

виям эксплуатации. Такое программное обеспечение имеет набор инструментов для создания тел из геометрических примитивов и поддерживает создание тел на основании эскизов. Однако процесс создания моделей деталей сложной геометрической конфигурации, таких как боковая рама тележки или надрессорная балка, для экономии времени целесообразнее выполнять в САД-программе, ориентированной на 3D-моделирование. Целью представленной работы явилось создание модели полувагона, предназначенной для анализа его динамических качеств, с помощью которой в дальнейшем возможно осуществить совершенствование конструкции.

Для подготовки трехмерных моделей деталей тележки 18-100 использовался Autodesk Inventor Professional. В нём построены 3D-модели надрессорной балки, боковой рамы, цельнокатаного колеса, оси РУ1Ш, корпуса буксы, клина и контактной планки. В модель боковой рамы добавлены планки фрикционные и скобы с планками, которыми боковая рама опирается на буксовые узлы, а в модель надрессорной балки – колпаки скользунов и прокладка под пятник. Кроме деталей тележки, смоделирован упрощенный кузов полувагона, рельс, поводок и водило для имитации тяги от локомотива.

Все подготовленные в Inventor'е модели объединены в сборку и экспортированы в STEP, из которого импортированы в MSC.ADAMS, где им присвоен материал «Stell» из стандартной библиотеки программы. На тела системы наложен ряд связей. Рельсы жестко присоединены к неподвижному основанию. Между буксой и осью колёсной пары установлен цилиндрический шарнир с учётом коэффициента трения буксовых подшипников, равным 0,002. Между поводком и кузовом полувагона добавлена взаимосвязь – сферический шарнир, а между поводком и водилом – крестовина. На водило наложена связь типа поступательная пара, которая обеспечивает движение вдоль рельсов по задаваемому закону.

Для учета контактного взаимодействия тел использован инструмент «Contact», который введен между рельсами и колёсами, боковыми рамами тележки и корпусами букс, боковыми рамами тележки и контактными планками, боковыми рамами тележки и клиньями, клиньями и контактными планками, надрессорными балками и клиньями, кузовом и надрессорными балками.

Наибольшую сложность вызвало моделирование рессорного комплекта из внутренней и наружной пружин, что связано с необходимостью учета продольной и поперечной их жесткостей. Между боковой рамой тележки и первым телом добавлена поступательная пара перпендикулярно опорной поверхности пружин, между вторым телом и надрессорной балкой – связь типа соединение по плоскости, а между первым и вторым телами – сферический шарнир с центром вращения, расположенным в опорной плоскости надрессорной балки и на оси рессорного комплекта. Далее добавлена пружина «Spring» с конкретными коэффициентом жёсткости и исходной длиной. Затем приложена сила «Force» с параметром «Two Bodies», началом и концом которой являются верхний маркер пружины «Spring» и сферический шарнир. В исходном положении модели эти маркеры находятся в одной точке, но принадлежат разным телам. В данном случае сила «Force» моделирует боковую жёсткость рессорного комплекта и изменяет свое значение в зависимости от высоты пружины в соответствии с заданным законом.

Тестовые расчеты, проведенные с помощью построенной модели, продемонстрировали ее работоспособность и адекватность получаемых результатов реальным значениям. Разработанная модель позволяет выполнять расчеты с учетом варьирования размеров и физических параметров конструкции, что дает возможность ее оптимизации.

УДК 629.4.028.1(07)

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОГО ПРИВОДА КОЛЕС ПЕРВОГО КЛАССА С МОТОРНО-ОСЕВЫМИ ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ЛОКОМОТИВОВ

В. Г. МАСЛИЕВ

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина

Специалисты пытаются решить проблему замены в приводах колес тягового подвижного состава моторно-осевых подшипников скольжения на подшипники качения, чтобы повысить надежность и упростить эксплуатацию. Моторно-осевыми подшипниками качения были оборудованы несколько опытных электровозов и тепловозов, но эксплуатационные испытания показали, что пробег

подшипников не достигает даже 1 млн км, в то время как надо не менее 2,5 млн км – по сроку службы колесной пары.

Это объясняют влиянием изгибов оси колесной пары под нагрузкой, технологической сложностью их качественного монтажа, высоким уровнем динамических нагрузок, которые поступают от пути и тягового редуктора.

