

Влияние параметров буксовых адаптеров для тележки типа 18-100 на показатели износа бандажей колесных пар и устойчивость движения грузовых вагонов

Введение

В настоящее время стало очевидным, что трехэлементная тележка модели 18-100 в традиционном ее исполнении не может быть использована в перспективном подвижном составе с повышенными скоростями движения и нагрузкой на ось. Работы по созданию новой грузовой тележки и модификации модели 18-100 ведутся в России многими коллективами и этому вопросу посвящена достаточно обширная библиография. Поскольку разработка и особенно внедрение новых типов тележек процесс довольно длительный актуальным является вопрос о внесении в конструкцию тележки 18-100 изменений повышающих ее динамические качества. Такие исследования ведутся по ряду направлений: применение буксовой ступени подвешивания, упруго-роликовых опор кузова на надрессорную балку, изменение конструкции клиновой системы и т.д. [5, 1]. В настоящем исследовании рассмотрим влияние жесткости буксовой ступени подвешивания тележки 18-100 на показатели износа бандажей колесных пар и на устойчивость движения полувагона и вагона-хоппера.

Применение буксовой ступени подвешивания позволит снизить динамические воздействия со стороны колесной пары на элементы конструкции, и в первую очередь направлено на снижение шума, вибрации и ударных нагрузок на боковую раму. Так в работе [1] отмечается рост выбраковывания боковых рам по причинам трещин и сколов. Проведенные в [1] исследования показывают, что применение буксовой ступени подвески позволит увеличить ресурс боковых рам в 1,4 – 2 раза. Кроме того, ожидается, что применение буксовых адаптеров позволит улучшить показатели вписывания подвижного состава в кривые, и соответственно, уменьшить подрез гребней колесных пар.

Описание модели

Исследования проводились при помощи компьютерных моделей полувагона и вагона-хоппера (см. рис. 1а, б), созданных в рамках программного комплекса моделирования динамики механических систем «Универсальный

* Выполнено при поддержке РФФИ, грант 02-01-00364; и программы «Университеты России – фундаментальные исследования», грант 04.01.046

механизм», включающего в себя развитый модуль анализа динамики железнодорожных экипажей [2].

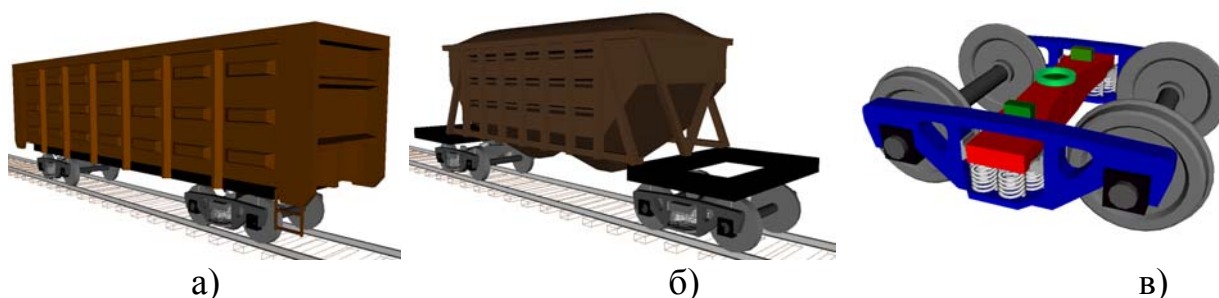


Рис. 1. Компьютерные модели полувагона, вагона-хоппера и тележки 18-100

Модели вагонов представляют собой систему абсолютно твердых тел, соединенных между собой шарнирами и силовыми элементами и включают кузов и две тележки. Каждая тележка, рис. 1в, включает в себя две колесные пары, две боковые рамы, четыре клина, надрессорную балку и силовые элементы подвески. Особенностью является моделирование клиньев отдельными телами с шестью степенями свободы и использование модели контактных взаимодействий клиньев с надрессорной балкой и боковыми рамами. Сравнение результатов численных экспериментов с натурными, проведенными ФГУП ПО «Уралвагонзавод» [3], показало достаточно хорошую качественную и количественную сходимость результатов и подтвердило адекватность компьютерной модели решаемым задачам.

