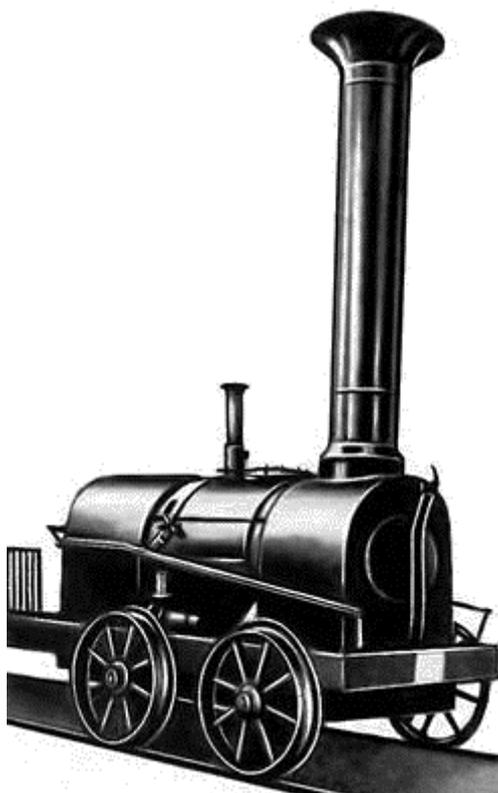




**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ:
ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОС:
II научно-технический семинар
г. Брянск, 9-10 апреля 2014 г.**



Брянск 2014

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Брянский государственный технический университет

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ:
ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОС:**

II научно-технический семинар

г. Брянск, 9-10 апреля 2014 г.

Сборник тезисов



Брянск
Издательство БГТУ
2014

УДК 629.4

Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ: II научно-технический семинар, г. Брянск, 9-10 апреля 2014 г. [Текст]+[Электронный ресурс]: сб. тез. / под ред. Д.Ю. Погорелова. – Брянск: БГТУ, 2014. – 88 с.

ISBN 978-5-89838-745-7

Рассмотрено применение современных программных комплексов моделирования динамики систем тел для решения исследовательских и конструкторских задач на железнодорожном транспорте. Освещены особенности применения программного комплекса «Универсальный механизм» в области компьютерного моделирования динамики железнодорожных экипажей на различных этапах проектирования и эксплуатации.

Сборник предназначен для специалистов, занимающихся вопросами динамики, прочности, износа на железнодорожном транспорте, а также может быть полезен для студентов и аспирантов железнодорожных вузов.

Редактор издательства Т.И. Королева
Компьютерный набор Н.И. Кулиничев, А.В. Сакало

Организационный комитет
Председатель:

Погорелов Дмитрий Юрьевич, д.ф.-м.н., проф.

Технический комитет:

Ковалев Роман Васильевич, к.т.н.

Языков Владислав Николаевич, к.т.н.

Сакало Алексей Владимирович, к.т.н.

Кулиничев Николай Игоревич, инж.

Ямпольцев Владимир Владимирович, инж.

Темплан 2014 г., п. 12

Подписано в печать 14.04.14 Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Офсетная печать. Усл.печ.л. 8,8 Уч.-изд.л. 8,8 Тираж 50 экз. Заказ

Издательство Брянского государственного технического университета
241035, Брянск, бульвар 50-летия Октября, 7, БГТУ. Тел. 58-82-49
Лаборатория оперативной полиграфии БГТУ, ул. Институтская, 16

ISBN 978-5-89838-745-7

© Брянский государственный
технический университет, 2014

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	6
Быков В.А., Спиров А.В. Применение программного комплекса «Универсальный механизм» для компьютерного моделирования динамики подвижного состава в ОАО «ВНИКТИ».....	7
Васильев А.С., Болдырев А.П. Математическое моделирование работы фрикционных амортизаторов удара с эластомерными распорными узлами.....	8
Войновский М.Г. Совершенствование математической модели эластомерного амортизатора удара.....	10
Гетманский В.В., Горобцов А.С. Актуальные задачи вычислительной механики в технологиях проектирования машин.....	13
Евтух Е.С., Сакало В.И. Накопление контактно-усталостных повреждений в колесах вагонов при наездах на рельсовые стыки.....	16
Жиров П.Д., Кравцов С.А. Учет температурного фактора при моделировании работы фрикционно-полимерных поглощающих аппаратов автосцепки.....	20
Зубачев В.О., Быков В.А. Компьютерное моделирование реальных условий движения и схода грузового поезда.....	23
Кобищанов В.В., Антипин Д.Я., Шорохов С.Г. Применение компьютерного моделирования для оценки безопасности железнодорожных пассажирских перевозок.....	25
Колпахчян П.Г., Андрищенко А.А., Зарифьян А.А. (мл.) Компьютерная модель скоростного пассажирского электровоза с асинхронным тяговым приводом.....	29
Коссов В.С., Оганьян Э.С., Волохов Г.М., Овечников М.Н. Апробация критериев стандартов США AAR S-660 и AAR S-669 программными расчётными средствами ОАО «ВНИКТИ».....	33
Кузьмицкий Я.О., Шевченко Д.В. Конечноеэлементное исследование изменения напряженного состояния железнодорожного колеса в процессе эксплуатации.....	36
Кулагин Д.А. Автоматизированная система управления динамикой моторвагонного подвижного состава.....	39

Лаптева В.О., Дьяков А.С., Горобцов А.С. Расчет маневров тележки для перевоза крупногабаритных грузов.....	42
Лысиков Н.Н., Погорелов Д.Ю., Языков В.Н. Использование программного комплекса «Универсальный механизм» в составе железнодорожных тренажеров.....	45
Лысиков Н.Н. Разработка модели сети железных дорог в рамках программного комплекса «Универсальный механизм».....	48
Мартынов И.Э., Шовкун В.А., Калмыков А.С. Анализ напряженно-деформированного состояния сдвоенного кассетного цилиндрического подшипника буксового узла грузового вагона.....	51
Михеев Г.В., Лысиков Н.Н., Погорелов Д.Ю., Круговова Е.А. Расчет динамической нагруженности и усталостной долговечности железнодорожных мостов методами компьютерного моделирования.....	52
Ольшевский А.А., Ольшевская М.А. Прямое моделирование НДС при маневровых соударениях вагона.....	56
Родиков А.Н. Моделирование динамики упругого железнодорожного пути в программном комплексе «Универсальный механизм».....	59
Родиков А.Н., Погорелов Д.Ю., Языков В.Н. Модель негерцевского многоточечного контакта колесо-рельс.....	62
Сакало А.В., Сакало В.И., Томашевский С.Б. Применение программного модуля «UM Rolling Contact Fatigue» для моделирования накопления контактно-усталостных повреждений в колёсах железнодорожного подвижного состава.....	64
Симонов В.А., Сакало В.И., Томашевский С.Б. Исследование нагруженности колес электровоза с учетом реализации предельных тяговых усилий.....	67
Симонов В.А. О выборе целевых функций для оценки динамических показателей и параметрический анализ подвижного состава средствами ПК «Универсальный механизм».....	71
Тарасов А.Н., Ковалев Р.В., Федяева Г.А. Моделирование динамики электромеханической системы маневрового тепловоза ТЭМ9Н.....	74
Томашевский С.Б. Моделирование движения колесных пар в упругой постановке в программном комплексе «Универсальный механизм».....	77

Федяева Г.А., Матюшков С.Ю., Федяев Н.А. Компьютерное моделирование динамических процессов в асинхронном тяговом электроприводе магистрального грузового тепловоза при нестационарных и аварийных режимах.....	79
Цыгановский И.А. Теоретическая оценка нагруженности бандажей колесных пар локомотивов.....	83
Языков В.Н. Моделирование тормозных систем поезда в программном комплексе «Универсальный механизм».....	86
Именной указатель.....	88

ПРЕДИСЛОВИЕ

Главная цель семинара состоит в том, чтобы собрать в одном месте представителей академической и прикладной науки и предприятий, таким образом обеспечив возможность плодотворных дискуссий и обмена мнениями.

Проведение семинара преследует следующие цели:

- обсуждение вопросов компьютерного моделирования динамики железнодорожного транспорта, расчета прочности и износа узлов и деталей подвижного состава;
- обмен опытом, повышение эффективности применения специализированных программных продуктов для инженерного анализа.

В рамках семинара организована школа пользователей программного комплекса «Универсальный механизм» (ПК УМ), где рассмотрены особенности применения программного комплекса для компьютерного моделирования железнодорожных экипажей на различных этапах проектирования и эксплуатации, проведены консультации по использованию ПК УМ. Представлены доклады пользователей, а также доклады разработчиков о последних достижениях и планах развития программного комплекса.

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Быков В.А.*, Спиров А.В.

*Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт
подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»)
Россия, 140402, Московская область, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, 410
Тел. +7 (496) 618-82-18 доб. 11-63, факс: +7 (496) 618-82-27, e-mail: vniktiod@yandex.ru

**ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА
«УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ» ДЛЯ КОМПЬЮТЕРНОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
В ОАО «ВНИКТИ»**

Ключевые слова: компьютерное моделирование, динамика, железнодорожный подвижной состав.

Обобщены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики подвижного состава железных дорог, выполненных во ВНИКТИ за последние годы.

Представлены разработанные компьютерные модели подвижного состава (локомотивов, вагонов, путевых машин), использованных для выбора рациональных параметров рессорного подвешивания, проверки прохода сцепами кривых малого радиуса, исследований по обеспечению безопасности движения и допустимого воздействия на путь.

Выполнено сравнение результатов компьютерного моделирования и натуральных экспериментов, проведенных в рамках договорных работ с ОАО «РЖД» и другими организациями.

Показаны направления перспективных работ в области компьютерного моделирования, проводимых во ВНИКТИ.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Васильев А.С., Болдырев А.П.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-08-10

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ФРИКЦИОННЫХ АМОРТИЗАТОРОВ УДАРА С ЭЛАСТОМЕРНЫМИ РАСПОРНЫМИ УЗЛАМИ

Ключевые слова: поглощающий аппарат, продольная нагруженность вагона.

Введение

При маневровых соударениях наблюдаются наибольшие значения продольных сил, действующих на вагоны со стороны автосцепок. Этот режим формирования динамических нагрузок при выборе рациональных параметров поглощающих аппаратов является первостепенным. Однако при переходных режимах движения поездов меньшие по величине силы повторяются большее число раз. Они также приводят к накоплению повреждений. При проектировании оптимальных конструкций поглощающих аппаратов во всех режимах движения силы должны быть минимальными.

Результаты математического моделирования

Для оценки эксплуатационных характеристик перспективных фрикционных аппаратов с эластомерными распорными узлами ПМК-РБП-120, ПМК-РБЭ-120 [1,2], а также АВК-120П, АВК-120Э [3;4] была исследована продольная нагруженность вагонов при различных режимах эксплуатации. Разработаны математические модели амортизаторов с учетом поперечной податливости корпуса и без ее учета. Наибольшую согласованность с результатами экспериментов показала модель, учитывающая поперечную податливость корпуса аппарата. Расхождения по максимальной силе и по максимальному ходу не превысили 8%. После идентификации параметров по результатам проведенных статических и динамических испытаний математические модели аппарата АВК-120П прошли проверку адекватности.

Исследования на математических моделях, а также результаты испытаний показали, что силовые характеристики перспективных аппаратов лишены скачков силы, характерных для амортизаторов удара фрикционного типа. Максимальные силы сопротивления аппаратов зависят от начальной скорости соударения и определяются параметрами распорных элементов. При малых начальных скоростях соударения силовые характеристики

амортизаторов близки к характеристикам квазиидеального амортизатора удара.

На основе анализа влияния параметров конструкций на силовые характеристики аппаратов рассчитаны рациональные параметры аппаратов, при которых достигаются максимальные значения энергоемкости и коэффициента полноты силовых характеристик. Значения эксплуатационных показателей близки к нормативам для аппаратов класса Т2 и Т3.

Рассчитано статистическое распределение продольных нагрузок, действующих на вагон, оснащенный перспективными аппаратами. При построении статистического распределения продольных сил рассмотрены все режимы эксплуатации грузового вагона. Результаты расчетов показали, что перспективные фрикционные аппараты по сравнению с серийными работают эффективнее при маневровых соударениях. Большая часть сил попала в интервал 0,5...1,5 МН. Характерно снижение вероятности возникновения сил свыше 1,5 МН. Для переходных режимов движения поезда также наблюдается снижение вероятности возникновения сил свыше 1 МН для перспективных поглощающих аппаратов.

Заключение

Полученные теоретические и экспериментальные результаты позволяют рекомендовать данные аппараты к широкому внедрению на железнодорожном подвижном составе.

Список литературы

1. Васильев, А.С. Разработка фрикционных амортизаторов с объёмным распорным блоком / А.С. Васильев, А.П. Болдырев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2011. – №2. С. 25-30.
2. Васильев, А.С. Исследование работы поглощающих аппаратов с объёмными распорными блоками / А.С. Васильев, Э.А. Фатьков // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №1. С. 57-62.
3. Васильев, А.С. Разработка и исследование фрикционного амортизатора удара с упругим распорным узлом / А.С. Васильев, Б.Г. Кеглин, А.П. Болдырев, А.П. Шлющенко // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2012. – №1. С. 25-31.
4. Васильев, А.С. Исследование характеристик фрикционно-эластомерного амортизатора удара и расчёт напряжённо-деформированного состояния его узлов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №2. С. 33-41.