У привода колесных пар [1] тяговый электродвигатель опирается на колесные центры через упругие элементы и через них же передает крутящий момент от вала якоря через шестерню и зубчатое колесо, установленное на полом вала, на котором посажены подшипники качения, что компенсирует влияние на их работу изгибов оси колесной пары. Упругие элементы уменьшают динамические нагрузки, которые передаются от колесной пары на моторно-осевые подшипники качения и тяговый электродвигатель при движении, и динамические силы, действующие на путь. Недостатком этого привода является то, что стенка полого вала размещается между осью и электродвигателем, что увеличивает «централь» тягового редуктора – расстояние между осями ведущей шестерни и зубчатого колеса. Это требует увеличения количества зубцов у зубчатой шестерни, что уменьшает передаточное отношение редуктора и, следовательно, силу тяги.

В приводе колесных пар «Винтертур» тяговый электродвигатель имеет опорно-рамную подвеску, то есть он защищен рессорами от динамических воздействий [2]. Недостатком этого привода является то, что полый вал у него отдаляет электродвигатель от оси колесной пары на значительное расстояние, чтобы избежать их касаний при колебаниях во время движения локомотива. Следовательно, растет «централь» привода, уменьшается передаточное отношение тягового редуктора и сила тяги локомотива.

Еще одним существенным недостатком этого привода и вообще опорно-рамных приводов колес является то, что в результате просадки пружин рессор от старения при эксплуатации возникает необходимость систематически проводить трудоемкую регулировку вертикального зазора между осью колесной пары и полым валом, что затрудняет эксплуатацию.

Предлагается упругий опорно-осевой привод колес с моторно-осевыми подшипниками качения, у которого устранены эти недостатки [3]. На рисунке 1 схематично изображен общий вид привода и вид А. Привод содержит жестко закрепленный к электродвигателю 1 опору 2, состоящую из полого вала 3. На него через подшипники качения 4 опирается зубчатое колесо 5, в отверстиях которого размещены упругие элементы 6, в каждом из них установлен одним концом поводок 7, а другой конец жестко соединен с колесом 8, смонтированным на колесной паре 9. На валу электродвигателя 1 размещена шестерня 10, которая взаимодействует с зубчатым колесом 5. Для фиксации зубчатого колеса 5 относительно шестерни 10 в осевом направлении использован упорный подшипник 11. Поводок 7 размещен в упругом элементе 6 со смещением на величину « e », которая задается, а по периферии основания треугольника упругого элемента 6 расположены отверстия 12.

При движении по пути силы тяжести от электродвигателя 1, а также инерционные силы того же направления передаются через полый вал 3, подшипники 4, зубчатое колесо 5, упругие элементы 6, поводки 7 и колесо 8 на колесную пару 9. Крутящий момент от электродвигателя 1 передается на шестерню 10 и далее на зубчатое колесо 5, упругие элементы 6, поводки 7 и колесо 8 – на колесную пару 9. Горизонтальные инерционные силы от электродвигателя 1, направленные вдоль оси колесной пары 9, передаются через полый вал 3, подшипник 11, зубчатое колесо 5, упругие элементы 6, поводки 7, колесо 8 – на колесную пару 9. Смещение поводков 7 к периферии зубчатого колеса 5 уменьшает жесткость упругих элементов 6 благодаря росту их толщины " c " в тангенциальном направлении, а отверстия 12 уменьшают жесткость упругих элементов 6 в радиальном направлении. Это обеспечивает надлежащую защиту электродвигателя 1 от толчков, действующих на него от стыков рельсов при движении локомотива.

Таким образом, в приводе крутящий момент передается на колесную пару 9 через упругие элементы 6 и через них же передаются сила тяжести и инерционные силы от электродвигателя 1 на колесную пару 9.

Полый вал 3 не мешает проводить осмотр оси колесной пары. Расчеты одного из вариантов практического выполнения предложенного упругого тягового привода колес для электровоза показали, что самые большие упругие относительные деформации упругих элементов (форма которых оптимизирована – для получения достаточной эластичности), наблюдаются на опоре, где расположен тяговый редуктор. При реализации наибольшей силы тяги при твердости резины в пределах 80 А (по Шору), относительные деформации не превышают $\epsilon = 0,18$, то есть находятся в допустимых пределах ($\epsilon < 0,2 \dots 0,3$).

