–369.
5. Klingel W. Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerarder Bahn, Organ Fortsch. Eisenb-wes. 1883. No. 38. S. 113–123.
6. Ковалев Н. А. Боковые колебания подвижного состава. М.: Трансжелдориздат, 1957. 248 с.
7. Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеей / пер. с нем. под ред. К. П. Королева. М.: Трансжелдориздат, 1957. 416 с.
8. Вериги М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 559 с.
9. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. 360 с.
10. Вериги М. Ф., Грачёва Л. О., Анисимов П. С. Модернизация рессорного подвешивания тележек типа МТ-50. М.: Транспорт, 1968. 112 с. (Труды ЦНИИ МПС; вып. 372).
11. Вериги М. Ф., Грачёва Л. О., Ромен Ю. С. Исследование влияния момента сил трения между кузовом и тележкой на движение грузового вагона в рельсовой колее // Применение аналоговых вычислительных машин для исследования динамики взаимодействия пути и подвижного состава: сб. статей. М.: Транспорт, 1967. С. 54. (Труды ЦНИИ МПС; вып. 347).
12. Требования к конструкции двухосных тележек грузовых вагонов для перспективных условий эксплуатации / Л. И. Бартенева. [и др.]. М.: Транспорт, 1973. 96 с. (Труды ЦНИИ МПС; вып. 483).
13. Punwani S. K. Effect of truck suspension wear on car dynamics // Railway Age. 1989. No. 9. P. 77–78.
14. Urban C. L. Suspension wear and truck performance: a case study. R-785 / Association of American Railroads. Transportation Test Center Pueblo. Colorado, 1991. 42 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

РОМЕН Юрий Семенович,
д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник,
АО «ВНИИЖТ»

Статья поступила в редакцию 27.02.2019 г., принята к публикации 20.04.2019 г.

Motion stability of railway cars on bogies 18-100

Yu. S. ROMEN

Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

Abstract. Stability of the rolling stock in a rail track is determined by the nature of the motion of the wheelsets under the influence of processes in the "wheel—rail" system and connections with the bogie and the carriage body. Factors affecting the motion of wheelsets are the irregularities of rail threads and the interaction forces in the "wheel—rail" system, which cause fluctuations in carriage hunting oscillation even in the absence of external disturbances. Parametric excitation of oscillations in the "carriage—track" system is caused by the difference in the radii of the rolling surfaces of the bevel gears with the transverse displacement of the wheelset in the track. This excitation is damped by the forces of resistance to rotation and displacement on the contact surface, the magnitude of which is inversely proportional to the rolling speed of the wheel. Therefore, with an increase in the speed of motion, the magnitude of resistance forces decreases and the intensity of processes determining hunting oscillations in the "wheel—rail" system increases. The excitatory factors on each of the wheelset of the bogie are of random nature and are not interconnected, therefore their vibrations are limited to the designs of the bogie and its connections with car body, which combine all the elements into a single system. Increasing the connectivity of the wheelsets and sidewalls of the bogie among themselves and with the carriage is the most appropriate solution for reducing hunting intensity. To do this, three-element bogies should reduce wear in the spring suspension, prohibiting the raising of the wedge above the plane of the supports of the bolster. To reduce the rotation of the bogie when hunting, bolster should be equipped with elastic contact bearings.

Keywords: hunting; empty cars; parametric excitation; motion stability; car repair; wheel—rail; elastic contact bearings

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-149-154>

REFERENCES

1. Romen Yu.S. *Dinamika zheleznodorozhnogo ekipazha v rel'sovoy kolee: metody rascheta i ispytaniy* [Dynamics of the railway carriage in the track gauge: methods of calculation and tests]. Moscow, VMG-Print Publ., 2014, 210 p. (Trudy OAO "VNIIZhT" [Proc. of the JSC "VNIIZhT"]).
2. True H. *Zur äquivalenten Konizität*. ZEVrail Glaser's Annalen, 2007, no. 7, pp. 290–298.
3. Nirkonen V.T. *O vliyani konusnosti kolesnykh par na dinamiku dvizheniya podvizhnogo sostava* [On the effect of the taper of wheelsets on the dynamics of the rolling stock]. Vagony i vagonnoe khozyaystvo, 2015, no. 2, pp. 29–31.
4. Polach O. *Bertihrgeometrie Rad/Schiene und ahrzeugauslegung im Hinblick auf Stabilität*. ZEVrail Glaser's Annalen, 2007, no. 9, pp. 359–369.