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Войновский М.Г.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-08-10, e-mail: mak3989@yandex.ru

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛАСТОМЕРНОГО АМОРТИЗАТОРА УДАРА

Ключевые слова: математическая модель, турбулентный и ламинарный режим.

Введение

Амортизаторы удара широко применяются на железнодорожном транспорте, в авиации, различных объектах оборонной техники. В последние годы развиваются противоударные устройства в вагонах и локомотивах. Для этого используют амортизаторы, называемые поглощающими аппаратами автосцепки; они предназначены защитить подвижной состав как в случае аварийных ситуаций, так и при рабочих процессах соударения вагонов на сортировочных горках и переходных режимах ведения поезда.

Работы по созданию новых и совершенствованию существующих амортизаторов удара ведутся как у нас в стране, так и за рубежом [2,3]. Ограничение на подвижном составе габаритов амортизирующего устройства не позволяет повышать его энергоемкость в существующих конструкциях, что побуждает к созданию новых принципиальных схем и новых материалов. Так, для вагонов, перевозящих дорогостоящие и опасные грузы, в настоящее время применяют конструкции, в которых рабочим телом являются эластомерные материалы, отличающиеся значительной объемной сжимаемостью. Как правило, это высоковязкие полимеры на основе высокомолекулярного силоксанового каучука; при давлении порядка 500 МПа объемная сжимаемость таких материалов составляет 15...17 %.

Основной раздел

В работе рассматривалось моделирование эластомерного амортизатора удара на основе поглощающего аппарата ЭПА-110, разработанного на кафедре «Динамика и прочность машин» БГТУ. Была выведена зависимость для построения статической силовой характеристики. По данным эксперимента были идентифицированы значения для E_0 – модуль упругости эластомера при относительно малых давлениях и a – эмпирический коэффициент и сопоставлены расчетная и экспериментальная статические характеристики (рис. 1).

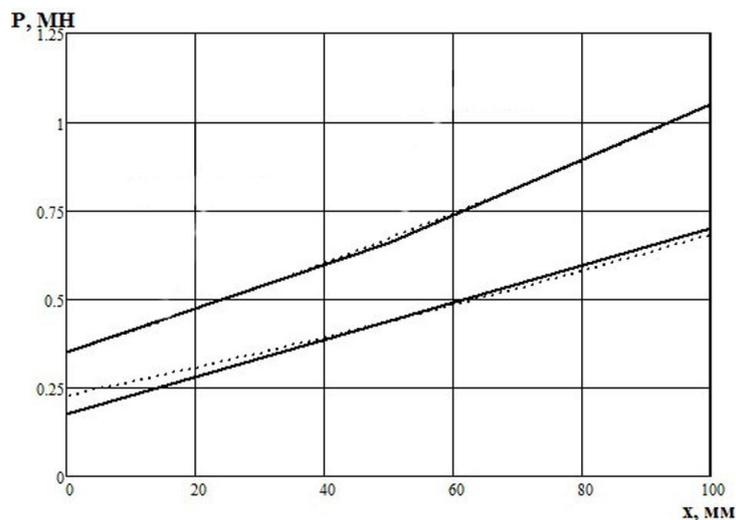


Рис. 1. Статические характеристики эластомерного аппарата:
 ————— экспериментальная расчетная

Для построения динамической силовой характеристики рассматривался процесс удара вагона в недеформируемый упор, который воспроизводит испытания на стенде-горке БСЗ – БИТМ. Были усовершенствованы математические модели для ламинарного и турбулентного течений жидкости, представленные в [1]. На рис. 2 и рис. 3 приведены расчетные и экспериментальные силовые характеристики при ламинарном и турбулентном течении жидкости для разных скоростей удара.

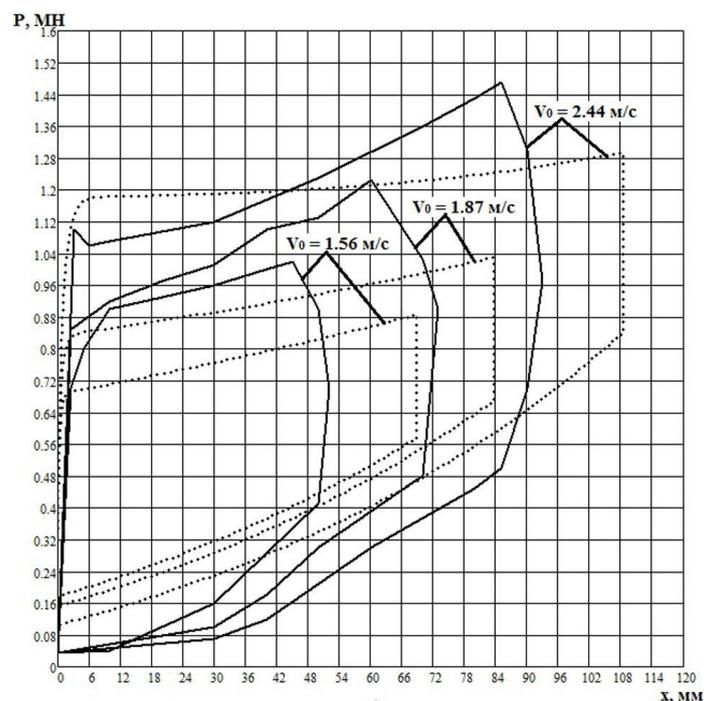


Рис. 2. Динамические силовые характеристики, соответствующие турбулентному режиму перетекания жидкости при $\mu = 0,6$:
 ————— экспериментальная расчетная

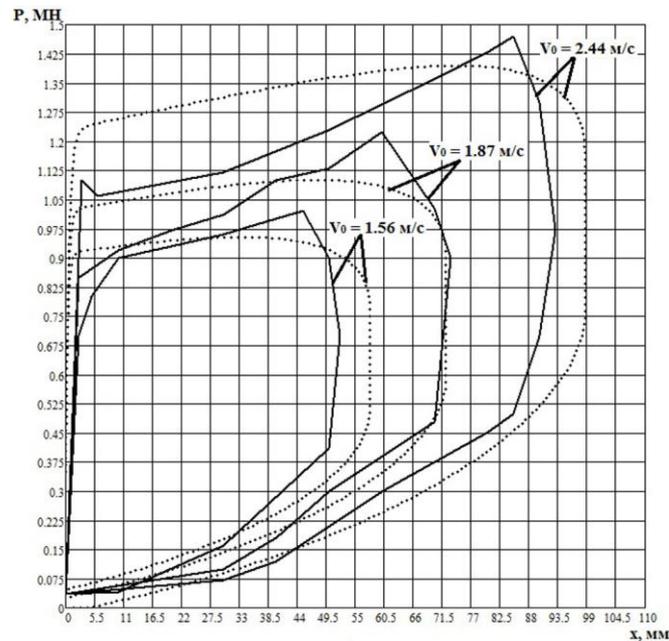


Рис. 3. Динамические силовые характеристики, соответствующие ламинарному режиму перетекания жидкости при $\nu = 1,6 \times 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$:
 — экспериментальная расчетная

Заключение

Ламинарная модель обеспечивает наименьшее расхождение расчета и эксперимента по сравнению с турбулентной: у ламинарной расхождение максимального хода не превышает 1...11 %, расхождение по максимальной силе – 12...16 %. Это позволяет рекомендовать ламинарную модель для эластомерного амортизатора удара; более точное теоретическое и математическое обоснование требует более глубоких экспериментов, прежде всего, с регистрацией в процессе удара давлений хотя бы в одной из камер.

Список литературы

1. Болдырев, А.П. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава / А.П. Болдырев, Б.Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 2004. – 199 с.
2. Никольский, Л.Н. Амортизаторы удара подвижного состава / Л.Н. Никольский, Б.Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 1986.
3. Iwnicki, S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. – CRC Press Taylor & Francis Group, Boca Raton, FL, 2006.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.1

Гетманский В.В., Горобцов А.С.

Волгоградский государственный технический университет
Россия, 400005, г. Волгоград, пр. им. Ленина, 28
Тел. +7 (8442) 24-84-87, e-mail: victor.getmanski@vstu.ru, vm@vstu.ru

АКТУАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКИ В ТЕХНОЛОГИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

Ключевые слова: математическое моделирование, динамика систем тел, транспортные машины, робототехника.

Введение

Возможности современных методов вычислительной механики позволяют расширить круг решаемых задач и повысить востребованность таких методов. Можно выделить несколько областей, за счет которых можно увеличить привлекательность технологий моделирования динамики систем тел. Рассматриваются особенности применения методов моделирования в управляемых подсистемах транспортных средств, робототехнических системах, а также вопросы идентификации вибрационных полей в многомерных конструкциях и мультифизические задачи.

Системы управления адаптивными и активными подвесками транспортных средств

Существенное повышение технических характеристик современных машин может быть достигнуто только с использованием развитых подсистем управления различными агрегатами и системами на основе микропроцессорной техники. Такие подсистемы управления, например в подвесках транспортных средств, могут характеризоваться десятками датчиков и исполнительных устройств. Ключевым элементом таких систем управления является управляющая программа, отладка которой на натурном образце требует больших материальных и временных затрат.

Для отладки управляющих программ микропроцессорных систем управления в комплексе ФРУНД реализован специальный интерфейс (рис. 1), который включает в себя макет пульта управления и модель управляемого объекта. Модель управляемого объекта содержит подмодели управляемых элементов, связанных с программой управления. Такая функция системы моделирования позволяет тестировать управляющую программу на виртуальной модели.

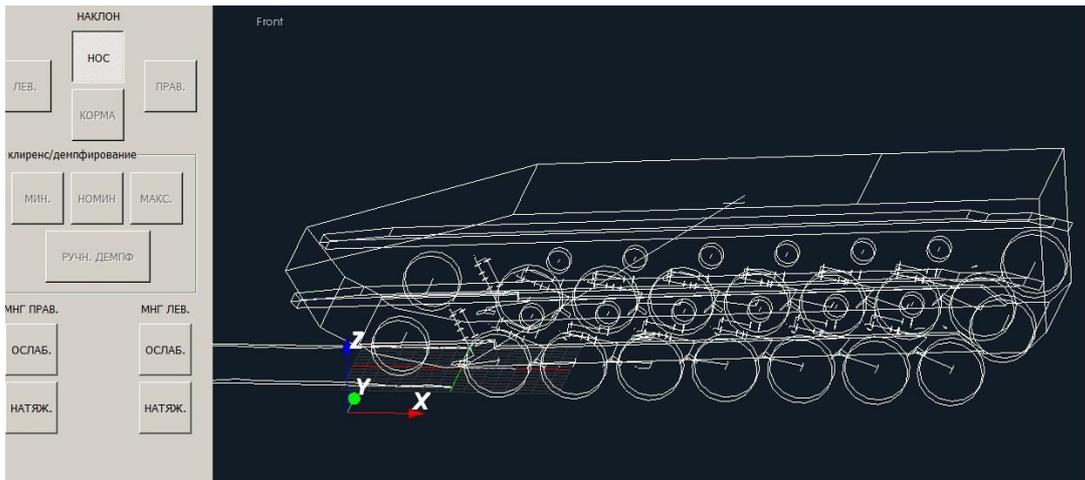


Рис. 1. Экран интерфейса тестирования управляющих программ в системе моделирования ФРУНД

Синтез управляемого движения в робототехнических системах

Задача синтеза управляемого движения робототехнических систем в настоящее время является весьма актуальной. В комплексе моделирования ФРУНД реализован метод синтеза управляемого движения систем методом обратной задачи (рис. 2).

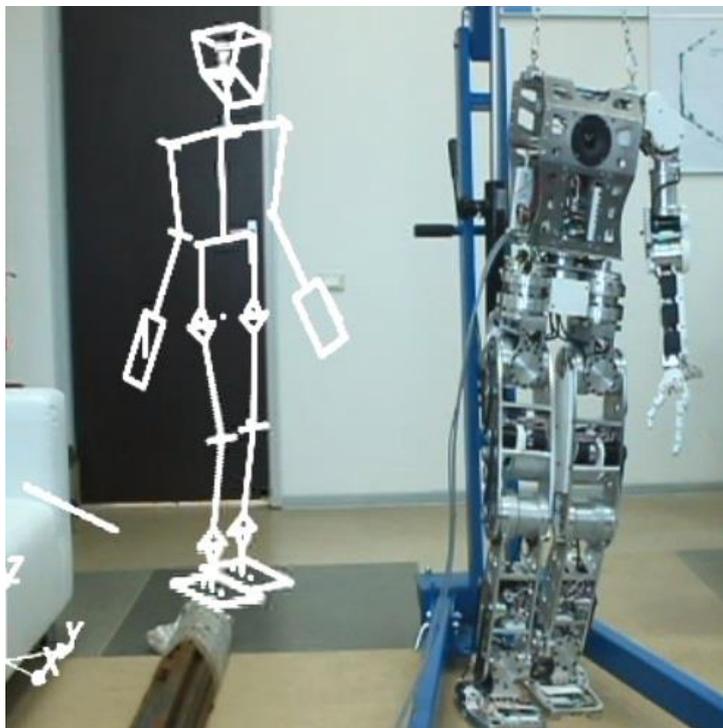


Рис. 2. Синтез управления шагания андроида, слева – многотельная модель, справа – управляемый андроид

Мультифизические задачи

В рамках системы моделирования ФРУНД реализован метод расчета разнородных физических задач, в частности расчет напряженно-деформированного состояния и теплового состояния. На рис. 3 показаны результаты расчета нагрева элементов зубчатого редуктора. Входной тепловой поток определяется из многотельной модели редуктора, входящей в модель автомобиля.