Критерии оценки динамики экипажей и методика исследований

Существует достаточно большое число критериев, которые различные авторы принимают во внимание при оптимизации по критериям ходовой динамики железнодорожных экипажей. Однако практически всех интересуют показатели устойчивости движения в прямых участках пути и показатели износа колесных пар в кривых. Кратко рассмотрим основные современные подходы к определению устойчивости и износа.

Для оценки устойчивости в прямых используются различные показатели, и в первую очередь это критическая скорость. Могут быть использованы также и косвенные характеристики, такие как поперечные ускорения, рамные силы, силы отжатия рельсов, угол поворота надрессорной балки относительно кузова, смещение колесных пар относительно оси пути. Для определения критической скорости можно использовать два различных подхода – на основании решения задачи об устойчивости по Ляпунову в первом приближении и по результатам численных экспериментов. Каждый из них имеет свои достоинства и недостатки. Подход, основанный на решении задачи об устойчивости по Ляпунову, является в определенном смысле самым строгим, но

предполагает линеаризацию уравнений движения, что в случае модели тележки 18-100, имеющей гасители сухого трения – существенно нелинейные элементы, имеющие режимы скольжения и сцепления – представляется задачей неоднозначной. В данном случае основные результаты получены при помощи другого подхода к определению критической скорости – экспериментального. Заключается он в следующем. Моделируется движение экипажа в прямой с вертикальными неровностями. В горизонтальной плоскости путь идеально ровный с единичной горизонтальной неровностью амплитудой 20 мм и длиной 10 м в начале пути. Такая форма неровностей в плане позволяет определить приводит ли единичная неровность в начале пути к достаточно интенсивным незатухающим поперечным колебаниям экипажа (см. рис. 2), т.е. к неустойчивости движения или же колебания, возбужденные единичной неровностью, затухают и, соответственно, экипаж является устойчивым на данной скорости (см. рис. 3). Описанные выше подходы позволяют сделать вывод об устойчивости экипажа на каждой конкретной скорости при наличии вертикальных неровностей.

Предварительный анализ позволил определить, что наиболее информативным для идентификации критической скорости является поперечное смещение колеса относительно рельса, а точнее мощность этого процесса, которую можно приближенно оценить по величине среднеквадратического отклонения (СКО). При этом устойчивому движению экипажа соответствуют колебания без набегания колес гребнями на рельс.

Рассмотрим зависимость среднеквадратического отклонения (СКО) поперечных колебаний левого колеса первой колесной пары относительно головки рельса от скорости представленную на рис.4. Отметим, что рассмотренные осциллограммы поперечных колебаний колесных пар зачастую имеют тренд (см. график 1, рис. 3), который приводит к увеличению СКО. Для удаления тренда был применен фильтр верхних частот с нижней границей 0,1 Гц (см. график 2, рис. 3). На рис. 4 представлен график, полученный на основе обработки отфильтрованных осциллограмм. Из которого видно, что в диапазоне скоростей от 16 до 20 м/с наблюдается скачок СКО, что соответствует потере устойчивости и переходу в закритическую область.

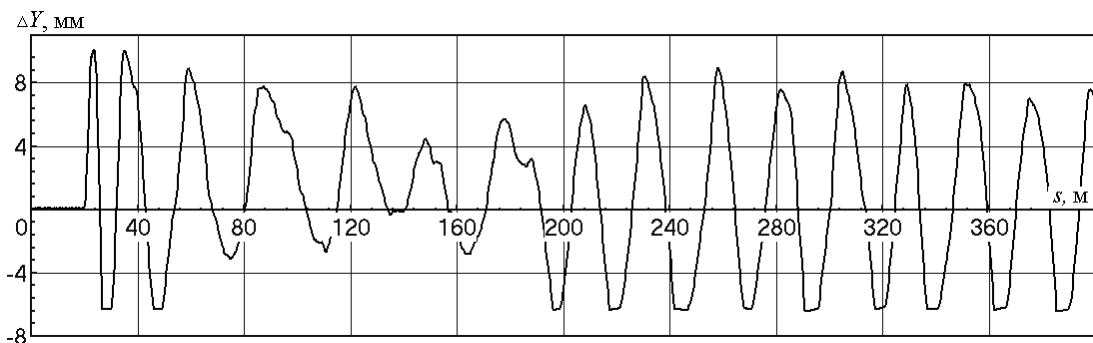


Рис. 2. Осциллограммы поперечных колебаний первой колесной относительно головки рельса; скорость 32 м/с

