



Динамические особенности типовых цистерн при движении по кривым участкам пути



Пётр АНИСИМОВ

Peter S. ANISIMOV

Dynamic Features of Standard Tank Cars on Curved Track Sections

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 28)

Рассмотрен характер взаимодействия колёсных пар четырёхосной и восьмиосной цистерн с рельсами при движении в кривых железнодорожного пути. В том числе специфика продольных и поперечных упругих связей колёсных пар с боковыми рамами тележки.

Приведены результаты исследований динамических показателей (коэффициент динамической добавки вертикальных сил по обрессоренной массе и поперечная рамная сила) цистерн в кривых с радиусами 350 и 650 м. Из них следует, что восьмиосная конструкция наливного вагона по условиям обеспечения безопасности движения с точки зрения динамики находится на таком же уровне, как и четырёхосная, а значит, может без ограничения эксплуатироваться на всех железных дорогах при одинаковых нормах содержания в эксплуатации ходовых частей цистерн обоого типа.

Ключевые слова: железная дорога, теоретическая механика, цистерны, колёсные пары, рельсы в кривых, динамические показатели, упругие и фрикционные связи, непогашенное поперечное ускорение, коэффициент динамической добавки вертикальных сил, рамная сила, сравнительный анализ.

Анисимов Пётр Степанович – доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.

Как известно, при движении вагонов по кривым железнодорожного пути вследствие действия центробежной поперечной силы при скоростях выше равновесной, зависящей от радиуса и возвышения наружного рельса, и действия центростремительной силы при скоростях ниже равновесной в кривых возникает перераспределение вертикальных динамических сил по сторонам цистерны, а также появляются поперечные горизонтальные (рамные) силы, обусловленные силовым вписыванием тележек в кривую и неровностями пути в поперечной горизонтальной плоскости. Поперечные горизонтальные силы обычно направлены в сторону перегруженных колёс, что способствует при увеличении вертикальной их нагрузки на рельс повышению устойчивости нагруженного колеса против вкатывания его на головку рельса под воздействием поперечных горизонтальных (боковых) сил. Однако менее нагруженное второе колесо будет обладать такой устойчивостью в меньшей степени.

При установке колёсных пар цистерн не по радиусу кривой гребни колёс набегают на внутреннюю грань головки рельса под некоторым углом, и это приводит

к увеличению поперечной горизонтальной силы и износа гребней колёс и внутренней грани рельсовой головки. Угол набегания гребня колеса на внутреннюю грань головки зависит от конструктивных особенностей тележки, суммарных зазоров в буксовых узлах в продольном направлении, которые могут достигать в эксплуатации 13–15 мм, а также от сил сопротивления вписыванию тележки в кривую: чем они больше, тем под большим углом набегает гребень на грань головки рельса. Расчётами и многочисленными динамическими испытаниями грузовых вагонов установлено, что угол такого набегания доходит до $1,5^\circ$, при котором площадь контакта гребня колеса с внутренней гранью головки рельса значительно уменьшается, и на ней возникают повышенные напряжения и возрастает удельный расход энергии трения на единицу площади контактирования.

Площадь контакта находится в зависимости от связи в горизонтальной плоскости боковых рам тележки между собой через наддресорную балку и рессорные комплекты с клиновыми фрикционными гасителями колебаний; от профиля поверхности катания колеса, параметров формы поверхности качения головки рельса, которые в процессе эксплуатации могут сильно изменяться; от соотношения твёрдости и других механических характеристик гребней и ободов колёс, головок рельсов, особенно закалённых; от нерадиальной установки колёсных пар в кривых; от коэффициента трения между гребнем колеса и внутренней гранью головки рельса, который у закалённых ободов колёс и головок рельсов меньше, чем у незакалённых.

При усилении связи боковых рам тележки между собою уменьшается их продольное относительное перемещение (забег), что приводит к уменьшению угла набегания гребня колеса на головку рельса, а, следовательно, и к увеличению площади контакта гребня с внутренней гранью рельсовой головки. Эта площадь способна увеличиваться также при применении в конструкции тележки радиально (по радиусу кривой) устанавливаемых колёсных пар. К сожалению, таких тележек пока нет.

