Волков И.В., Рубан В.Г., Булавин Ю.П., Губарев П.В., Коновалов П.Ю.
**Улучшение динамических характеристик шестиосной секции электровоза при
движении в кривых участках пути**

*Ростовский государственный университет путей сообщения
(Россия, Ростов-на-Дону)*

doi: 10.18411/lj-02-2020-32

idsp: ljjournal-02-2020-32

Аннотация

В статье рассматривается моделирование динамики электровоза на трех двухосных тележках при его движении в кривых участках пути. Приведены результаты исследования влияния изменения параметров упругих связей экипажа на динамические характеристики электровоза.

Ключевые слова: рельсовый экипаж, динамические качества, движение в кривой, упругие связи.

Abstract

The article discusses the modeling of the dynamics of an electric locomotive including three two-axle bogies on movement in curved sections of the track. The results of a study of the influence of changes in the parameters of elastic elements of an vehicle are presented.

Keywords: rail vehicle, dynamic qualities, movement in a curve sections, elastic elements.

В настоящее время все пассажирские электровозы однофазного переменного тока отечественного производства имеют шестиосную ходовую часть, состоящую из трех двухосных моторных тележек. Кроме того, не утратила значимости и концепция двухсекционного двенадцатиосного грузового локомотива, реализованная ранее в электровозе ВЛ85. Динамические качества шестиосного экипажа подобного типа определяются возможностью принятия компромиссного решения, состоящего в выборе такой системы поперечных упруго-диссипативных связей тележек с кузовом, которая обеспечивает значительные (до 200 мм на сторону) поперечные перемещения средней тележки при движении экипажа в крутых кривых и малые (порядка 15...30 мм) поперечные перемещения крайних и средней тележек при прохождении пологих кривых и прямых участков пути.

Колебания экипажа в пути произвольного очертания описываются дифференциальными уравнениями вида [1, 2]

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q(q, \dot{q}, t),$$

Где M , B , C – матрицы инерционных, диссипативных и упругих коэффициентов системы;

q – векторы обобщенных переменных и их производные по времени;

Q – вектор сил, включающий внешние силы, нелинейные силы взаимодействия колес и рельсов, а также нелинейные составляющие внутренних сил экипажа.

С приемлемой для практики точностью при анализе влияния параметров экипажа на показатели динамических качеств в прямых и кривых участках пути достаточно рассматривать боковые колебания экипажа: влияние боковой относ и боковую качку [2]. Исходя из конструкции электровоза, составим расчетную схему экипажа типа 2₀–2₀–2₀, движущегося с постоянной скоростью в круговой кривой. Рельсы предполагаются неравноупругими по длине, с геометрическими и динамическими неровностями в плане. Экипаж представлен в виде системы, состоящей

из 10 твердых тел (кузова, обрессоренных частей трех тележек, шести колесных пар), соединенных упруго-диссипативными связями. Положим, что все тела совершают колебания поперечного отбоса и виляния, а кузов – еще и колебания боковой качки. В качестве обобщенных координат выбраны перемещения в системе координат, связанной с осью пути. Система имеет 21 степень свободы [3].

Силы взаимодействия колеса и рельса описываются в рамках нелинейной теории крива [2]. Скорость скольжения колеса относительно рельса, а также её продольная и поперечная составляющие определяются в виде

$$u_{ijk} = \sqrt{u_{xijk}^2 + \left(\frac{u_{yijk}}{\cos \beta_{ijk}} \right)^2},$$

$$u_{xijk} = \Delta r_{ijk} \cdot r_0^{-1} + (-1)^k \cdot b_s (\rho_{ij} - \dot{\psi}_{ij} \cdot V^{-1}),$$

$$u_{yijk} = \psi_{ij} - \frac{1}{V} (\dot{\eta}_{ij} - \dot{\eta}_{Rijk}),$$

где i, j, k – индексы, определяющие номер тележки, номер колесной пары и колесо ($k = 1$ – наружное колесо; $k = 2$ – внутреннее колесо);

$\dot{\eta}_{ij}, \dot{\eta}_{Rijk}$ – скорость поперечного перемещения колесной пары и рельса под колесом, включая неровность пути в плане;

$\psi_{ij}, \dot{\psi}_{ij}$ – угол отклонения от радиальной установки и скорость виляния колесной пары;

$r_0, \Delta r_{ijk}$ – средний радиус катания колеса и изменение радиуса круга катания при поперечном перемещении колесной пары;

ρ_{ij} – кривизна пути под соответствующей колесной парой;

b_s – половина расстояния между кругами катания колес;

β_{ijk} – угол наклона касательной в точке контакта колеса и рельса.