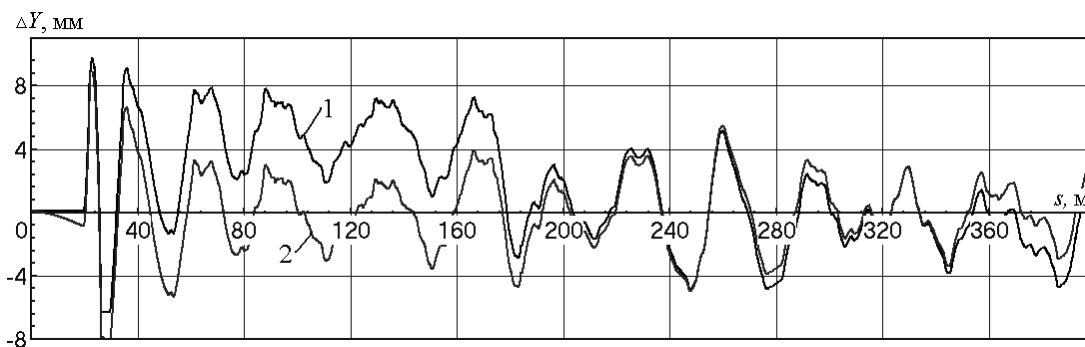


Рис. 3. Осциллограммы поперечных колебаний левого первой колесной относительно головки рельса; скорость 8 м/с; 1 – исходная; 2 – отфильтрованная,

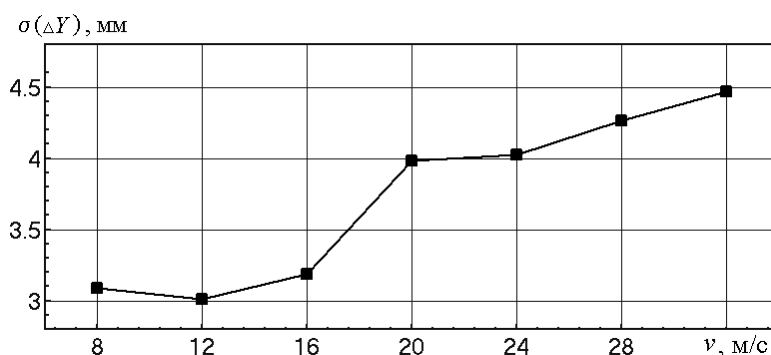


Рис. 4. Зависимость СКО поперечных колебаний первой колесной пары относительно головки рельса от скорости движения экипажа

Критерии оценки износа гребней колесных пар подробно рассмотрены в [4]. К ним относятся: фактор износа, предложенный проф. С.М. Андриевским, равный произведению направляющей силы и угла набегания; работа и мощность сил трения на гребне; удельная работа сил трения на гребне.

Таким образом, выберем СКО поперечных колебаний левого колеса первой колесной пары в качестве показателя устойчивости в прямых и работу сил трения на набегавшем колесе первой колесной пары в качестве для оценки износа в кривых участках пути.

Моделировалось движение груженого и порожнего полувагона и вагона-хоппера в кривых и прямых участках пути. Поведение моделей исследовалось как на новых вагонных профилях, обеспечивающих возможность двухточечного контакта, так и на профилях ДМЕТИ, близких к изношенным профилям одноточечного контакта. Неровности путевой структуры, использованные при проведении численных экспериментов, взяты по данным ВНИИЖТ. Для определения усилий в контакте «колесо-рельс» использовался алгоритм FASTSIM Калкера. При проведении исследований для сканирования динамического поведения модели в пространстве параметров активно

использовался встроенный в ПК «Универсальный механизм» модуль многовариантных расчетов и оптимизации.

Показатели износа колесных пар в кривых участках пути

В данном разделе рассмотрим влияние продольной, поперечной и вертикальной жесткости буксовых адаптеров на показатели износа колесных пар в кривых участках пути.