В двухосных тележках четырёхосной цистерны и в четырёхосных тележках вось-

миосной цистерны силы сопротивления вписыванию тележек в кривую создаются в основном фрикционными клиновыми гасителями колебаний рессорных комплектов, буксовыми и шкворневыми узлами, боковыми скользунками котла цистерны и тележки, которые замыкаются с одной стороны цистерны при движении по кривой. Расчётами было установлено, что при нагрузке колёсной пары на рельсы 240 кН момент сил сопротивления повороту тележки в кривой, создаваемый замкнутыми скользунками, может достигать 100–150 кНм, а общее направляющее усилие на гребне колеса – 150–160 кН [1].

Кроме того, силы сопротивления вписыванию тележки в кривые могут увеличиваться при применении постоянно замкнутых упруго-фрикционных боковых скользунков с частичной передачей на них вертикальной нагрузки (по 20–25 кН) от кузова. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования показали: чтобы силы сопротивления, вызываемые такими скользунками, были невысокие, необходимо создавать момент сил трения на них не выше 10–12 кНм при передаче от кузова вагона вертикальной нагрузки 20–25 кН на один скользун. В этом случае боковые силы при набегании гребня колеса на внутреннюю грань головки рельса не превышают 5–10 кН, что вполне допустимо по условиям нормального вписывания тележки в кривые и силового взаимодействия между колёсными парами и рельсами.

Для снижения горизонтальных поперечных направляющих усилий на колёсных парах вагона при движении его по кривым участкам железнодорожного пути следует:

- уменьшать горизонтальную жёсткость рельсовых нитей при поперечных упругих деформациях головок рельсов и воздействию на них направляющих усилий от гребня колеса;

- более точно определять нормы устройства и содержания возвышения наружного рельса в кривых (учёт сил тяги и торможения, дифференцированная оценка фактических скоростей движения различных типов вагонов и др.);

- сводить к минимуму силы инерции и моменты сил инерции в тележке за счёт сокращения её необрессоренной массы;



- оптимизировать значения жёсткости горизонтальных поперечных связей буксовых узлов с рамой тележки и тележки с кузовом вагона;

- уменьшать значения начальных моментов сил сопротивления повороту тележки относительно кузова вагона, которые зависят от значений углов поворота, износов трущихся поверхностей пятниковых узлов и боковых скользунов при их замыкании;

- ослаблять влияние тяговых и тормозных сил на вертикальные нагрузки колёс на рельсы и, следовательно, менять характер вписывания тележки вагона в кривые.

Теоретические и экспериментальные исследования [3, 4] подтверждают, что для облегчения вписывания тележки в кривые её рама должна быть как можно больше «развязана» в горизонтальной плоскости. На прямых же участках она, наоборот, должна быть как можно больше «завязана» в плане, чтобы уменьшить извилистое движение колёсных пар, а следовательно, и поперечные горизонтальные силы, износ гребней колёс и внутренней грани головки рельса.

Это противоречие в кинематической схеме тележек при движении по кривым и прямым участкам может быть разрешено, например, путём применения продольных и поперечных упругих связей (с их начальной затяжкой) колёсных пар с боковыми рамами тележки. При этом угловая жёсткость рамы должна составлять примерно 2000–2200 тсм/рад.

Начальная затяжка учитывает условия геометрической неизменяемости положения колёс относительно боковых рам тележки при движении по прямым участкам без набегания гребней колёс на внутреннюю боковую грань головки рельса. При движении по кривой с набеганием гребней колёс с поперечными ударами о головку рельса будут возникать поперечные смещения колёсных пар, когда внешние силы превысят величину начальной затяжки упругой связи колёсной пары с боковыми рамами тележки. Иными словами, колёсные пары в этом случае получают большую свободу перемещений в рельсовой колее и легче будут вписываться в кривую с меньшими поперечными горизонтальными

силами и износами гребней колёс и внутренней грани головки рельса.

Для уменьшения поперечных горизонтальных сил и износа гребней колёс и внутренней грани головки рельса можно применять также упруго-фрикционную связь колёсных пар с боковыми рамами тележки, имеющей рациональные параметры. Конструктивно связь должна быть такой, при которой фрикционная часть будет «завязывать» раму тележки в плане при движении по прямым и «развязывать» при движении по кривым. При этом, чтобы избежать ударного набегания гребней колёс на внутреннюю грань головки рельса, во втором случае должна работать только упругая часть связи колёсных пар с боковыми рамами тележки. При выходе вагона из кривой эта часть «выключается» и её сменяет фрикционная часть.

В конструкции эксплуатирующихся типовых тележек таких связей нет, поэтому в кривых силовое взаимодействие колёсных пар с рельсами возрастает, особенно при малых скоростях движения (50–60 км/ч), что приводит к увеличению поперечных горизонтальных сил и износу гребней колёс и боковой грани головки рельса. Эту закономерность подтверждают динамические (ходовые) испытания четырёхосных и восьмиосных цистерн [5].