Как видно из приведенных выражений, скорость скольжения колеса по рельсу зависит от обобщенных координат и их скоростей, от изменения радиуса круга катания и от угла наклона образующей профиля колеса [4, 5].

Касательная сила трения в точке контакта колеса и рельса определяется в рамках нелинейной теории крива [1, 2]

$$F_{ijk} = N_{ijk} \cdot f_m \cdot \frac{K_S \cdot u_{Sijk}}{\sqrt{1 + (K_S \cdot u_{Sijk})^2}},$$

где N_{ijk} – нормальная сила в точке контакта;

f_m – максимальный коэффициент трения скольжения;

K_S – удельный коэффициент крива.

При движении по пути произвольного очертания изменение кривизны пути и возвышения наружного рельса задаются исходя из профиля пути и моделируемых неровностей, а непогашенное ускорение – как аналитическая зависимость от скорости, кривизны пути и возвышения наружного рельса [2].

Круговая кривая имеет участки сопряжения с прямыми участками на входе и выходе с помощью переходных кривых. При прохождении кривой возникают значительные поперечные и угловые перемещения тележек относительно кузова.

Возвращающие силы и моменты, а также силы трения в связях, влияют на перераспределение сил в системе подвешивания.

В кривых участках пути, вследствие значительных перемещений колесных пар в колее, увеличиваются скорости проскальзывания колес, что изменяет условия взаимодействия колес с рельсами. Для крутых кривых характерно движение с набеганием колес на рельсы и возникновением направляющих сил на гребнях колес.

Рассмотрим результаты компьютерных вычислительных экспериментов по выбору рациональных параметров поперечных связей между кузовом и крайними тележками, а также между рамами тележек и колесными парами.

Подвешивание кузова на крайних тележках представляет собой конструкцию люлечного типа без промежуточных балок или на основе опор «флексикойл» [6, 7]. Для ограничения поперечных перемещений тележек использованы дополнительные упругие упоры, установленные с зазором и имеющие ограничения на перемещения. Вследствие этого характеристика поперечной связи тележки с кузовом имеет нелинейный характер и содержит два участка с различной жесткостью.

Рассматривались четыре варианта характеристик поперечной связи (рисунок 1), отличающиеся жесткостью дополнительного упругого упора, величиной зазора в установке упора и величиной полного упругого перемещения тележки относительно кузова. Вариант 1 являлся исходным. Сравнивались рамные силы экипажа с заданными характеристиками, движущегося в прямой и кривых радиусами 650 и 350 м. В качестве возмущающего воздействия использована последовательность из трех одиночных неровностей пути в плане длиной, соответственно, 3, 20 и 3 м [1]. Начальные условия при численном интегрировании выбирались на основе анализа установившегося движения экипажа в круговой кривой [8].

Рисунок 1. Варианты характеристик упругой связи кузова и тележки

Рисунок 2. Средние квадратические значения рамных сил в кривой

Рисунок 3. Максимальные вероятные значения рамных сил в кривой

На рисунках 2 и 3 показаны, соответственно, средние квадратические отклонения и максимальные вероятные значения рамных сил первой тележки при движении экипажа в кривой радиусом 650 м. Цифры 1...4 в обозначениях на рисунках соответствуют номеру варианта характеристик связи второго яруса, представленных на рисунке 1, а буквенные обозначения а) и б) указывают на принадлежность кривых рамных сил, соответственно, первой по ходу движения колесной паре (показаны сплошной линией) и второй колесной паре (показаны пунктиром).

Анализ результатов расчетов показывает, что в прямых участках пути нелинейная характеристика поперечной связи незначительно влияет на уровень рамных сил, поскольку перемещения крайних тележек относительно кузова не превышают 20...25 мм. Для исследуемых вариантов максимальные вероятные значения рамных сил находятся в пределах 30...50 кН.