Известно, что на показатели износа бандажей колесных пар существенным образом влияет установка колесной пары в кривой. Наилучшей с точки зрения износа является такое положение колесной пары в кривой, при котором ее ось установлена радиально. Очевидно, что на установку колесной пары в кривой, а, следовательно, и на износ, в первую очередь влияет продольная жесткость буксовых адаптеров. С другой стороны, предварительные расчеты показали, что изменение в довольно широких пределах величины вертикальной жесткости (от 1 до 30 МН/м) практически не влияет на показатели износа. Поэтому дальнейшие исследования проведем при фиксированном, $c_z = 5$ МН/м, значении вертикальной жесткости буксовых адаптеров.

Для определения зависимости показателей износа колесных пар грузовых вагонов в кривых участках пути от продольной и поперечной жесткости буксовых адаптеров были проведены серии численных экспериментов. Моделировалось движение порожнего и груженого полувагона и вагона-хоппера с равновесной скоростью (18,3 м/с) в кривой радиуса 600 м. Параметры макрогеометрии этой кривой представлены в табл. 1.

Таблица 1. Параметры макрогеометрии кривой

Длина прямого участка, м	Длина переходной кривой (заезд), м	Длина кривой постоянного радиуса, м	Радиус кривой, м	Длина переходной кривой (выезд), м	Возвышение наружного рельса, м
50	100	350	600	100	0,09

В качестве целевой функции примем работу сил трения на гребне набегающего колеса первой колесной пары передней тележки. Предварительный анализ показал, что работа сил трения на гребне набегающих колес передних КП тележек в 1,5-2,5 раза больше, чем на гребнях задних КП. Таким образом, будем минимизировать фактор износа для тех колесных пар, где наблюдаются максимальные его значения.

Поверхность отклика для груженого полувагона представлена на рис. 5. Анализ поверхности представленной на рис. 5 дает возможность сделать следующие выводы. Во-первых, фактор износа практически не зависит от поперечной жесткости (c_y) буксовых адаптеров в рассмотренном диапазоне. Во-вторых, фактор износа довольно сильно зависит от продольной жесткости

(сх) буксовых адаптеров в диапазоне 1..10 МН/м, и значительно слабее в диапазоне 10..30 МН/м. Действительно, при увеличении продольной жесткости с 1 до 10 МН/м фактор износа увеличивается с 79 до 114 кДж, дальнейшее увеличение продольной жесткости до 30 МН/м ведет к увеличению работы сил трения до 120 кДж. Отметим, что поверхности отклика сохраняет вид рис. 5 и в случаях порожнего полувагона и вагона-хоппера в груженом и порожнем состоянии. Величины работы сил трения для всех рассмотренных вариантов вагонов при фиксированном значении поперечной жесткости равном 10 МН/м и величинах продольной жесткости 1, 10 и 30 МН/м, а также те же данные для вагонов с тележками без адаптеров даны в таблице 2. Таким образом, с точки зрения снижения износа бандажей колесных пар следует выбирать относительно низкие значения продольной жесткости буксовых адаптеров.