Основными динамическими показателями в ходе испытаний были коэффициент динамической добавки вертикальных сил по обрессоренной массе цистерн (наддрессорная балка тележек) и поперечная горизонтальная (рамная) сила, передающаяся от колёсной пары на раму тележек. Оценка производилась, в частности, в кривых радиусами 350 м (S-образная кривая) и 650 м. В первом случае возвышение наружного рельса составляло 115 мм, длина переходной кривой — 115 м, отвод возвышения наружного рельса — 1 мм на метр длины переходной кривой, равновесная скорость движения — 58 км/ч, максимальная скорость — 80 км/ч, исходя из нормированного непогашенного поперечного ускорения $0,7 \text{ м/с}^2$. В кривой радиусом 650 м возвышение наружного рельса — 150 мм, длина переходной кривой — 150 м, отвод возвышения наружного рельса — 1 мм на метр длины переходной кривой, равновесная скорость — 90 км/ч, максимальная —

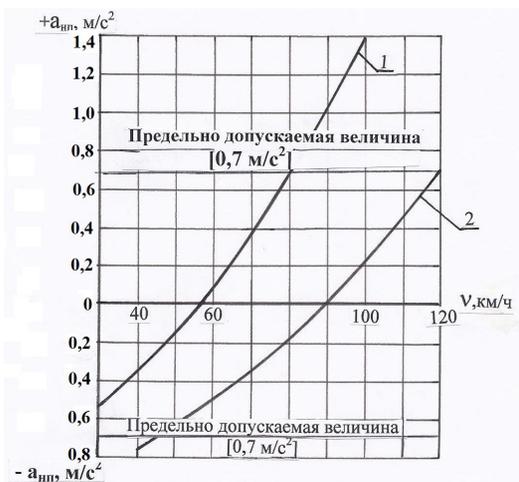


Рис. 1. Зависимость непогашенного поперечного ускорения от скорости движения цистерн по кривым участкам пути: 1 – кривая радиусом 350 м; 2 – кривая радиусом 650 м.

120 км/ч, исходя из того же ускорения $0,7 \text{ м/с}^2$.

Из рис. 1 видно, что до равновесной скорости непогашенные поперечные ускорения отрицательные, а при скоростях движения выше равновесной – положительные. При равновесной скорости ускорения равны нулю, а характер движения цистерн по круговым кривым практически такой же, как и по прямым участкам пути.

Из графиков рис. 2 следует, что значения коэффициента динамической добавки вертикальных сил у четырёхосной и восьмиосной цистерн отличаются друг от друга незначительно. Поэтому можно считать, что они меньше предельно допустимых $0,7 \text{ м/с}^2$ по условиям безопасности движения. Следовательно, этот динамический показатель указывает на то, что амплитуды и характер колебаний в вертикальной плоскости четырёхосной и восьмиосной цистерн практически одинаковые. Однако теоретические расчёты указывают, что при одинаковых значениях относительной силы трения фрикционных гасителей колебаний и статического прогиба рессорного подвешивания четырёхосной и восьмиосной цистерн коэффициент динамической добавки вертикальных сил у последней на 20–25% меньше, чем у четырёхосной, из-за большего количества (в два раза) колёсных пар в тележке у восьмиосной цистерны.

Ранее проведенные теоретические исследования и расчёты показали, что наибольшие значения рамной силы возникают от первой (набегающей) по ходу вагона колёсной пары первой тележки. Причем характерной особенностью измеренных

в кривых с помощью тензометрических проволочных датчиков величин является наличие периодически изменяющейся динамической и постоянной составляющих рамной силы. Следовательно, рамная сила, возникающая в кривых, представляет собой сумму динамической и постоянной её составляющих.

Динамическая составляющая рамной силы обусловлена неровностями рельсовых нитей в горизонтальной плоскости железнодорожного пути, появляющимися по причине того, что в кривых рельсовые нити лежат фактически не по проектной круговой кривой, а по криволинейному многоугольнику. Вследствие этого изменение кривизны и вызывает появление динамической составляющей рамной силы.

Постоянная составляющая рамной силы обусловлена значением непогашенного поперечного ускорения при недостатке возвышения наружного рельса кривой, конструкцией тележек и силами сопротивления установке колёсной пары по радиусу круговой кривой. Следовательно, по значению постоянной составляющей можно косвенно судить о влиянии конструктивных особенностей тележек четырёхосной и восьмиосной цистерн на угол набегания гребня колеса на внутреннюю грань головки рельса и на их износ.