При моделировании возмущенного движения экипажа в кривой радиусом 650 м с возвышением наружного рельса 150 мм отмечены значительные перемещения крайних тележек, вызванные действием как статических, так и динамических сил. Для варианта 1 характеристик поперечной связи зафиксированы максимальные перемещения тележек, кратковременно достигающие величины 30 мм, что приводит к ударному взаимодействию тележек с кузовом и вызывает резкое увеличение динамической составляющей сил в связях первого и второго ярусов подвешивания. Для вариантов 2, 3, 4 перемещения остаются в пределах упругой характеристики и не превышают 35 мм. По сравнению с вариантом 1, для этих вариантов наблюдается снижение средних квадратических отклонений рамных сил на 20...40%, а максимальных вероятных значений – на 10...35%.

При моделировании возмущенного движения в кривой радиусом 350 м с возвышением наружного рельса 110 мм кратковременные жесткие замыкания связей крайних тележек с кузовом также отмечены только для варианта 1. Увеличение упругого перемещения тележки позволяет уменьшить средние квадратические отклонения рамных сил по сравнению с вариантом 1 на 10...20% и максимальных значений – до 10%. Наименьшие значения рамных сил в кривых радиусами 350 и 650 м получены для варианта 3.

В ходе вычислительных экспериментов было исследовано также влияние на уровень рамных сил поперечных и угловых упруго-диссипативных параметров связи «колесная пара – рама тележки».

Колесная пара и рама тележки связаны в горизонтальной плоскости через буксовый узел поводками, резиновые элементы которых, в основном, и определяют упруго-диссипативные параметры связи при поперечном и угловом перемещениях. Изменение жесткости резиновых элементов поводков приводит к изменению как поперечной, так и угловой жесткости связи «колесная пара – рама тележки», а также аналогичных коэффициентов демпфирования в связи «колесная пара – рама тележки».

На рисунках 4 и 5 показаны, соответственно, средние квадратические отклонения и максимальные вероятные значения рамных сил первой тележки в зависимости от поперечной жесткости связи «колесная пара – рама тележки» для участков пути: прямая ($V = 110$ км/ч); кривая радиусом 650 м ($V = 110$ км/ч); кривая радиусом 350 м ($V = 80$ км/ч); сплошная линия – первая колесная пара, штриховая – вторая.

Рисунок 4. Средние квадратические значения рамных сил

Рисунок 5. Максимальные вероятные значения рамных сил

Анализ результатов расчетов показывает, что в пределах значений поперечной жесткости связи «колесная пара – рама тележки» 10...25 МН/м изменение рамных сил имеет монотонный характер. Наибольшее влияние на динамическую составляющую и средние квадратические отклонения рамных сил изменение поперечной жесткости оказывает в прямой, а наименьшее – в крутых кривых. Снижение жесткости от 25 до 16 МН/м позволяет уменьшить динамические составляющие рамных сил в пологих кривых и прямых на 5...10%, а снижение жесткости от 16 до 10 МН/м – на 5...15%. Максимальные значения рамных сил в крутых кривых слабо зависят от величины поперечной жесткости, что объясняется большими статическими составляющими этих сил.

Проведем также оценку изгибной жесткости кузова шестиосной секции, что необходимо для обеспечения нормативного требования к первой частоте собственных изгибных колебаний, которая не должна быть менее 8 Гц [9].

Для подвижного состава первая собственная частота изгибных колебаний кузова приближенно вычисляется на основе формулы [9]:

$$f = k \frac{\alpha^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}},$$

где L – длина кузова, м;

α – первый ненулевой корень трансцендентного уравнения $\cos \alpha L \cdot \operatorname{ch} \alpha L = 1$;

m – масса единицы длины кузова, кг/м;

J – момент инерции среднего сечения кузова, м⁴;

E – модуль упругости материала несущей конструкции кузова, Па;

k – опытный поправочный коэффициент.