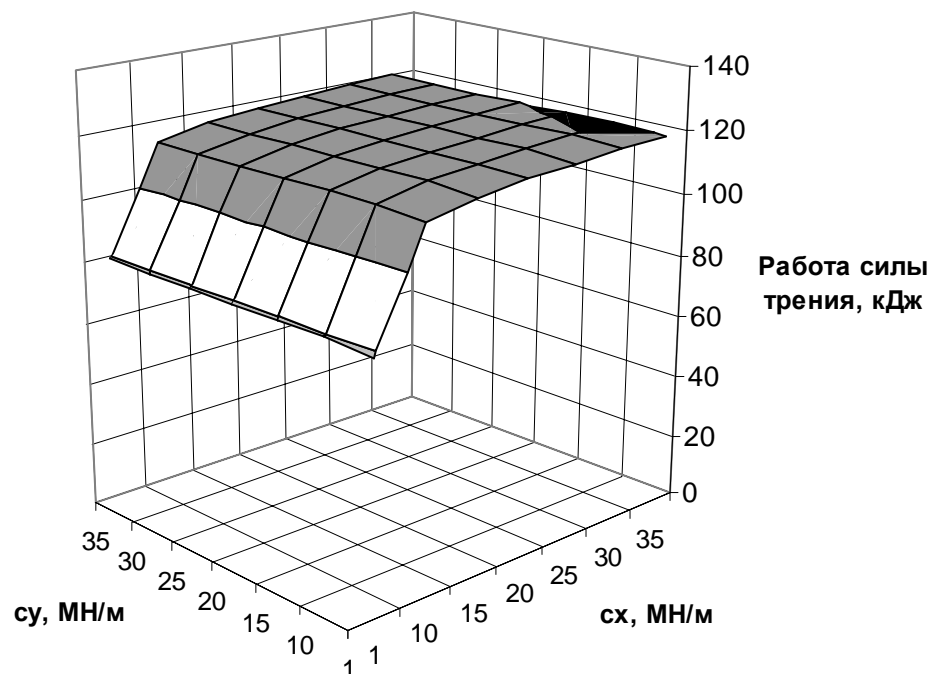


Рис. 5. Работа сил трения на гребне зависимости от продольной (сх) и поперечной (су) жесткости буксовых адаптеров

Таблица 2. Факторы износа

Продольная жесткость адаптеров, МН/м	Работа сил трения на гребне, кДж			
	Груженный полувагон	Порожний полувагон	Груженный хоппер	Порожний хоппер
1	79,1	25,7	78,3	26,3
10	113,7	30,7	111,6	31,4
30	119,8	31,1	117,9	31,9
без адаптеров	142,1	30,8	116,4	30,6

Показатели устойчивости в прямых участках пути

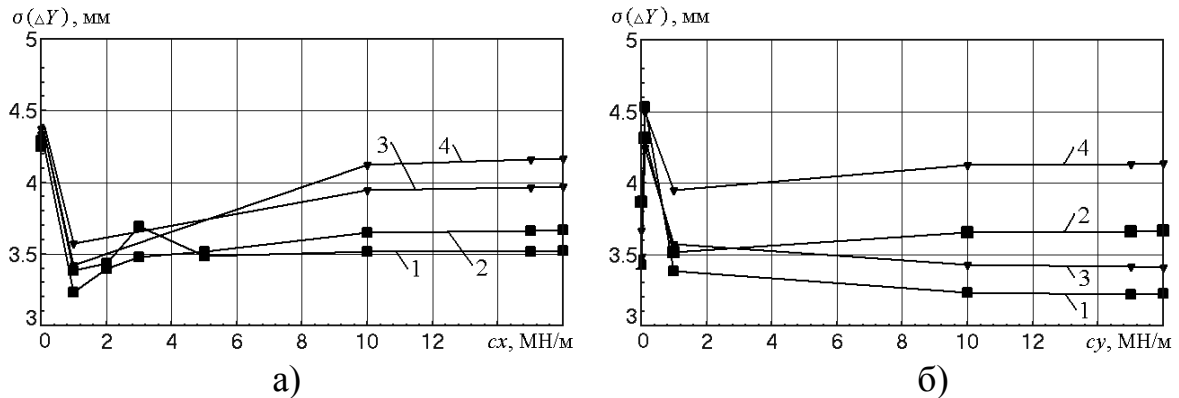
Для определения оптимальных, с точки зрения устойчивости движения, параметров жесткости буксовых адаптеров для тележки 18-100 было проведено сканирование динамических характеристик груженных и порожних полувагона и вагона-хоппера. Предварительные расчеты показали, что вертикальная жесткость буксовых адаптеров практически не влияет на устойчивость экипажа, поэтому при проведении расчетов варьировались величины продольной и поперечной жесткости и скорости движения экипажей. Жесткости принимали следующие значения: 1, 10, 15, 20, 25, 30, 35 МН/м, а скорость варьировалась на уровнях 8, 12, 16, 20, 24, 28, 32 м/с. В каждом численном эксперименте экипаж проходил путь длиной 600 м. Как уже описано выше в вертикальной плоскости путь имел неровности, а в плане был идеальным, за исключением единичной неровности в начале, которая предназначалась для возбуждения поперечных колебаний и последующей оценки устойчивости экипажа.