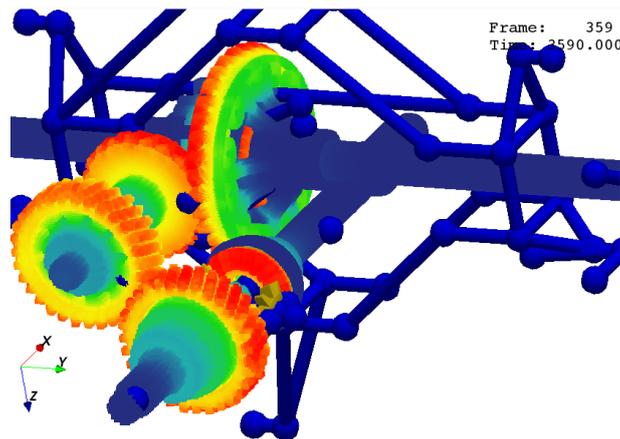


Рис. 3. Тепловое поле элементов главной передачи

Расчетный и экспериментальный анализ вибраций в пространственных конструкциях

Анализ вибраций пространственных конструкций является сложной актуальной задачей. В системе ФРУНД разработаны методы визуализации форм колебаний, полученных по результатам расчетов при случайном возмущении. Аналогичная визуализация используется и для представления многомерных массивов экспериментальных данных, получаемых в натуральных экспериментах с датчиков ускорений.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Евтух Е.С., Сакало В.И.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: sakalo@tu-bryansk.ru

НАКОПЛЕНИЕ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОЛЕСАХ ВАГОНОВ ПРИ НАЕЗДАХ НА РЕЛЬСОВЫЕ СТЫКИ

Ключевые слова: рельсовый стык, зазор, сила удара, накопление повреждений.

Закон распределения величин зазоров в рельсовых стыках

Получены статистические данные о величинах зазоров в рельсовых стыках на участках бесстыкового пути Брянск-Льговской дистанции Московской железной дороги длиной 722 км. Измерено 4026 стыковых зазоров. Диапазон изменения величины зазоров составил от 0 до 25 мм. Он разбит на 13 равных интервалов. Полигон частот значений стыковых зазоров показан на рис.1.

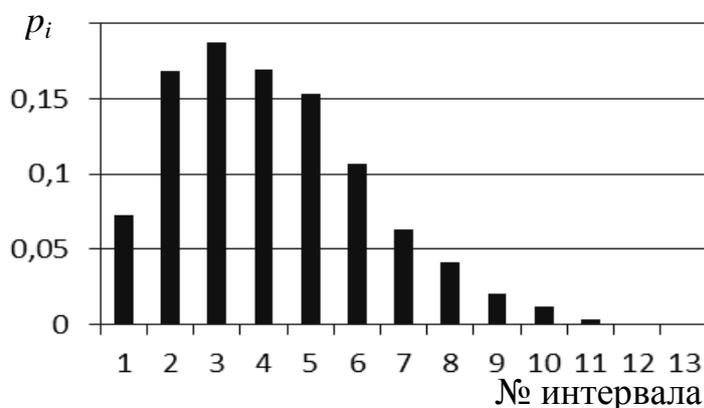


Рис. 1. Полигон частот стыковых зазоров

На оси абсцисс указаны номера интервалов вариационного ряда значений зазоров, а по оси ординат отложены вероятности значений зазоров, соответствующих серединам интервалов. Установлено, что распределение величин зазоров подчиняется закону Вейбулла. Определены значения коэффициентов дифференциальной функции

$$f(x) = \frac{b}{a} \left(\frac{x}{a}\right)^{b-1} e^{-x/a}, \quad (1)$$

описывающей распределение Вейбулла, $a = 1,8$; $b = 7,93$.

Напряжения в контакте колеса и рельса

Напряжения в контакте колеса и рельса в случае, когда колесо располагается над кромкой рельса, вычислены методом конечных элементов с использованием фрагментов, прилегающих к области контакта. Фрагмент колеса имел размеры 60, 30 и 60 мм поперек рельса, по вертикали и вдоль рельса соответственно, фрагмент рельса – 60, 35 и 30 мм. Расчеты выполнены для неизношенного колеса и рельса при центральном положении колесной пары на рельсовом пути для нагрузок от колеса на рельс 62.5, 110, 150 и 300 кН. Связь между нормальной силой в контакте и максимальным давлением аппроксимирована зависимостью

$$p_0 = 258P^{0,454}. \quad (2)$$

Связь между силой P и сближением колеса и рельса α аппроксимирована степенной зависимостью

$$P = \beta\alpha^{1,578}, \quad (3)$$

где $\beta = 1,387 \cdot 10^{11}$, α подставляется в м, P получается в кН.

Если колесо располагается на достаточном удалении от рельсового стыка, максимальное давление определяется с использованием решения Герца

$$p_0 = 213,86\sqrt[3]{P}. \quad (4)$$

Значение нормальной силы в контакте P в зависимостях (2) и (4) подставляется в кН, а максимальное давление p_0 получается в МПа.

Сила ударного взаимодействия колеса и рельса при наезде колеса на рельсовый стык

При перекаtywании колесной пары через стыковое соединение рельсов происходит скачкообразное перемещение мгновенного центра вращения из точки A на отдающем конце рельса в точку B принимающего рельса (рис. 2).

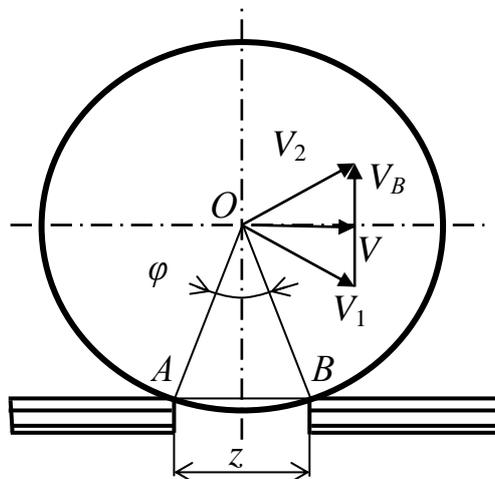


Рис. 2. Колесо на рельсовом стыке

Это приводит к мгновенному изменению направления вектора скорости центра масс колесной пары за счет мгновенного возникновения вертикального вектора скорости V_B

$$V_B = \frac{z}{R_k} V, \quad (5)$$

где V – скорость движения вагона; z – величина зазора; R_k – радиус круга катания колеса.

Для определения силы удара между колесом и рельсом P использовано решение задачи о соударении двух твердых тел [1,2]. Рельс считается неподвижным. Уравнение вертикального движения колеса

$$m\ddot{\alpha} = -P(\alpha), \quad (6)$$

где m – масса колеса, α – сближение тел.

После интегрирования уравнения (6) и учета начальных условий получено выражение для наибольшего сближения при ударе

$$\alpha_{max} = \left(\frac{1,289}{\beta} m V_B^2 \right)^{0,3878}. \quad (7)$$

Для определения максимальной ударной силы P_{max} (Н) на стыке рельсов в зависимости от поступательной скорости движения вагона V (м/с) и величины зазора z (м) в стыке получена зависимость

$$P_{max} = \beta^{0,3878} \left(1,289 m_{об} \frac{z^2 V^2}{R_k^2} \right)^{0,6121}, \quad (8)$$

где в качестве массы m принимается масса обода колеса $m_{об}$.

Влияние стыков на накопление контактно-усталостных повреждений в колёсах

Для определения накопленных повреждений использована кривая контактной усталости колесной стали, полученная в работе [3]. Кривая аппроксимирована зависимостью $N = 2,682 \cdot 10^{11} p_0^{-1,729}$, где N – количество циклов нагружения образца сжимающей силой до образования трещины. При пределе контактной выносливости колесной стали $p_0 = 1000$ МПа повреждающими являются нормальные силы в контакте превышающие 102,24 кН.

Для оценки долговечности колеса при движении вагона по бесстыковому пути без учета рельсовых стыков использованы результаты моделирования движения полувагона массой 80 тонн со скоростью 72 и 90 км/ч. Рассчитана накопленная поврежденность за 1000 км пробега вагона с учетом полученного распределения контактных сил. Она определена с использованием линейной гипотезы суммирования повреждений $\sum(n_i/N_i)$, где n_i – число реализаций контакта при нормальной силе P_i , N_i – количество циклов до образования трещины при этой силе. Для скоростей движения вагона 72 и 90 км/ч поврежденности составили 0,033 и 0,036.

На длине пути 1000 км число стыков равно 5576. Анализ решения контактных задач позволил установить, что размер области, в пределах ко-

торой напряжения могут считаться повреждающими, составляет 30 мм в окружном направлении. Вероятность попадания такой области на стык равна 0,01. Тогда на пробеге 1000 км число попаданий области на стык составляет $5576 \cdot 0,01 = 56$.

В связи с тем, что ударная сила зависит от зазора в рельсовом стыке, расчет накопления повреждений в колесе выполнен с учетом вероятности значения зазора. На рис. 3 приведена картина линий равных чисел циклов до образования трещины в колесе в зависимости от зазора в рельсовом стыке и скорости движения вагона.

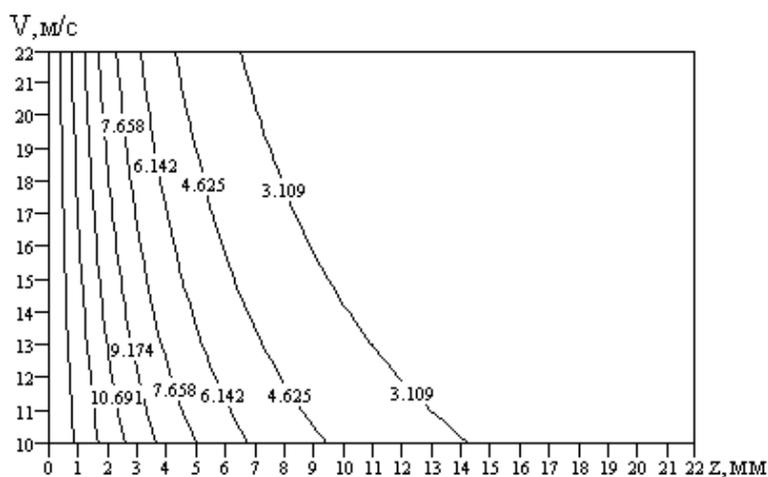


Рис. 3. Изолинии чисел циклов до разрушения материала колеса (цена изолинии умножена на 10^{-5})

Накопленная поврежденность, обусловленная наездом на рельсовые стыки, на длине 1000 км составляет: $17,73 \cdot 10^{-5}$ и $21,0 \cdot 10^{-5}$ при скоростях 72 и 90 км/ч. Наличие стыков в рельсовом пути приводит к повышению интенсивности накопления повреждений на 0,537 и 0,58% соответственно.

Список литературы

1. Тимошенко, С.П. Теория упругости: [пер. с англ.] / под ред. Г.С. Шапиро. – 2-е изд. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 560 с.
2. Мямлин, С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
3. Школьник, Л.М. Повышение стойкости вагонных колёс в эксплуатации карбонитридным упрочнением стали / Л.М. Школьник, Д.П. Марков, Ю.С. Пройдак и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 1994. – №6. – С. 40-44.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Жиров П.Д., Кравцов С.А.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
e-mail: pashadsm@ya.ru, kravtsovs_bryansk@mail.ru

УЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОТЫ ФРИКЦИОННО-ПОЛИМЕРНЫХ ПОГЛОЩАЮЩИХ АППАРАТОВ АВТОСЦЕПКИ

Ключевые слова: поглощающий аппарат, температурный фактор, математическая модель, критерии эффективности, статическое распределение.

В настоящее время на подвижном составе железных дорог идет активное внедрение фрикционно-полимерных поглощающих аппаратов автосцепки (ПМКП-110 и РТ-120), взамен несоответствующих современным требованиям фрикционных амортизирующих устройств с пружинным подпорным блоком (ПМК-110, Ш-2-В, Ш-1-ТМ и др.). Использование полимерного упругого блока повышает полноту и энергоемкость силовых характеристик амортизатора. Это достигается путем повышения жесткости подпорного комплекта, что позволяет уменьшить управляющие углы клиновой системы и соответственно стабилизировать трение на вспомогательных поверхностях. Кроме того, демпфирующие свойства полимеров значительно снижают фрикционные автоколебания, сопровождающие ударное сжатие.