Если имеются экспериментальные данные по частоте кузова, то необходимость в использовании поправочного коэффициента k отпадает [10, 11]. По результатам натурных испытаний электровоза ВЛ85 установлено, что частота изгибных колебаний кузова составляет 10 Гц, а последующие натурные испытания металлоконструкции кузова электровоза выявили колебания несущих элементов с частотами около 11 Гц [9]. Вследствие того, что причину расхождения результатов испытаний установить не удалось, основываясь на интервале частот 10...11 Гц, на базе указанной выше формулы был вычислен соответствующий интервал значений изгибной жесткости кузова 5700...8000 МН·м². Уточнить значения изгибной жесткости и частот изгибных колебаний в дальнейшем можно с использованием численных методов [12], что важно при переходе от конструкции с несущей рамой к цельнонесущему кузову.

На основании проведенных вычислительных экспериментов по выбору рациональных параметров поперечных упругих связей шестиосного экипажа электровоза можно сделать следующие выводы.

1. Проблема снижения рамных сил в кривых участках пути не может быть решена только за счет снижения жесткости в буксовом узле. Признано целесообразным уменьшить поперечную жесткость связи «колесная пара – рама тележки» до величины 10 МН/м, что улучшит динамические качества экипажа в прямых и пологих кривых.

2. С целью снижения динамических составляющих рамных сил, обусловленных жестким замыканием дополнительного упругого упора при движении экипажа с высокими скоростями в кривых участках пути, целесообразно увеличить упругое поперечное перемещение крайних тележек относительно кузова до величины ± 45 мм, что позволит снизить максимальные рамные силы на 10...30%.

1. Ромен, Ю.С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний: сб. тр. ученых ОАО «ВНИИЖТ» (Труды ОАО «ВНИИЖТ») / Ю.С. Ромен. – М. : ВМГ-Принт, 2014. – 210 с.
2. Рубан, В.Г. Динамика подвижного состава. Методы и решения: учебное пособие / В.Г. Рубан; ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов н/Д, 2017. – 144 с.
3. Рубан, В.Г. Вопросы взаимодействия пути и колес локомотива при криволинейном профиле бандажей / В.Г. Рубан, А.М. Матва, С.А. Хачкина // Вестник института тяги и подвижного состава. – 2010. – № 7. – С. 118–122.
4. Рубан, В.Г. Прогнозирование изменения профиля колес тягового подвижного состава / В.Г. Рубан, А.М. Матва // В сборнике: Труды Международной научно-практической конференции «Транспорт-2014». Ростов-на-Дону: РГУПС, 2014. – С. 115–117.
5. Рубан, В.Г. Построение конформных профилей электровозного колеса и рельса / В.Г. Рубан, А.М. Матва // Научно-технический вестник Поволжья. – 2014. – № 6. – С. 314–317.
6. Волков, И.В. Механическая часть электрического подвижного состава / И.В. Волков, Ю.П. Булавин, В.Г. Рубан, П.Ю. Коновалов: учебное пособие. – Ростов н/Д: РГУПС, 2007. – 92 с.
7. Волков, И.В. Применение пакета MathCAD при расчете механической части локомотивов / И.В. Волков, В.Г. Рубан, А.М. Матва, Р.Х. Уразильдеев: учебное пособие. – Ростов н/Д: РГУПС, 2000. – 64 с.
8. Рубан, В.Г. Моделирование установившегося движения в кривых участках пути / В.Г. Рубан // Вестник института тяги и подвижного состава. – 2016. – № 12. – С. 78–81.
9. Волков, И.В. Прогнозирование динамических характеристик подвижного состава на основе математического моделирования / И.В. Волков: монография. – Ростов н/Д: Изд-во СКНЦ ВШ, 2000. – 136 с.
10. Волков, И.В. К вопросу о повышении достоверности динамических характеристик перспективного изотермического подвижного состава / И.В. Волков, О.А. Ворон, Ю.П. Булавин [и др.] // Инженерный вестник Дона. – 2017. – № 4. – С. 108. URL: <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2017/4504>.
11. Волков, И.В. Динамическая модель деформируемого кузова рельсового экипажа / И.В. Волков, Ю.П. Булавин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2017. – № 1(65). – С. 47–54.
12. Волков, И.В. Применение метода прогонки для исследования упругих колебаний кузовов подвижного состава / И.В. Волков // Межвузовский тематический сборник трудов «Некоторые проблемы высокоскоростного наземного транспорта». – Ростов н/Д: РИИЖТ, 1980. – С. 20–24.