Рассмотрим показатели устойчивости движения порожних вагонов. На рис. 6а приведены зависимости СКО поперечных колебаний первой колесной пары передней тележки в зависимости от продольной жесткости, а на рис. 6б от поперечной. Приведенные значения получены для скорости 20 м/с. Заметим, что зависимость рис. 6а имеет минимум в точке $c_x = 1$ МН/м для всех приведенных значений поперечной жесткости. Далее рассмотрим графики 1 и 3 ($c_x = 1$ МН/м) на рис. 6б. Видим, что при данных значениях продольной жесткости устойчивость экипажа несколько улучшается с увеличением поперечной жесткости, особенно на интервале от 1 до 10 МН/м, далее влияние поперечной жесткости на устойчивость снижается. Вместе с тем, отметим, что влияние поперечной жесткости на устойчивость движения весьма низкое. Так увеличение поперечной жесткости с 1 до 10 МН/м улучшает показатель устойчивости примерно на 5%.

Далее отметим, что показатели устойчивости для груженных вагонов качественно и, в достаточной мере, количественно совпадают с результатами, приведенными на рис. 6 для порожних вагонов. Отмечается повышение устойчивости при $c_x = 1$ МН/м, а также улучшение устойчивости при увеличении поперечной жесткости, особенно с 1 до 10 МН/м (при $c_x = 1$ МН/м). Отметим также относительно высокую чувствительность устойчивости к изменению продольной жесткости буксовых адаптеров в окрестности точки $c_x = 1$ МН/м, что нежелательно с точки зрения процесса эксплуатации таких экипажей.

Таким образом, принимая во внимание все вышеприведенные соображения можно сделать вывод, что с точки зрения устойчивости движения можно рекомендовать следующие значения продольной и поперечной жест-

кости буксовых адаптеров: $c_x = 2$ МН/м, $c_y = 10$ МН/м. В более широких пределах можно рекомендовать: $c_x = 1,5 - 2,5$ МН/м; $c_y > 3$ МН/м.



- а)
 1 – полувагон, $c_y = 1$ МН/м
 2 – полувагон, $c_y = 10$ МН/м
 3 – вагон-хоппер, $c_y = 1$ МН/м
 4 – вагон-хоппер, $c_y = 10$ МН/м

- б)
 1 – полувагон, $c_x = 1$ МН/м
 2 – полувагон, $c_x = 10$ МН/м
 3 – вагон-хоппер, $c_x = 1$ МН/м
 4 – вагон-хоппер, $c_x = 10$ МН/м

Рис. 6. Показатель устойчивости в зависимости от продольной а) и поперечной б) жесткости буксовых адаптеров

Заметим, что приведенные выше результаты получены при моделировании движения вагонов на новых профилях вагонных колес, допускающих двухточечный контакт. Известно, что устойчивость экипажей на тележке 18-100 на изношенном профиле заметно ниже, чем на коническом. Оценим влияние использования буксовой ступени подвешивания на устойчивость экипажей на коническом профиле и профиле ДМетИ. Для этого исследуем движение двух вариантов экипажей: без буксовых адаптеров и с буксовыми адаптерами с параметрами $c_x = 2$ МН/м, $c_y = 10$ МН/м. На рис. 7 приведены графики СКО поперечных колебаний первой колесной пары порожнего полувагона в зависимости от скорости движения.