■ E-mail: Romen.Yuriy@vniizht.ru (Yu. S. Romen)

5. Klingel W. *Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerader Bahn, Organ Fortsch.* Eisenb-wes, 1883, no. 38, pp. 113–123.

6. Kovalev N.A. *Bokovye kolebaniya podvizhnogo sostava* [Side oscillations of rolling stock]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1957, 248 p.

7. Kheyman Kh., Korolev K.P. *Napravlenie zheleznodorozhnykh ekipazhey rel'sovoy koleyey* [Railway track gauge direction]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1957, 416 p.

8. Verigo M.F., Kogan A.Ya. *Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava* [Interaction of the track and rolling stock]. Moscow, Transport Publ., 1986, 559 p.

9. Vershinskiy S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. *Dinamika vagona* [Car dynamics]. Moscow, Transport Publ., 1991, 360 p.

10. Verigo M.F., Grachyova L.O., Anisimov P.S. *Modernizatsiya resornogo podveshivaniya telezhok tipa MT-50* [Modernization of the spring suspension of bogies of the type MT-50]. Moscow, Transport Publ., 1968, 112 p. (Trudy TsNII MPS [Proc. of the TsNII MPS], no. 372).

11. Verigo M.F., Grachyova L.O., Romen Yu.S. *Issledovanie vliyaniya momenta sil treniya mezhdu kuzovom i telezhkoy na dvizhenie gruzovogo vagona v rel'sovoy kolee* [Study of the influence of the moment of friction between the body and the bogie on the motion of freight car in a rail track]. Primenenie analogovykh vychislitel'nykh mashin dlya issledovaniya dinamiki vzaimodeystviya puti i podvizhnogo sostava. Sb. statey [Use of analog computers to study the dynamics of interaction of the track and rolling stock. Coll. of articles]. Moscow, Transport Publ., 1967, p. 54. (Trudy TsNII MPS [Proc. of the TsNII MPS], no. 347).

12. Barteneva L.I., Dolmatov A.A., Kudryavtsev N.N., Sychyov V.A. *Trebovaniya k konstruksii dvukhosnykh telezhok gruzovykh vagonov dlya perspektivnykh usloviy ekspluatatsii* [Requirements for the design of two-axle freight car bogies for advanced operating conditions]. Moscow, Transport Publ., 1973, 96 p. (Trudy TsNII MPS [Proc. of the TsNII MPS], no. 483).

13. Punwani S.K. *Effect of truck suspension wear on car dynamics*. Railway Age, 1989, no. 9, pp. 77–78.

14. Urban C.L. *Suspension wear and truck performance: a case study. R-785*. Association of American Railroads. Transportation Test Center Pueblo. Colorado, 1991, 42 p.

ABOUT THE AUTHOR

Yuriy S. ROMEN,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, JSC "VNIIZhT"

Received 27.02.2019

Accepted 20.04.2019

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Ромен Ю.С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний. М.: ВМГ-Принт, 2014. 210 с.

Описываются основные этапы теоретических и экспериментальных исследований взаимодействия подвижного состава и пути. Изложена методика составления алгоритма расчетов динамических процессов направления экипажа рельсовой колеей. Приведены результаты расчетов и испытаний новых и модернизированных типов вагонов, на базе которых производится установление скоростей движения. Показано влияние состояния пути и ходовых частей подвижного состава на энергетические параметры их взаимодействия и безопасность движения. Дается методика оценки состояния пути по

динамическому воздействию на подвижной состав на основании измерения его геометрических параметров.

Книга предназначена для работников дорог, специалистов научных и проектных организаций, связанных с созданием и оценкой новых типов подвижного состава, может быть полезна преподавателям и студентам учебных заведений железнодорожного транспорта.

По вопросам приобретения книги обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, редакционно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (499) 260-43-20, e-mail: rio@vniizht.ru, www.vniizht.ru.