Однако, как показывает опыт эксплуатации, характеристики фрикционно-полимерных поглощающих аппаратов, работающих в различных климатических условиях и температурных режимах, существенно зависят от температуры [1]. Наиболее подвержен влиянию температуры полимерный подпорный блок поглощающего аппарата. Данное исследование посвящено сравнению влияния низкой (-60°C) и нормальной ($+15^{\circ}\text{C}$) температуры на количественные и качественные характеристики поглощающих аппаратов автосцепки и уточнению математической модели подпорного полимерного блока амортизатора удара, учитывающей влияние температуры.

В соответствии с методикой исследования были проведены эксперименты по определению статических характеристик полимерного подпорного блока при двух температурах (-60°C и $+15^{\circ}\text{C}$). Результаты приведены на рис. 1 и 2.

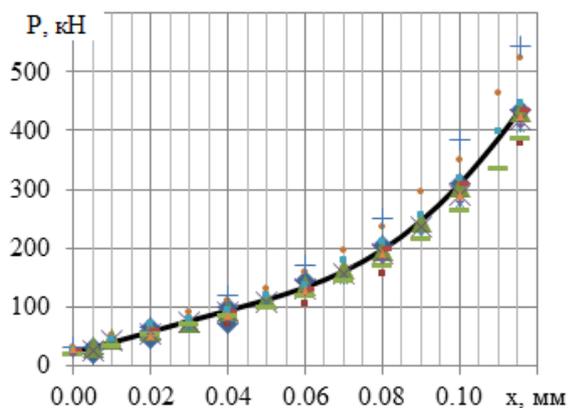


Рис. 1. Экспериментальные статические силовые характеристики при температуре +15 °С

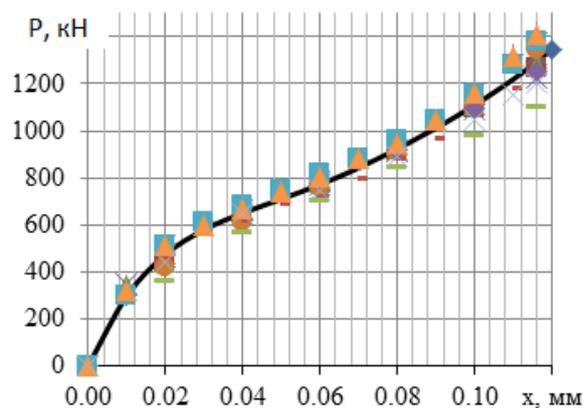


Рис. 2. Экспериментальные статические силовые характеристики при температуре -60 °С

По экспериментальным силовым характеристикам строилась математическая модель подпорного блока; использовался полином пятой степени, который даёт достаточную сходимость с полученными экспериментальными данными и не усложняет математическую модель поглощающего аппарата в целом. Коэффициенты полиномов определялись по методу наименьших квадратов.

Вид полинома для температуры +15°С имеет следующий вид:

$$F(x) = -46\,820\,919,39x^5 + 14\,593\,307,23x^4 - 1\,263\,442,12x^3 + 43\,772,74x^2 + 1\,192,90x + 24,35.$$

Вид полинома для температуры -60°С имеет следующий вид:

$$F(x) = 211\,656\,195,75x^5 - 83\,124\,503,95x^4 + 12\,866\,146,25x^3 - 933\,596,45x^2 + 37\,733,85x + 2,30.$$

Математические модели прошли проверку адекватности по F-критерию (дисперсия адекватности $S_{ад}^2$ меньше средней дисперсии воспроизводимости $\bar{S}^2(y)$ ($13,3 \text{ МН} < 97,4 \text{ МН}$)). Погрешность по максимальной силе не превышает 5%, по максимальному ходу – 1%.

Математические модели включались в математическую модель поглощающего аппарата ПМКП-110 [2].

Расчет надежности и долговечности элементов вагона, определение оптимальных параметров амортизаторов удара и решение ряда других задач требуют знания статистических распределений продольных сил, действующих на подвижной состав через автосцепку. В результате расчета фиксировались глобальные экстремумы сжимающих сил, возникающих при ударе вагона, оборудованного поглощающим аппаратом ПМКП-110. Полученные статистические распределения экстремумов сил приведены на рис. 3.

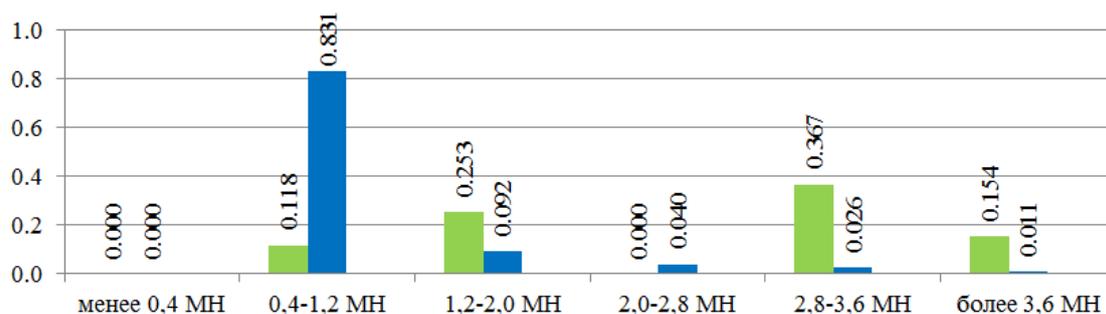


Рис. 3. Статистическое распределение экстремумов сжимающих сил, действующих на вагон при маневровых соударениях: ■ – при температуре -60°C ; ■ – при температуре $+15^{\circ}\text{C}$

Анализ полученных данных показывает существенные отклонения статических распределений для низкой и нормальной температур.

В табл. 1 представлены значения критериев эффективности, рассчитанных по статистическому распределению максимальных сжимающих сил при маневрах для различных температур. Расчеты проведены для грузового вагона, оборудованного поглощающим аппаратом ПМКП-110.

Таблица 1. Сравнение критериев эффективности, рассчитанных для различных температур

Учет факторов	$J_{об}$, усл. ед	$J_{уст}$, усл. ед	$J_{п.в.}$, усл. ед
$+15^{\circ}\text{C}$	2044	1365	0,97
-60°C	29900	19120	15,4
Отличие, %	1462	1400	1500

Данные расчетов показали, что учет фактора низкой температуры приводит к значительному повышению значения критериев эффективности, для $J_{об}$ это повышение составляет 1400%.

В результате проведенного исследования можно сделать следующий вывод, что низкая температура существенно влияет на характеристики фрикционно-полимерных поглощающих аппаратов и поэтому важным фактором является строгое соблюдение скоростного режима при маневровых операциях на сортировочных горках.

Список литературы

1. Жиров, П.Д. Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы поглощающих аппаратов автосцепки: дис... канд. техн. наук. – Брянск, 2012.
2. Болдырев, А.П. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава / А.П. Болдырев, Б.Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 2004. – 199 с.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Зубачев В.О., Быков В.А.

Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт
подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»)

Россия, 140402, Московская область, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, 410
Тел. +7 (496) 618-82-48 доб. 19-71, факс: +7 (496) 618-82-27, e-mail: valent1983@mail.ru

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ И СХОДА ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА

Ключевые слова: подвижной состав, продольно-динамические силы, безопасность движения, рельсовая колея.

Введение

Проведено компьютерное моделирование реальной ситуации схода грузового поезда. Выполнены виртуальные эксперименты для исследования взаимодействия единиц подвижного состава между собой и воздействия на рельсовую колею. Определены продольные силы, возникающие в автосцепках и поперечные силы от взаимодействия колёс экипажей с рельсами. Проанализированы положение колёсной пары относительно рельсовой колеи и полученные результаты.

Основной раздел

В настоящее время компьютерное моделирование предоставляет широкие возможности для моделирования динамики подвижного состава. Из зарубежных программных продуктов, применяющихся для моделирования динамики железнодорожных экипажей, можно выделить «VI-Rail» компании VI-Grade. Из российских – программный комплекс «Универсальный механизм». Эти программы позволяют решать множество железнодорожных задач, например задачи безопасности движения, где для экипажей в составе поезда необходимо анализировать величины показателей, которые могут быть получены только в пространственной постановке, такие как силы отжатия рельсов, коэффициенты устойчивости при вкатывании колес и другие. При этом все остальные экипажи поезда, пространственная динамика которых не исследуется, могут быть любыми упрощенными моделями, например одномассовыми.

ОАО ВНИКТИ выполнены расчёты по моделированию движения грузового поезда (вес 4481 т, 48 полувагонов с двумя тепловозами в головной части 3ТЭ10МК и с подталкивающим тепловозом 3ТЭ10МК в хвостовой части) на участке подхода и в месте схода, допущенного на участке Комсомольск-на-Амуре - Высокогорная Дальневосточной железной дороги.

Моделирование проводилось в программном комплексе «Универсальный механизм» в два последовательных этапа.

На первом этапе в модуле «UM Train» была разработана модель поезда, состоящая из одномассовых моделей экипажей, имеющих одну степень свободы (вдоль пути). В результате проведённых виртуальных экспериментов получены продольные силы, возникающие в автосцепках экипажей при движении состава с заданными параметрами во всех сечениях поезда.

На втором этапе моделирование проводилось в модуле «UM Train 3D». Это позволило уточнить динамическое поведение экипажей в сечении поезда, в котором наблюдались максимальные значения продольных сил, и оценить боковые силы взаимодействия колёс и рельсов, которые являются важным показателем, оценивающим силовое воздействие экипажа на путь.

Заключение

Полученные в результате расчёта продольно-динамические силы в поезде сопоставлены с максимально допустимыми по безопасности движения сжимающими продольными силами. Проанализировано положение колёсной пары относительно рельсовой колеи в момент действия максимальных боковых сил, полученных в расчёте.

Боковые силы сопоставлены с максимально допустимыми по условию предотвращения распора колеи от одной колёсной пары и от группового действия колёсных пар тележки.

Список литературы

1. Временные методические указания по обеспечению безопасности движения грузовых поездов повышенного веса и длины ЦД-ЦТ-ЦП №4805.
2. Шахунянц, Г.М. Железнодорожный путь / Г.М. Шахунянц. – М.: Трансжелдориздат, 1961. – 615 с.
3. Лысюк, С.В. Причины и механизмы схода колеса с рельса. Проблема износа колёс и рельсов: 2-е изд. – М.: Транспорт, 2002. – 215 с.
4. Инструкция по расшифровке лент и оценке состояния рельсовой колеи по показаниям путеизмерительного вагона ЦНИИ-2 и мерам по обеспечению безопасности движения поездов ЦП-515. – М., 1999. – 43 с.
5. Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути ЦП-774. – М., 2000. – 53 с.
6. Заключение по воздействию тяжеловесных поездов на параметры рельсовой колеи на Кузнецовском перевале. – Хабаровск, 2009. – 38 с.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Кобищанов В.В., Антипин Д.Я., Шорохов С.Г.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-04-66, e-mail: shorsg@yandex.ru

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ БЕЗОПАСНОСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПАССАЖИРСКИХ ПЕРЕВОЗОК

Ключевые слова: безопасность, моделирование, поезд, манекен, столкновение.

Введение

Обеспечение безопасности пассажирских перевозок является одной из ключевых задач функционирования железнодорожного транспорта. Современный этап развития железных дорог характеризуется модернизацией технических средств и внедрением высокоскоростного подвижного состава, что является следствием принятия в 2008 г. правительством Российской Федерации «Стратегии развития железнодорожного транспорта» до 2030 г. [1]. Внедрение подвижного состава нового поколения приводит к увеличению риска возникновения аварийных ситуаций, связанных с продольными столкновениями поездов с препятствиями на железнодорожном пути. При этом наиболее вероятными являются соударения на железнодорожных переездах, что особо актуально для железных дорог России, имеющих значительное число нерегулируемых переездов. Опасность подобных аварий заключается в невозможности оценки последствий столкновения, поскольку заранее неизвестен сценарий их развития. В связи с этим развитие высокоскоростного железнодорожного сообщения требует разработки мероприятий по повышению безопасности пассажирских перевозок.

В настоящее время существует два основных подхода к анализу безопасности пассажиров в аварийных ситуациях – проведение натурных экспериментов с использованием антропометрических моделей манекенов и математическое моделирование сценариев аварийных ситуаций [2,3]. В отечественной практике применение первого подхода не получило широкого распространения, что объясняется высокой стоимостью подготовки и проведения испытаний пассажирского подвижного состава в условиях продольных столкновений с препятствиями. Российскими специалистами оценка безопасности пассажиров проводится исключительно методами математического моделирования.

Целью работы является оценка безопасности пассажиров и членов локомотивных бригад при продольном столкновении электропоезда с препятствием методами математического моделирования аварийной ситуации.