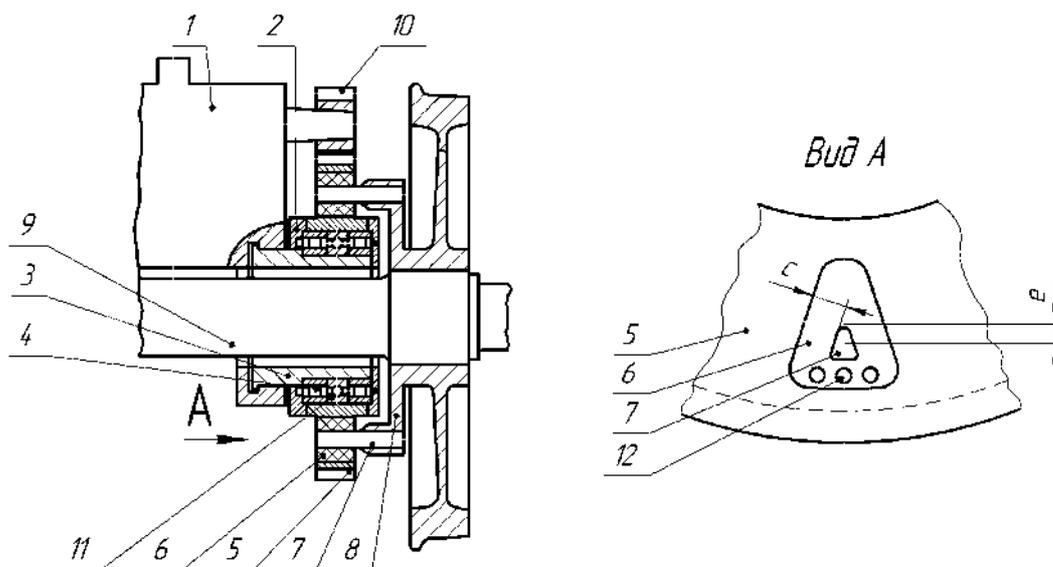


Рисунок 1 – Опорно-осевой привод с упругим опиранием тягового электродвигателя на колесную пару

Статический прогиб упругих элементов составляет 3 мм со стороны тягового редуктора и 2 мм – с противоположной стороны, что достаточно для защиты привода от динамических воздействий со стороны пути.

Таким образом, предложенный привод повышает надежность и упрощает эксплуатацию локомотива благодаря тому, что тяговый электродвигатель своей моторно-осевой частью через подшипники качения и упругие элементы опирается на колесную пару, что защищает их от динамических воздействий.

Список литературы

- 1 Бирюков, И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М. : Транспорт, 1986. – 256 с.
- 2 Привод колесных пар локомотивов с опорно-рамной подвеской электродвигателя «Винтертур» // Бюл. ЦНИИ МПС. – 1967. – № 1.
- 3 Опорно-осевой привод с упругим опиранием на колесную пару электродвигателя : пат. 87939 Украины : В61 С 9/00 (2014.01) / Мокроусов С. Д., Маслиев В. Г., Найш М. Н., Щербаков В. П., Нестеренко В. И., Нестеренко В. В.; заявитель и патентообладатель : Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт».

УДК 629.451

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОГНЕЗАДЕРЖИВАЮЩИХ (ПРОТИВОПОЖАРНЫХ) ПРЕГРАД ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ И МОТОВАГОННОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

А. О. МЕЙСТЕР, М. А. ЮХНЕВСКИЙ

ЗАО Научная организация «Тверской институт вагоностроения», Российская Федерация

С целью повышения пожаробезопасности подвижного состава и обеспечения безопасности пассажиров и обслуживающего персонала в соответствии с действующими стандартами пассажирские помещения в железнодорожном транспорте должны отделяться от служебных помещений огнезадерживающими преградами разной степени огнестойкости. Степень огнестойкости характеризуется следующими показателями потерь:

E – целостности конструкции, обусловленной образованием в конструкции сквозных трещин или отверстий, через которые на необогреваемую поверхность проникают продукты горения или пламя;

I – теплоизолирующей способности, характеризующейся повышением температуры на необогреваемой поверхности более чем на 140 °С;