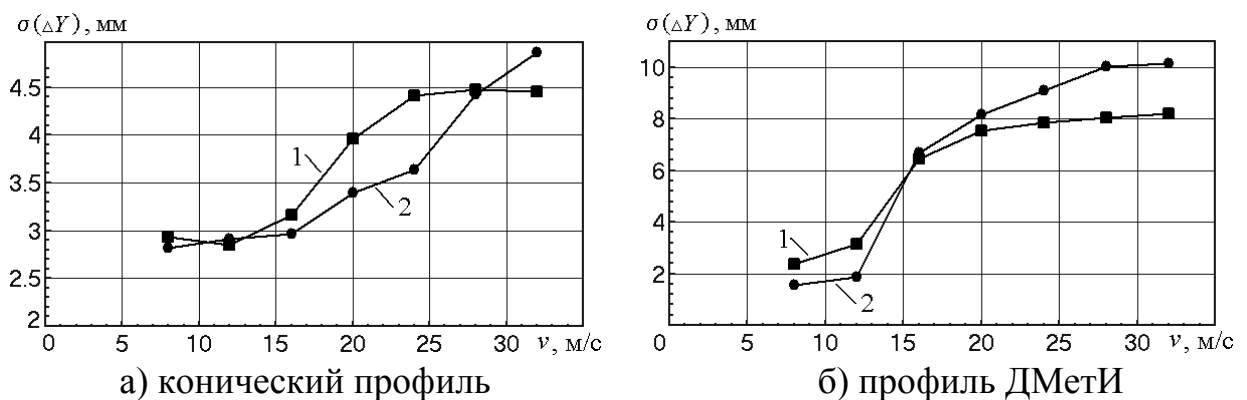


Рис. 7. СКО поперечных колебаний в зависимости от скорости

- 1 – экипаж без адаптеров
 2 – экипаж с адаптерами

Заметим, что применение буксовых адаптеров не ведет к изменению критической скорости экипажа, однако некоторое улучшение показателей динамики все же наблюдается. Из рис. 7а видно, что на конических профилях рассмотренный экипаж с адаптерами более устойчив на скоростях до 28 м/с (100 км/ч), а особенно в диапазоне 15-25 м/с. А на профилях ДМетИ, рис. 7б, экипаж с адаптерами более устойчив на скоростях до 16 м/с (60 км/ч).

В заключение проведем сравнение показателей поперечной динамики полувагона с применением и без применения буксовых адаптеров при движении со скоростью 20 м/с в прямой с вертикальными и горизонтальными неровностями. Показатели поперечной динамики представлены в табл. 3. Рамные силы в табл. 3 представлены для первой колесной пары, а силы отжатия соответствуют правому колесу первой колесной пары. Для оценки рамных сил и сил отжатия был использован довольно широко применяемый функционал «среднее по четырем максимумам» (4Max) [4]. Отметим, что для груженого полувагона максимальные (4Max) рамные силы сократились почти на 50%, силы отжатия на 20%, а среднеквадратическое отклонение поперечных колебаний кузова снизилось на 60%.

Таблица 3. Показатели поперечной динамики

Показатели	Порожний		Груженный	
	Без адаптеров	С адаптерами	Без адаптеров	В адаптерами
Рамные силы, 4Max, кН	11,2	7,0	34,8	18,1
Силы отжатия, 4Max, кН	22,0	19,0	50,1	40,7
Поперечные ускорения кузова, СКО, м/с ²	0,75	0,57	0,95	0,37

Заклучение

Проведенный анализ показал, что величина вертикальной жесткости буксовых адаптеров в рассмотренных пределах 1-30 МН/м практически не влияет ни на показатели износа бандажей колесных пар в кривых ни на устойчивость движения в прямых и, очевидно, должна выбираться из анализа вертикальной динамики вагонов. Что касается продольной жесткости буксовых адаптеров грузовых вагонов на тележке 18-100, то, с точки зрения износа, ее нужно принимать максимально низкой, а с точки зрения устойчивости у продольной жесткости имеется оптимум. Рекомендуемое значение составляет 1,5-2,5 МН/м. Величина поперечной жесткости в рассмотренных преде-

лах слабо влияет на износ и устойчивость и должна выбираться из других конструктивных соображений. Рекомендуемое значение составляет порядка 10 МН/м.

Список литературы

1. Васильев С.Г., Орлова А.М., Рудакова Е.А. Сравнение динамической нагруженности боковой рамы тележки грузового вагона при наличии и отсутствии буксового амортизатора. // Тезисы докладов III научно-технической конференции "Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты", Санкт-Петербург, 2003.
2. Погорелов Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики рельсовых экипажей // Сборник докладов международного конгресса «Механика и трибология транспортных систем-2003» в 2-х томах, том 2, Ростов-на-Дону, 2003. – с. 226-232.
3. Погорелов Д.Ю., Павлюков А.Э., Юдакова Т.А., Котов С.В. Моделирование контактных взаимодействий в задачах динамики систем тел. // Динамика, прочность и надежность транспортных машин. Сборник научных трудов п.р. Б.Г. Кеглина, издательство БГТУ, Брянск, 2002. – с. 11-24.
4. Коссов В.С. Снижение нагруженности ходовых частей локомотива и пути. Дисс. на соискание уч. степ. д.т.н. Коломна, 2001
5. Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А., Коссов В.С., Добрынин Л.К., Мещерин Ю.В. Обоснование выбора параметров экипажной части грузового вагона по динамическим показателям / Безопасность движения поездов // Труды научно-практической конференции. -М.: МИИТ, 2003, с. V-62.