Основной раздел

Оценка безопасности пассажиров и членов локомотивных бригад при аварийном соударении электропоезда с препятствием проводится на основе предложенной двухэтапной методики.

На первом этапе разрабатываются компьютерные модели электропоезда, препятствия и антропометрического манекена, а также проводится компьютерное моделирование сценария аварийного столкновения электропоезда с препятствием на переезде. В результате определяются уровни динамических воздействий и ускорений элементов несущих конструкций кузовов вагонов электропоезда и элементов манекенов, моделирующих пассажиров и членов локомотивной бригады. На втором этапе на основе полученных данных рассчитываются критерии травмирования, значения которых сопоставляются с допускаемыми уровнями, регламентированными нормативной документацией [4]. По результатам расчетов определяются наиболее опасные с точки зрения травмирования элементы внутреннего оборудования и интерьера пассажирского салона и кабины машиниста, требующие модернизации.

В качестве объекта исследования рассматривается аварийное столкновение электропоезда постоянного тока ЭД4М производства ОАО «Демиховский машиностроительный завод» с грузовым микроавтобусом Mercedes-Benz Sprinter на автомобильном переезде. Моделирование аварийной ситуации проводится в твердотельной постановке.

Твердотельная динамическая модель электропоезда состоит из моделей двух головных вагонов, двух моторных и одного прицепного. В расчетной схеме кузова вагонов представляются абсолютно твердыми телами с реальными геометрическими и инерциальными характеристиками. Ходовые части вагонов электропоезда включаются в модель в виде подсистем, состоящих из твердых тел, объединенных упругодиссипативными контактными силовыми элементами и шарнирами. Динамическая модель грузового микроавтобуса Mercedes-Benz Sprinter представлялась системой абсолютно твердых тел, связанных между собой силовыми элементами и шарнирами. Разработка и расчет модели проводился в среде программного комплекса моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм» [5].

Верификация динамической модели электропоезда выполнена путем сопоставления данных натурных ходовых испытаний с результатами, полученными расчетным путем. Сопоставление проводилось по значениям вертикальных ускорений кузова и рамной силы от скорости движения вагона. Анализ показал, что результаты, получаемые с использованием раз-

работанной компьютерной модели электропоезда, близки результатам ходовых испытаний, что подтверждает ее адекватность.

Для анализа безопасности человека разработана компьютерная твердотельная модель антропометрического манекена Hybrid III 50th Percentile Male, широко применяемого за рубежом для оценки безопасности автомобилей. Параметры данного манекена соответствуют антропометрическим характеристикам среднего мужчины. Манекен выполнен в виде совокупности подсистем, взаимодействие которых друг с другом полностью соответствует функционированию организма человека, что достигается ограничением углов поворотов в шарнирных соединениях манекена [6].

Для описания взаимодействия членов локомотивной бригады и пассажиров электропоезда в компьютерной модели головного вагона детально проработан интерьер кабины машиниста, а в моделях прицепных и моторных вагонов – интерьер пассажирского салона. Взаимодействие манекенов с элементами интерьера при аварийном соударении производится с помощью специальных контактных элементов программного комплекса.

При оценке безопасности членов локомотивной бригады и пассажиров определяются критерии травмирования: головы, шеи, грудной клетки, бедра и голени [4]. При расчете критериев травмирования учитываются ускорения, растягивающие и сжимающие осевые усилия, а также изгибающие моменты, действующие на элементы манекена. При этом для каждого критерия на основе анализа последствий аварий установлены нормированные значения.

В результате моделирования аварийной ситуации получены осциллограммы параметров динамического взаимодействия моделей манекенов с элементами интерьера кабины машиниста и пассажирского салона вагонов электропоезда.

Заключение

Анализ результатов моделирования и расчетов показывает, что при скоростях столкновения свыше 15 м/с наибольшие уровни динамических усилий возникают вследствие соударения членов локомотивной бригады с элементами пульта управления и пассажиров – с элементами интерьера салона. При этом фиксируется превышение нормированных значений критериев черепно-мозговой травмы и грудной клетки у машиниста и его помощника, а также превышение критерия травмирования шеи у пассажиров. При более высоких скоростях столкновения возможно превышение критерия травмирования шеи у членов локомотивной бригады и превышение критерия травмирования грудной клетки у пассажиров. Полученные результаты свидетельствуют о возможности причинения работникам локомотивной бригады и пассажирам поезда тяжелых травм при незначительном повреждении несущих конструкций вагонов электропоезда. Снижение

тяжести последствий травмирования людей в аварийных ситуациях возможно путем использования систем пассивной безопасности.

Список литературы

1. Стратегия развития железнодорожного транспорта в РФ до 2030 г.: утв. распоряжением Правительства Рос. Федерации от 17.06.08 № 877-р.
2. Caroline VanIngen-Dunn. Commuter Rail Seat Testing and Analysis of Facing Seats. DOT/FRA/ORD-03/06, U.S. Department of Transportation. – Washington, DC. – December 2003. – 195 p.
3. Stephen Kokkins, Wayne Kong, Kash Kasturi. Loco-motive Crashworthiness Research: Modeling, Simulation, and Validation. DOT/FRA/ORD-01/23. U.S. Department of Transportation. – Washington, DC, July 2001. – 87 p.
4. Michael Kleinberger, Emily Sun, Rolf Eppinger, Shashi Kuppa, Roger Saul. Development of Improved Injury Criteria for the Assessment of Advanced Automotive Restraint Systems. – September 1998. – 120 p.
5. «Универсальный механизм». Руководство пользователя, 2006.
6. Cing-Dao Kan, Dhafer Marzougui, Nabih E. Bedewi. Development of a 50th Percentile Hybrid III Dummy Model. FHWA/NHTSA National Crash Analysis Center The George Washington University. – 10 p.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Колпахчян П.Г.*, Андриющенко А.А., Зарифьян А.А. (мл.)

*Ростовский государственный университет путей сообщения
Россия, 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного
Ополчения, 2
E-mail: kolpahchyan@mail.ru

КОМПЬЮТЕРНАЯ МОДЕЛЬ СКОРОСТНОГО ПАССАЖИРСКОГО ЭЛЕКТРОВОЗА С АСИНХРОННЫМ ТЯГОВЫМ ПРИВОДОМ

Ключевые слова: электровоз, асинхронный тяговый привод, динамические процессы.

Введение

Применение асинхронного тягового электропривода (АТП) на электроподвижном составе существенным образом влияет на основные показатели локомотивов. Как следствие, возникает целый комплекс проблем, связанных с необходимостью создания экипажной части, способной в полной мере реализовать преимущества АТП. При проектировании необходимо учитывать высокую степень взаимосвязи и взаимного влияния процессов в АТП и экипажной части.

Решение обозначенных проблем требует, опираясь на имеющийся опыт, дальнейшего развития научного обеспечения разработок скоростного подвижного состава нового поколения, что позволит исследовать сложные процессы в экипажной части электровоза на ранних стадиях проектных работ и по возможности избежать изготовления дорогостоящих макетных образцов. Применение современных методов динамических и прочностных расчетов позволит сократить сроки проектных работ и повысить эксплуатационную надёжность экипажной части электровоза.

Разработка проекта средствами САПР

В настоящее время при проектировании новых электровозов широко используются методы и средства САПР. При разработке нового скоростного пассажирского электровоза трехмерные чертежи (3D-модели) основных элементов конструкции создавались в пакете КОМПАС-3D [1]. Затем сборка основных узлов поэтапно производилась в средах CATIA [2] и SolidWorks [3] (рис. 1а, 3D-модель разработана инж. Гребенюком А.В.). Здесь же были выполнены развесовка электровоза и ряд других операций. Готовые чертежи в бумажном виде оформлялись как конструкторская документация, а в электронном виде передавались на производство, где станки с ЧПУ изготавливали соответствующие детали и узлы.

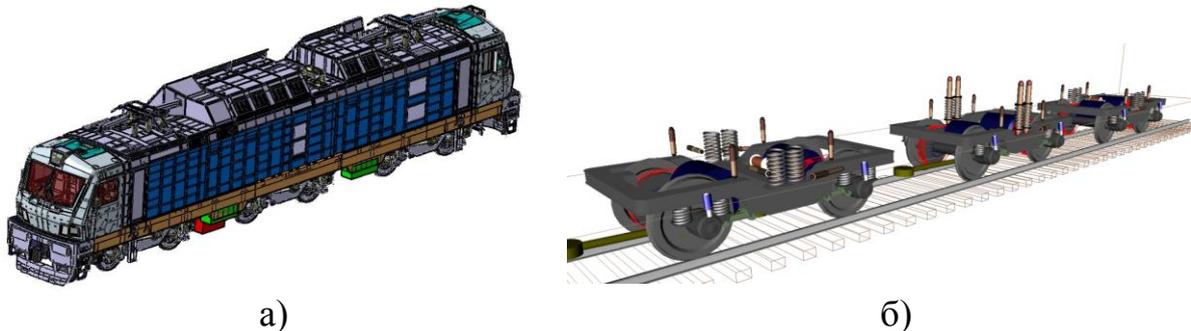


Рис.1. 3D-модель электровоза в среде САТІА (а) и модель в пакете «Универсальный Механизм» (б)

Применение пакета УМ для оценки динамических характеристик

Для оценки динамических характеристик проектируемого электровоза был применен пакет «Универсальный Механизм» [4]. Механическая часть электровоза (рис. 1б) была представлена как система подвижно соединенных твердых тел, причем рассматривались два варианта: с осевыми формулами 2о-2о-2о и 3о-3о [5]. Графические образы тел, входящих в состав модели, и их массо-инерционные характеристики импортировались из моделей, разработанных в КОМПАС-3D. По результатам компьютерного моделирования вплоть до конструкционной скорости 200 км/ч было установлено, что осевая формула 2о-2о-2о по совокупности показателей имеет преимущество, и для серийного производства был выбран вариант с такой осевой формулой. Ходовые испытания построенного электровоза в различных условиях движения, во всем диапазоне скоростей, подтвердили достоверность результатов компьютерного моделирования в пакете УМ-Локо. Особо отметим, что применение компьютерного моделирования позволило отказаться от изготовления натурального макета электровоза и проведения его испытаний, в результате чего были сокращены сроки проектных работ и сэкономлены значительные средства.

Компьютерная модель электровоза как управляемой электромеханической системы

Построение силовых цепей электровоза обуславливает высокую степень взаимодействия и взаимного влияния тяговых двигателей и преобразовательных устройств на разных уровнях. С учетом специфики решаемых задач модель АТД построена на основе теории обобщенной электрической машины [6]. Применение такого подхода позволяет решать задачи анализа взаимодействия АТД и экипажной части в большинстве эксплуатационных режимов.

Электровоз двойного питания ($=3$ кВ и ~ 25 кВ, 50 Гц) имеет индивидуальное (поосное) регулирование тяговых двигателей. На рис. 2 показана расчетная схема электрических цепей АТД одной оси. Параметры АТД соответствуют реальным параметрам электровоза ЭП20. Моменты тяговых двигателей приложены к роторам, входящим в состав модели механической части.

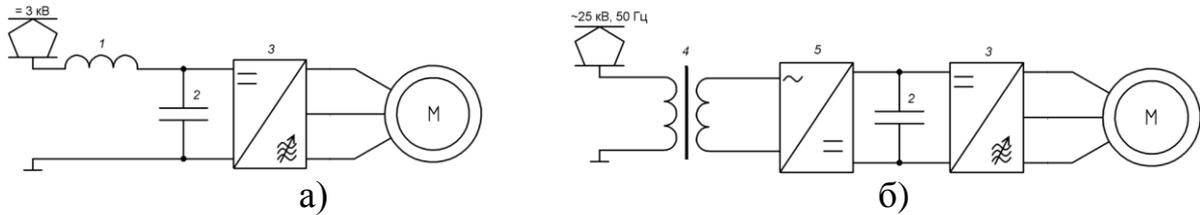


Рис 2. Расчетная схема электрических цепей АТП одной оси при питании от сети постоянного тока (а), и от сети переменного тока (б):
 1 – сетевой дроссель, 2 – фильтр, 3 – автономный инвертор напряжения, 4 – тяговый трансформатор, 5 – 4-qs преобразователь, М – асинхронный тяговый двигатель

Результаты моделирования

С использованием разработанной модели были проанализированы динамические процессы в экипажной части электровоза в режиме выбега, взаимодействие АТП с экипажной частью локомотива и с системой тягового электроснабжения в режиме тяги при различных условиях: движение по прямой и в кривых при разгоне и поддержании скорости, возникновение и ликвидация боксования, совместная работа на участке тягового электроснабжения с другими электровозами.

В качестве примера использования описанной математической модели на рис. 3 и 4 приведены результаты расчетов, полученные при питании электровоза от контактной сети постоянного тока. Расчеты выполнены при следующих условиях. Электровоз движется по прямому участку пути с микронеровностями, соответствующими хорошему состоянию. Скорость движения равна 150 км/ч и во время моделирования не меняется. На рис. 3а показаны зависимости линейного напряжения и фазного тока АТД первого по движению КМБ, на рис. 3б – электромагнитного момента этого двигателя.