Четырёхосная и восьмиосная цистерны имеют тележки принципиально одинаковой конструкции, разница только в наличии соединительной балки у четырёхосной тележки, относительно которой поворачиваются в горизонтальной плоскости двухосные тележки при вписывании в кривые.



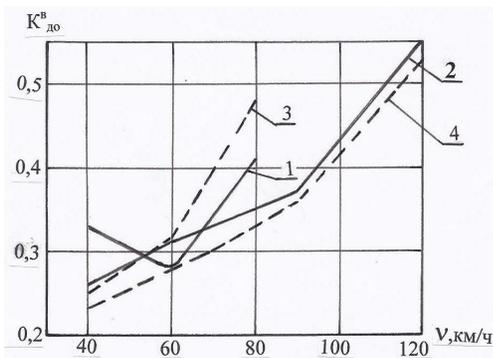


Рис. 2. Максимальные величины коэффициента динамической добавки вертикальных сил по наддрессорной балке тележки при движении гружёных цистерн по кривым участкам пути: 1 и 2 – четырёхосная цистерна в кривых радиусом 350 и 650 м, 3 и 4 – восьмиосная цистерна в кривых тех же радиусов.

Соединительная балка лишь участвует в передаче вертикальных сил на двухосные тележки, восприятию продольных горизонтальных сил и оказывает несущественное сопротивление повороту четырёхосной тележки при вписывании в кривую. В связи с этим можно предполагать, что значения рамной силы у восьмиосной и четырёхосной цистерн должны быть практически одинаковыми.

Для доказательства этого были определены отдельно значения суммарной рамной силы и её постоянной составляющей. Из рис. 3 видно, что у четырёхосной и восьмиосной цистерн максимальная суммарная рамная сила не превышает 60 кН, что меньше предельно допустимого значения 84 кН по условию устойчивости колеса от вкатывания гребнем на головку рельса и по устойчивости железнодорожного пути с рельсами типов Р50 и Р60 от поперечного сдвига по щебёночному балласту под воздействием рамной силы при статической нагрузке от колёсной пары на рельсы 210 кН. При нагрузке от 225,6 кН и 245,25 кН предельно допустимое значение рамной силы равно соответственно 94 и 100 кН. При движении по кривой радиусом 350 м со скоростями 40–80 км/ч значения суммарной рамной силы у восьмиосной цистерны меньше, чем у четырёхосной, на 2,0–5,0 кН. При движении по кривой радиусом 650 м со скоростями 40–95 км/ч значения суммарной рамной силы у обеих цистерн

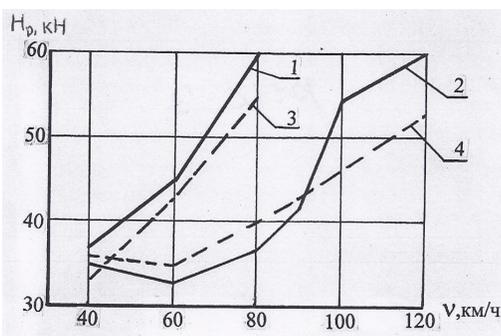


Рис. 3. Максимальные величины суммарной рамной силы по набегающей колёсной паре при движении по кривым железнодорожного пути: 1 и 2 – четырёхосная цистерна в кривых радиусом 350 и 650 м, 3 и 4 – восьмиосная цистерна в кривых тех же радиусов.

практически одинаковые, а при скоростях 96–120 км/ч суммарная рамная сила у четырёхосной цистерны больше, чем у восьмиосной, на 5,0–8,0 кН.

Таким образом, и в этом случае суммарная рамная сила у восьмиосной цистерны практически такая же, как у четырёхосной.

Из графиков рис. 4 следует, что минимальные значения постоянной составляющей рамной силы по набегающей колёсной паре наблюдаются при равновесной скорости движения цистерн. Если бы постоянная составляющая рамной силы зависела только от непогашенного поперечного ускорения, то при равновесной скорости движения она равнялась бы нулю. Но есть ещё и зависимость от сил сопротивления вписыванию тележки в кривые. Поэтому значения постоянной составляющей рамной силы при равновесной скорости движения обусловлены лишь силами сопротивления вписыванию тележки в кривые. Из рисунка видно, что у обеих цистерн постоянные составляющие практически одинаковы. По их величине можно косвенно судить о степени износа гребней колёс и внутренней грани головок рельсов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При одинаковых условиях эксплуатации вагонной техники, состояния кривых железнодорожного пути, одинаковых параметрах тележек и характеристиках упруго-фрикционных связей колёсных пар

с боковыми рамами тележек и фрикционных клиновых гасителей колебаний у обеих цистерн можно ожидать сходный результат – одинаковой степени износ гребней колёс и внутренней грани головок рельсов при движении по кривым.