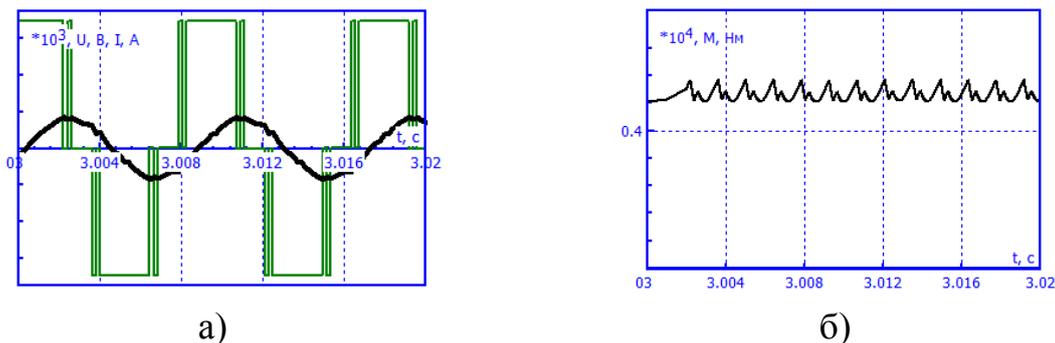


Рис. 3. Линейное напряжение (тонкая линия) и фазный ток (а), электромагнитный момент (б) АТД №1

На рис. 4. приведены результаты моделирования процессов при переходе от тяги к выбегу и обратно. На рис. 4а показан электромагнитный момент, на рис. 4б – угловая скорость вращения ротора АТД первого по движению КМБ. Также на этом рисунке показаны зависимости продоль-

ных и вертикальных сил в контакте «колесо-рельс» первой по движению колесной пары (КП).

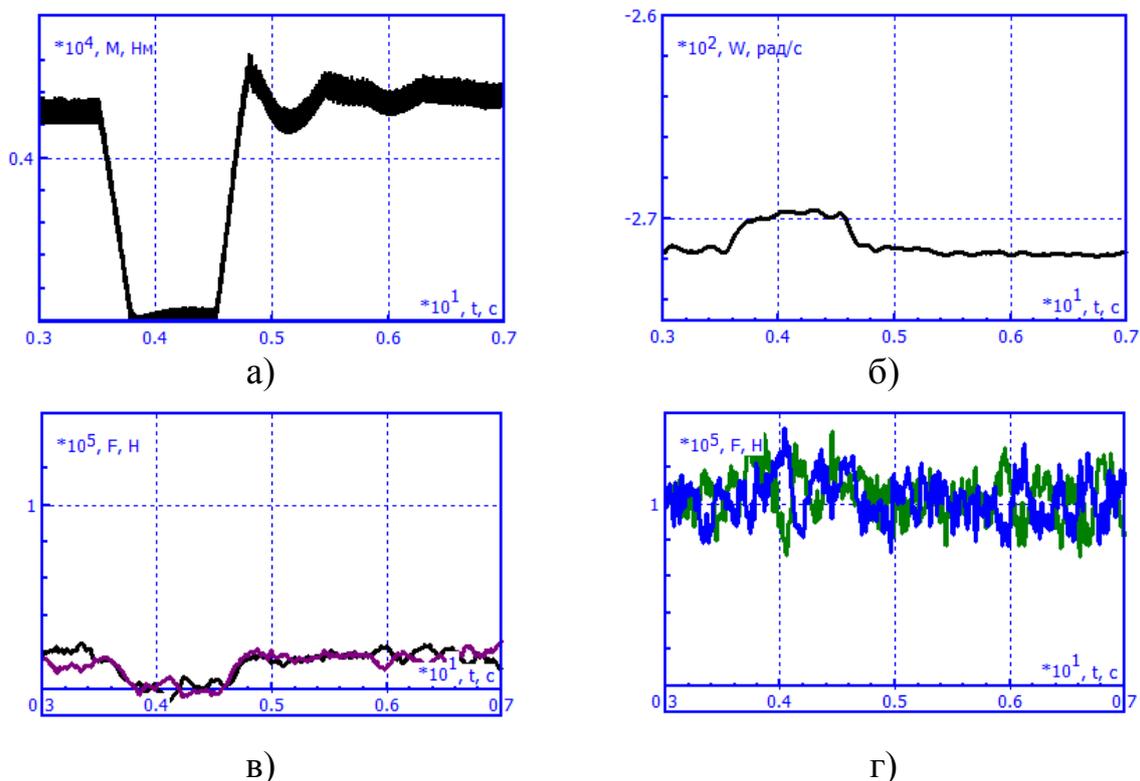


Рис. 4. Электромагнитный момент (а) и угловая скорость вращения ротора (б) АТД №1, продольные (в) и вертикальные (г) силы в месте контакта «колесо-рельс» колес первой по движению КП

Заключение

Разработанная компьютерная модель скоростного пассажирского электровоза позволила сократить сроки и стоимость проектных работ. В дальнейшем планируется ее развитие и применение при создании новых электровозов.

Авторы выражают благодарность к.т.н. Ю.А. Орлову, генеральному директору филиала ООО «ТРТранс» в г. Новочеркасске, за внимание к работе в процессе ее выполнения и обсуждения результатов.

Список литературы

1. <http://kompas.ru/>
2. <http://www.3ds.com/ru/>
3. <http://www.solidworks.ru/>
4. <http://www.umlub.ru/>
5. www.rgups.ru/ar/avt_ref_Andrushenko.doc
6. Динамические процессы в асинхронном тяговом приводе магистральных электровозов / Ю.А. Бахвалов, Г.А. Бузало, А.А. Зарифьян, П.Г. Колпахчян и др.; под ред. А.А. Зарифьяна. – М.: Маршрут, 2006. – 374 с.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Коссов В.С., Оганьян Э.С., Волохов Г.М., Овечников М.Н.

Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт
подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»)

Россия, 140402, Московская область, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, 410
Тел. +7 (496) 618-82-18 доб. 15-77, факс: +7 (496) 618-82-27, e-mail: vnikti_kp@list.ru

АПРОБАЦИЯ КРИТЕРИЕВ СТАНДАРТОВ США AAR S-660 И AAR S-669 ПРОГРАММНЫМИ РАСЧЕТНЫМИ СРЕДСТВАМИ ОАО «ВНИКТИ»

Ключевые слова: колесная пара, критерий усталостного разрушения, остаточные напряжения, колодочное торможение.

Введение

В стандартах США AAR S-660 и AAR S-669 получили представление и дальнейшее развитие новые аспекты оценки годности ж.-д. колес к эксплуатации.

В лаборатории колёсных пар (КП) эти новые аспекты были подвергнуты изучению и компьютерному тестированию на соответствие подходам к оценке годности, принятым в РФ.

В ходе этих работ был собран материал, который приводится ниже.

Расчет частот и форм свободных колебаний колесной пары

Современные программные комплексы позволяют рассчитывать частоты и формы свободных и вынужденных колебаний колеса как в отдельности, так и в составе колесной пары. Причем расчет свободных колебаний колес в составе КП оказывается весьма информативным и полезным, поэтому его планируется сделать обязательным.

Важная цель такого расчета – выявление возможности развития резонансных явлений в КП.

Отметим, что в имеющейся редакции S-669 не приведены критерии годности колеса по этому признаку. Сопоставления в такой ситуации затруднительны. В этом вопросе требуется выработка ясного критерия оценки годности колеса и допустимых значений такого критерия.

Критерии усталостного разрушения

На основе расчета напряжённно-деформированного состояния (НДС) цельнокатаного колеса проведены оценки его годности к эксплуатации по требованиям ГОСТ 31373 и на основе критерия Сайнса из S-669. Для

упрощения задачи выбрана одна зона высоких напряжений. Хотя такая зона на колесе не единственная и для получения надёжной оценки ограничиваться анализом одной зоны нельзя, однако для сравнения подходов это приемлемо. В работе проведено сопоставление оценок, указаны вероятные причины их расхождения.

Расчет остаточных напряжений в колесе от технологических процессов термообработки и посадки

Речь идет об остаточных напряжениях, обусловленных процессом изготовления. Оценка производилась согласно методике, представленной в [1-4]. Содержание соответствующих разделов S-669 позволяет предположить, что в этом стандарте подразумевается такой же подход. Сейчас по ГОСТ остаточные напряжения либо принимаются относительно невысокими, например для центра составного колеса, либо их наличие косвенно учитывается результатами натурных испытаний, например при определении предела выносливости колеса. Общепринятые, доступные и надежные инструменты расчета остаточных напряжений пока отсутствуют. В этой связи предложенный в стандартах США подход заслуживает подробного изучения с целью возможного включения его в отечественный стандарт.

Расчет влияния на напряженно-деформированное состояние колеса тепловых воздействий при торможении

Рассмотренный подход позволяет оценивать воздействие на НДС колеса тепловых потоков от торможения колодочным или дисковым тормозом (здесь рассмотрен только колодочный). Ввиду неоднородности поля температур в колесе возникает поле напряжений, которое накладывается на поле напряжений от других видов нагружения – остаточных напряжений, натяга, вертикальной и боковой сил S и Y .

В докладе показаны распределения температур ($^{\circ}\text{C}$) и напряжений (Па) в результате двадцатиминутного (1200 с) воздействия теплового потока оговоренной мощности.

Для рассмотренного режима торможения уровень температурных напряжений может составлять 200-300 МПа и более. Столь высокие значения свидетельствуют о значимости надлежащего учета этого компонента общего нагружения.

Здесь обозначены лишь некоторые проблемы и особенности применения стандартов США AAR S-660 и S-669 для оценки годности составных и цельнокатаных ходовых колес железнодорожного подвижного состава. Учитывая актуальность проблемы, работы по данной тематике планируется продолжить.

Список литературы

1. J. Gordon, A.B. Perlman, Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture, IME Congress in Anaheim, CA, November, 1998. ASME RTD Vol. 15, E. J. Wolf, editor.
2. J. Gordon, A. B. Perlman, Evaluation of service-induced residual stresses in railroad commuter car wheels, IME Congress in Anaheim, CA, November, 1998. ASME RTD Vol. 15, E. J. Wolf, editor.
3. J. Gordon, A. B. Perlman, Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture, U. S. Department of Transportation, Federal Rail-road Administration, Research and special programs administration John A. Volpe National Transportation systems Center Cambridge, MA 02142-1093, Final Report, June 2003.
4. Kexiu Wang, Richard Pilon, Investigation of heat treating of railroad wheels and its effect on braking using finite element analysis, Internet.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Кузьмицкий Я.О., Шевченко Д.В.

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29
E-mail: yaroslav-kuzm-1990@ya.ru, denis.v.shevchenko@gmail.com

КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КОЛЕСА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Ключевые слова: железнодорожное колесо, износ обода, усталостная прочность, метод конечных элементов.

За время срока службы железнодорожные колеса изнашиваются, стираются, подвергаются обточкам при ремонтном обслуживании. Все это ведет к уменьшению толщины обода колеса, а как следствие, к увеличению значений максимальных напряжений, возникающих во время эксплуатации, а также пространственному смещению зон повышенных напряжений.

В связи с этим возникает необходимость оценки напряженно-деформированных состояний колеса на всех стадиях износа, определения характера смещения наиболее нагруженных зон, возникающего в ходе эксплуатации для последующей оптимизации конструкции колеса.

В течение срока службы обод колеса изнашивается, и его толщина изменяется от 82 до 22 мм. В связи с этим была рассмотрена серия задач с шагом по износу 10 мм. Схематично половины сечений для нового и максимально изношенного колес приведены на рис. 1 и 2. В результате износа с уменьшением толщины обода уменьшается его жесткость, за счет чего появляется дополнительный изгиб в области сопряжения обода с диском, что может приводить к изменению напряженно-деформированного состояния колеса.

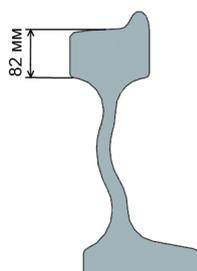


Рис. 1. Половина сечения нового колеса

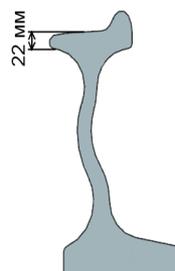


Рис. 2. Половина сечения максимально изношенного колеса

Для формирования корректных условий нагружения, адекватно описывающих реальные условия, возникающие в ходе эксплуатации и экспериментальных исследований, были изучены российские, американские и европейские стандарты [1], [2], [3] и выбраны три расчетных режима нагружения, отличающихся местом приложения нагрузки от рельса и наличием различных составляющих вектора силы:

1. Первый расчетный режим – нагрузка прикладывается к вершине гребня на расстоянии 14-16 мм от боковой поверхности обода, что соответствует движению поезда по стрелочному переводу (рис. 3.1).
2. Второй расчетный режим – нагрузка прикладывается к поверхности катания на расстоянии 46-49 мм от боковой поверхности обода, что соответствует движению поезда в кривой (рис. 3.2).
3. Третий расчетный режим – нагрузка прикладывается к поверхности катания на расстоянии 69-71 мм от боковой поверхности обода, что соответствует движению поезда по прямому пути (рис. 3.3).

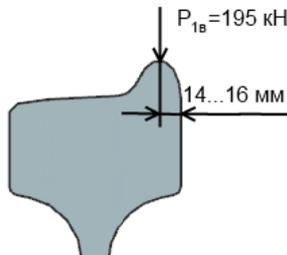


Рис. 3.1.

Схема нагрузок 1

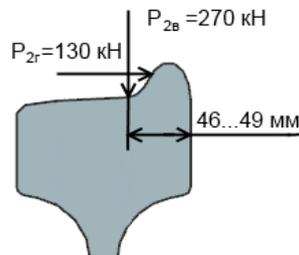


Рис. 3.2.

Схема нагрузок 2

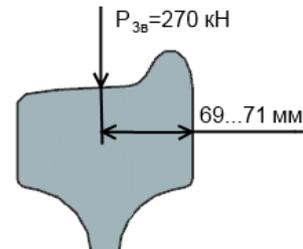


Рис. 3.3.

Схема нагрузок 3

Конечноэлементное исследование было проведено в программной системе конечноэлементного анализа NX NASTRAN. В ходе исследования была разработана математическая и конечноэлементная модель колеса, для которой общее число решаемых уравнений составило 4 116 635. Максимально допустимое напряжение составляет 125 МПа, что является пределом выносливости стали 2, из которой изготавливаются колеса. Для учета упругого взаимодействия между колесом и осью колесной пары был смоделирован участок оси, левая торцевая стенка которого была зафиксирована в направлении оси Ox (рис. 4).

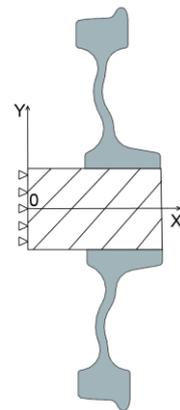


Рис. 4.

Граничные условия

Анализ результатов показал, что наибольшие значения напряжений возникают в случае максимального износа колеса. На рис. 5 представлен график зависимости максимальных значений напряжений, возникающих в зоне сопряжения обода с диском, от степени изношенности обода, характеризуемой его высотой. Поля возникающих эквивалентных напряжений по Мизесу для нового и изношенного колес приведены на рис. 6 (белым цветом обозначены минимальные значения напряжения, черным – максимальные).

Из полученных результатов видно, что возникающие напряжения для нового колеса не превосходят 76 МПа, что обеспечивает отсутствие усталостного разрушения, так как они не превышают предел выносливости материала 125 МПа. В то же время изношенное колесо также будет удовлетворять требованиям прочности, поскольку максимальные напряжения в зоне перехода от обода к диску не превосходят 110 МПа.

Также при утончении обода можно наблюдать появление новой зоны концентрации напряжений на радиусе сопряжения обода с диском. Причем максимальные напряжения для изношенного колеса наблюдаются именно в этой зоне.

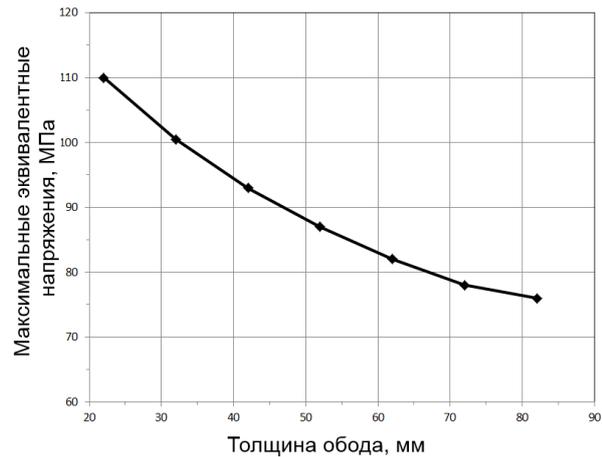


Рис. 5. Зависимость максимальных эквивалентных напряжений, возникающих в колесе, от толщины обода

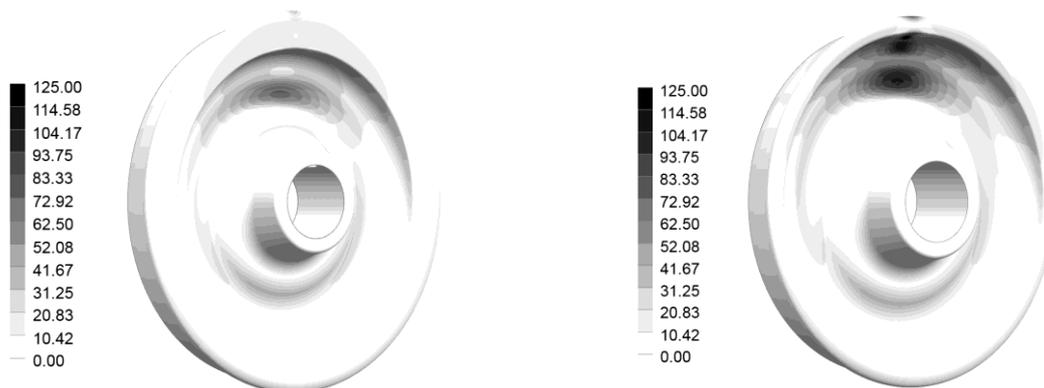


Рис. 6. Поля напряжений по Мизесу для нового и максимально изношенного колес (МПа)

Список литературы

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных), ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996.
2. DIN EN 13979-1, Technical Committee CEN/TC 256 “Railway applications”, Germany, 2004.
3. AAR Manual of Standards and Recommended Practices: Wheel and Axles, USA, 2009.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Кулагин Д.А.

Запорожский национальный технический университет
Украина, 69063, г. Запорожье, ул. Жуковского, 64
Тел. +38 (066) 236-52-71, e-mail: nemix123@rambler.ru

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДИНАМИКОЙ МОТОРВАГОННОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Ключевые слова: система управления, подвижной состав, микропроцессор, динамика.

Введение

Железнодорожный транспорт занимает одно из основных мест в удовлетворении нужд производственной сферы и населения в перевозках, является важным фактором обеспечения социально-экономического роста страны, развития ее внешнеэкономических связей. Однако существующая структура управления железнодорожным транспортом, состояние производственно-технической базы железных дорог и технологический уровень организации перевозок по многим параметрам не отвечают возрастающим нуждам общества и международным стандартам качества предоставления транспортных услуг, не содействуют повышению эффективности функционирования железнодорожной отрасли. Эти же проблемы целиком относятся и к системам управления тяговым подвижным составом.

Основной раздел

Функциональные задачи, которые положены на тяговую электропередачу, требования стандартов и особенности использования, которые предъявляются к ее технико-экономическим, экологическим, эргономическим и другим показателям (точность, быстродействие, диапазон допустимых изменений рабочих показателей, электромагнитная совместимость с другими компонентами энергетических систем, энергосбережение), приводят к необходимости создания современных систем тяговых электропередач, в составе которых, кроме основного компонента – электромеханического преобразователя, – должны быть разные преобразователи энергии, устройства контроля, управления, защиты [1,2].

Основу информационных подсистем современных тяговых электропередач моторвагонных поездов, как правило, составляют микропроцессорные устройства, которые имеют ряд существенных преимуществ в сравнении с аналоговыми устройствами управления, которые реализовывают типичные арифметические и логические функции, обработку масси-

вов, регулирование электромагнитных и механических переменных, стабилизацию, коррекцию и компенсацию нелинейностей, наблюдение, имитацию объекта управления и обработку законов работы [2].

Современные микропроцессорные устройства для управления динамикой подвижного состава являются однокристалльными электронно-вычислительными машинами, цифровыми сигнальными процессорами, адаптированными к задачам управления тягой в реальном времени с целым рядом интегрированных устройств:

- аналого-цифровые преобразователи для введения сигналов аналоговых датчиков;
- формирователи исходных широтно-импульсных сигналов для прямого цифрового управления тяговыми силовыми преобразователями;
- порты для обмена информацией с системами управления более высокого уровня [3].

Среди преимуществ современных микропроцессорных систем управления тягой нужно назвать:

- гибкость (возможность оперативного изменения структуры, законов и параметров системы управления динамикой состава);
- возможность реализации вместе с традиционными законами управления тяговой электропередачей, принятыми в аналоговых системах, более сложных методов для использования в адаптивных, самоналадочных, взаимосвязанных и многоконтурных системах управления тягой;
- оперативное тестирование и диагностику текущего состояния тяговой электропередачи и ее элементов, что содействует раннему выявлению неисправностей и предупреждению аварий;
- высокую точность обработки информации (в цифровых системах управления динамикой движения погрешности, характерные для аналоговых управляющих устройств, отсутствуют);
- возможность фиксации, хранения и визуализации массивов параметров процессов управления, оперативного взаимодействия с обслуживающим персоналом – машинистом, системными инженерами, наладчиками;
- высокую надежность, уменьшенную массу и габариты микропроцессорных и компьютерных систем управления в сравнении с аналоговыми системами [1,2].

Наличие в составе микропроцессорных систем управления динамикой подвижного состава большого объема памяти позволяет реализовать сложные последовательности обработки данных и алгоритмы движения моторвагонного поезда, делать энергетические объекты тяговой электропередачи доступными по широкому комплексу информации из микропроцессорных систем управления динамикой движения. При этом даже в случае использования классических методов прямого измерения необходимых для управления динамикой движения величин становится возможным, имея небольшое число датчиков (преимущественно электрических величин) и

соответственно каналов сбора первичной информации, определять необходимую дополнительную информацию с помощью вычислений в реальном времени. Такая тенденция подкрепляется наличием недостатков подхода прямого использования значительного числа датчиков для решения задач регулирования в тяговых системах переменного тока:

- высокие требования к отдельной способности первичных измерителей параметров тяговой электропередачи;
- необходимость построения дополнительных гальванических развязок для подключения датчиков;
- сложность согласования разных систем датчиков в одном контуре регулирования.

Переход к цифровому управлению открывает возможности реализации сложных законов управления динамикой движения на основе маршрутных карт подвижного состава, которые раньше было практически невозможно применять.

Режим вождения поезда микропроцессорной системой выбирается в соответствии с расписанием движения и условиями, которые характеризуют определенные тягово-энергетические показатели. От правильно выбранного режима управления тяговой электропередачей зависит режим вождения поезда и соответственно расход первичного энергоносителя, а также условия работы элементов тяговой электропередачи.

Заключение

На основании проведенного исследования показаны перспективы дальнейшего построения системы вождения поезда на основе микропроцессорных систем управления (генетические алгоритмы, нейронные сети, оптимальные управляющие программы управления динамикой движения подвижного состава) для достижения экономии первичных энергоресурсов.

Список литературы

1. Кулагін, Д.О. Моделювання квазівекторної системи частотно-регульованого електроприводу асинхронного двигуна без давача швидкості / Д.О. Кулагін, О.С. Качур, П.Д. Андрієнко // Вісник НТУ «ХП». – 2008. – № 30. – С. 168–170.
2. Носков, В.И. Моделирование и оптимизация систем управления и контроля локомотивов. / В.И. Носков, В.Д. Дмитренко, Н.И. Заполовский, С.Ю. Леонов. – Х.: ХФИ «Транспорт Украины», 2003.
3. Остриров, В.Н. Объектно-ориентированный частотно-регулируемый асинхронный электропривод на современной элементной базе / В.Л. Носач, А.В. Бирюков, Омар Микати // Электротехника. – 1995. – №7. – С. 26–29.

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.1

Лаптева В.О., Дьяков А.С., Горобцов А.С.

Волгоградский государственный технический университет
Россия, 400005, г. Волгоград, пр. им. Ленина, 28
Тел. +7 (8442) 24-84-87, e-mail: sweetviki@mail.ru, diakov57@list.ru, vm@vstu.ru

РАСЧЕТ МАНЕВРОВ ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ ПЕРЕВОЗА КРУПНОГАБАРИТНЫХ ГРУЗОВ

Ключевые слова: математическое моделирование, динамика транспортного средства, маневренность.

Введение

Математическая модель тележки для перевозки крупногабаритных грузов строилась при помощи программного комплекса инвариантного моделирования динамики систем тел ФРУНД [1,2]. В расчетную схему модели интегрированы основные агрегаты и узлы, присущие модулю данной компоновки. Модель представляет собой набор твердых тел, соединенных упругими и демпфирующими элементами (пружинами, амортизаторами), а также различными кинематическими парами, в том числе и податливыми.

Основной раздел

Общий вид расчетной схемы модели представлен на рис. 1. Данная тележка используется для перевозки крупногабаритных грузов (до 14 м в длину), следовательно, одной из задач является обеспечение достаточной маневренности тележки.