Постоянная составляющая рамной силы в основном зависит от непогашенного поперечного ускорения, значения которого обусловлены радиусом кривой, возвышением наружного рельса в кривой и скоростью движения цистерн. Что касается конструкции тележек, то она не оказывает влияния на значения постоянной составляющей. Доля постоянной составляющей рамной силы, обусловленная только непогашенным поперечным ускорением, ориентировочно составляет 70–75% общей её величины.

При скоростях движения выше или ниже равновесной основную долю суммарной рамной силы имеет тоже её постоянная составляющая, которая при движении цистерн, например, со скоростью 120 км/ч по кривой радиусом 650 м больше, чем динамическая составляющая, в 1,7 раза у восьмиосной цистерны и в 2 раза – у четырёхосной. При движении четырёхосной и восьмиосной моделей по кривой радиусом 350 м, допустим, со скоростью 89 км/ч постоянная составляющая рамной силы больше её динамической составляющей в 1,2 раза у обеих цистерн.

Эти данные говорят о том, насколько важно при конструировании тележек уделять внимание упруго-фрикционным связям колёсных пар с боковыми рамами тележки и уменьшению сил сопротивления вписыванию тележек в кривые, особенно малого радиуса.

При движении по кривым с равновесной скоростью основную долю суммарной рамной силы составляет её динамическая составляющая, как и на прямых участках пути с неровностями в горизонтальной поперечной плоскости.

К примеру, при движении по кривой с радиусом 350 м и равновесной скоростью 58 км/ч динамическая составляющая рамной силы больше её постоянной составля-

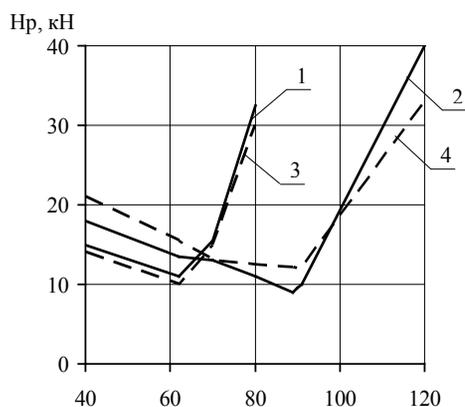


Рис. 4. Зависимость постоянной составляющей рамной силы по набегающей колёсной паре от скорости движения цистерн по кривым железнодорожного пути: 1 и 2 – четырёхосная цистерна в кривых радиусом 350 и 650 м, 3 и 4 – восьмиосная цистерна в кривых тех же радиусов.

ющей в 3,9 раза у четырёхосной цистерны и в 3 раза – у восьмиосной. При движении по кривой с радиусом 650 м и равновесной скоростью 90 км/ч динамическая составляющая больше постоянной в 3,6 раза у четырёхосной цистерны и в 2,9 раза – у восьмиосной.

Из анализа величин рамной силы вытекает, что при одинаковых условиях эксплуатации восьмиосных и четырёхосных цистерн, одинаковых нормах содержания их ходовых частей и железнодорожного пути в кривых расчетные динамические показатели, а также степень износа гребней колёс и внутренних боковых граней головок рельсов должны быть практически одинаковыми.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колёс. – М.: ПТКБ ЦП МПС, 1997. – 207 с.
2. Анисимов П. С. Метод оценки воздействия грузовых вагонов на путь // Мир транспорта. – 2014. – № 1. – С. 24–32.
3. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
4. Анисимов П. С., Желнин Г. Г., Куликовский Б. С. Допускаемые скорости движения восьмиосных цистерн габарита Тц // Труды МИИТ. – 1986. – Вып. 780. – С. 10–24.
5. Анисимов П. С., Грачёва Л. О. Испытания восьмиосных цистерн для БАМа // Железнодорожный транспорт. – 1986. – № 5. – С. 35–36.

Координаты автора: **Анисимов П. С.** – (495) 684–22–10.

Статья поступила в редакцию 29.06.2015, принята к публикации 30.10.2015.