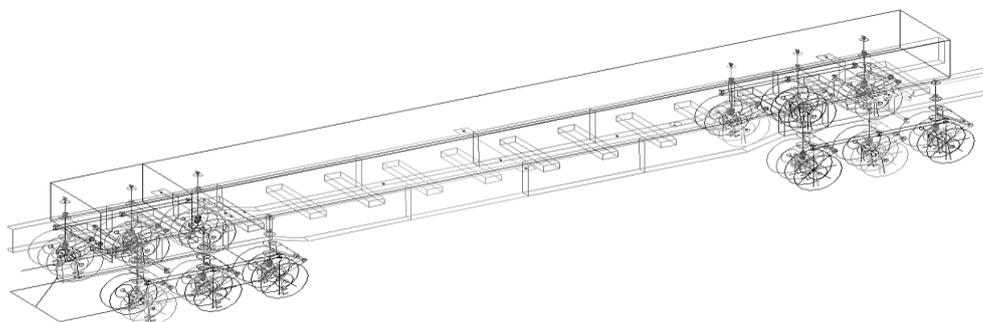


Рис. 1. Общий вид расчетной схемы тележки

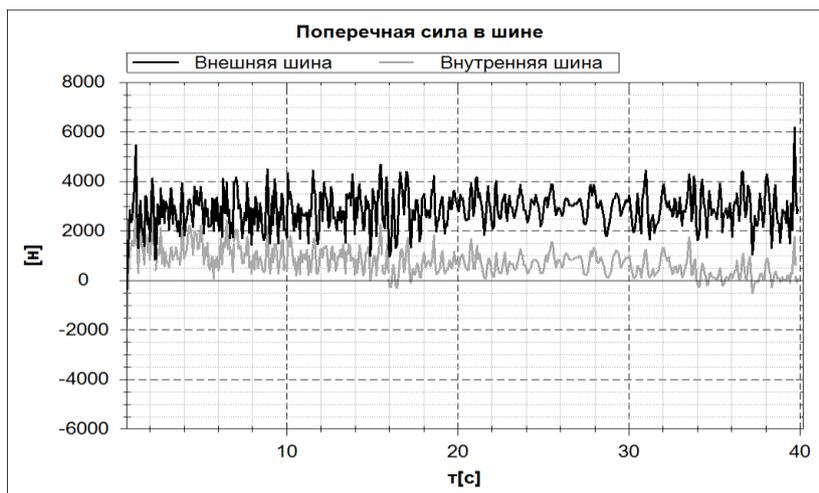


Рис. 2. Графики зависимости поперечной силы в шине от времени

В программном комплексе ФРУНД был проведен ряд расчетов, движения колесной тележки, на скоростях от 15 до 60 км/час и при различных величинах силы, которая тянет тележку. В результате расчетов были получены следующие графики (рис. 2-3). На рис. 2 представлены графики изменения поперечной силы в шине в зависимости от времени при скорости движения 15 км/ч по ровной дороге на передней части тележки. На рис. 3 представлены графики изменения угла увода шин в зависимости от времени на задней части тележки.

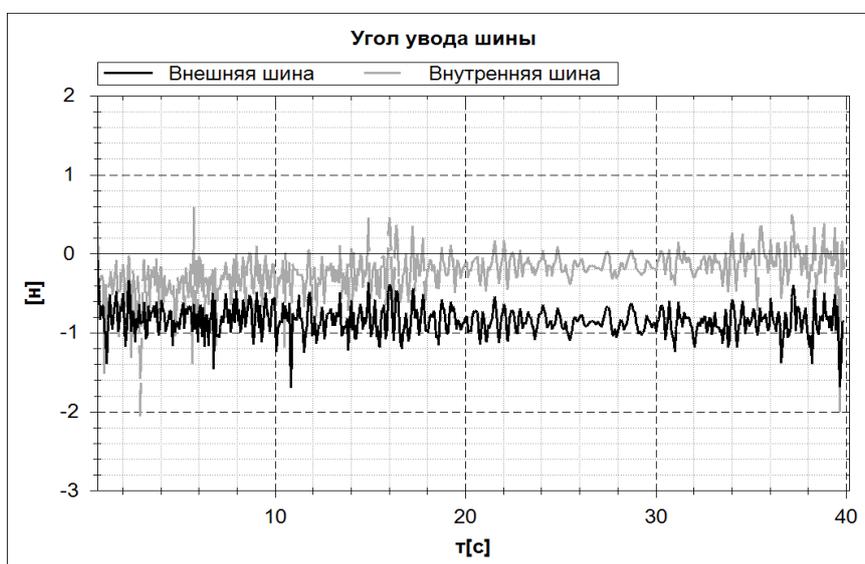


Рис. 3. Графики зависимости угла увода шин от времени

На рис. 4 представлена реализация опрокидывания тележки при наезде на наклонную колею. Опрокидывание тележки происходит на 8-й секунде манёвра, при высоте неровности в 2 м и скорости движения 20 км/ч.

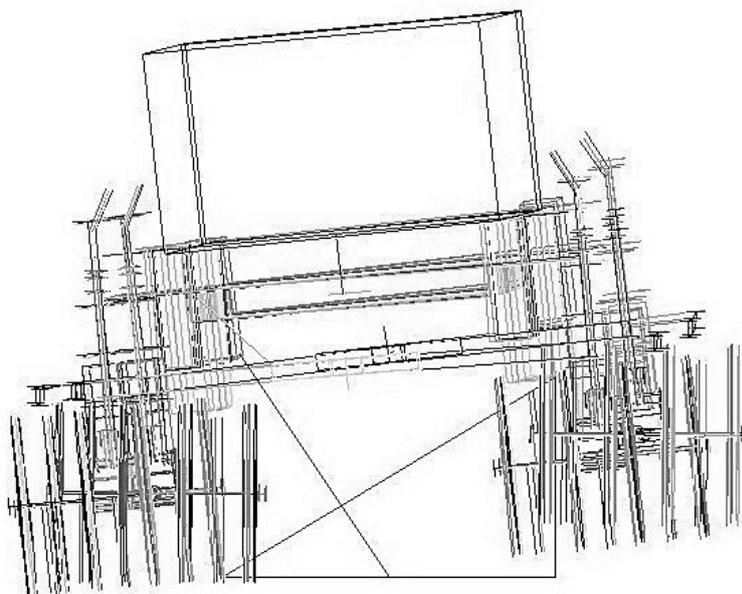


Рис. 4. Реализация движения тележки по наклонной колее

Список литературы

1. Горобцов, А.С. Программный комплекс моделирования пространственного движения систем твердых и упругих тел // Инженерный журнал. – 2004. – №9.
2. Горобцов, А.С. Комплекс ФРУНД – инструмент исследования динамики автомобиля / А.С. Горобцов, С.К. Карцов, Р.П. Кушвин // Автомобильная промышленность. – 2005. – №2. – С. 32-33.
3. Воеводенко, С.М. Современные методы проектирования автомобиля. Проблемы и пути их решения // Автомобильная промышленность. – 2008. – №10. – С. 34-36.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Лысиков Н.Н., Погорелов Д.Ю., Языков В.Н.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: lysikov@umlab.ru

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ» В СОСТАВЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ТРЕНАЖЕРОВ

Ключевые слова: компьютерное моделирование, железнодорожные тренажеры.

Введение

В докладе рассмотрены вопросы разработки математического ядра различных типов тренажеров для обучения локомотивных бригад, а также приведены примеры применения программного комплекса «Универсальный механизм» (ПК УМ) в составе тренажерных комплексов.

Железнодорожные тренажеры

В настоящее время компьютерные тренажеры получают все большее распространение в процессе подготовки операторов сложных технических систем. Тренажеры широко используются при обучении машинистов локомотивных бригад для получения первичных навыков, переучивания на новый подвижной состав, отработки оптимальных режимов ведения поезда по путям сложного профиля и т.д.

Современные тренажерные комплексы, как правило, включают в себя систему визуализации, набор элементов управления локомотивом и математическое ядро, осуществляющее моделирование движения отдельного локомотива или поезда по заданному пути под управлением обучаемого и выдачу данных о поведении поезда в режиме реального времени (рис. 1). Дополнительно тренажеры оснащаются системой внешнего управления и контроля, позволяющей изменять сценарий тренировки в процессе обучения и оценивать качество выполнения задания.

По степени реалистичности воссоздания обстановки на рабочем месте обучаемого существующие тренажерные комплексы можно условно разделить на три группы. Простейшие системы представляют собой персональный компьютер со специализированным программным обеспечением. Обзор из кабины локомотива воспроизводится на экране монитора, управление моделью локомотива осуществляется с помощью клавиатуры. В более сложных системах применяются макеты элементов управления (контроль-

лер тяги, кран машиниста и т.д.) или кабины машиниста в целом, а также проекционные устройства. В состав наиболее реалистичных тренажерных комплексов входят макеты кабин, установленные на подвижных платформах с шестью степенями свободы. Такие системы позволяют воспроизводить не только обзор из кабины и реальное окружение, но и динамические отклики локомотива на управление: крены и ускорения кабины.

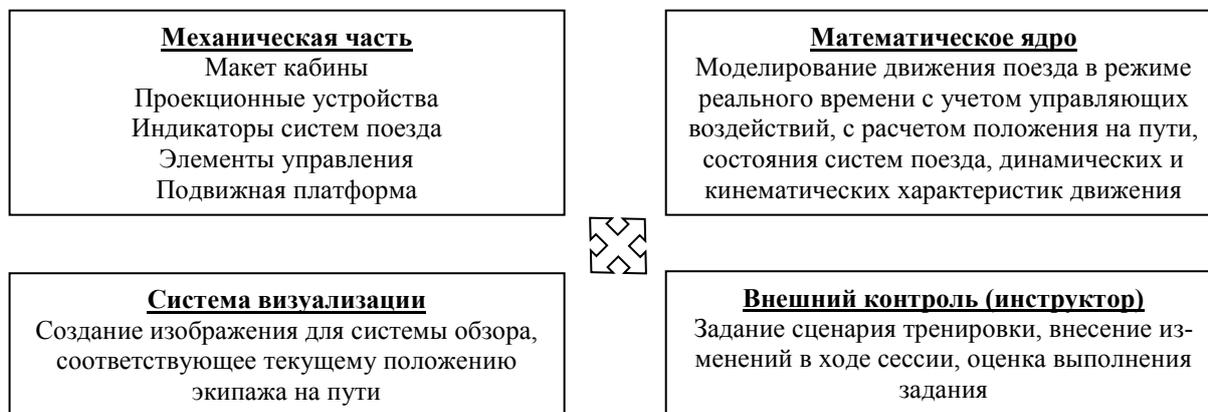


Рис. 1. Структурная схема железнодорожного тренажерного комплекса

Степень реалистичности определяет требования к математическому ядру тренажерного комплекса. Воспроизведение продольной динамики поезда требует детальных моделей тяговой и пневматической системы, работы поглощающих аппаратов. Для получения пространственного положения локомотива и его ускорений требуются подробные трехмерные модели экипажной части. Степень достоверности моделей должна быть достаточно высока, поскольку ее качество оценивается машинистом, имеющим опыт управления реальным локомотивом. В то же время математическое ядро должно обеспечивать численное моделирование динамики модели в режиме реального времени, своевременную реакцию на управляющие воздействия и выдачу данных для остальных систем тренажера.

Применение ПК УМ

Первым опытом использования ПК УМ в составе железнодорожного тренажера стало создание математического ядра комплекса, разработанного по заказу железных дорог Турции. Тренажер предназначен для обучения локомотивных бригад электровоза Е43000 и оснащен макетом кабины локомотива, установленным на подвижной платформе. Математическое ядро должно было обеспечивать моделирование движения поезда по пути сложного профиля, работу тяговой системы и пневматической тормозной системы, оценку характеристик движения (продольных сил и сил кривизны), а также возможность внесения неисправностей оборудования, изменения погодных условий и состояния стрелочных переводов в процессе обучения.

Для решения поставленной задачи был разработан инструмент автоматического создания модели поезда, включающего трехмерную модель головного локомотива и одномерные модели остальных экипажей. Трех-

мерная модель локомотива создавалась в два этапа. На первом этапе была разработана и верифицирована подробная модель; далее для ускорения процесса моделирования были введены упрощения, не оказавшие существенного влияния на точность модели. Для воспроизведения реалистичного поведения пневматической системы поезда была разработана уточненная модель, описывающая функционирование всех элементов тормозной системы (кран машиниста, тормозная магистраль, воздухораспределители и т.д.) на основании уравнений газодинамики. Для описания функционирования реального участка железной дороги была разработана составная модель пути, позволяющая моделировать движение поезда по сети дорог, представленной набором отдельных участков, соединенных стрелочными переводами, состояние которых может меняться в процессе моделирования. Составная модель позволяет задавать начальное положение и направление движения поезда для заранее описанной путевой структуры, а также контролировать положение экипажей в процессе интегрирования.

Оценка достоверности математических моделей производилась путем сравнения записей измеренных ускорений, углов наклона кабины, продольных сил, полученных в ходе тестовых поездок реального поезда, с результатами численного моделирования. Сравнение показало хорошее совпадение результатов численного моделирования с реальным поведением поезда, достаточное для использования модели в составе тренажера.

Оптимизация моделей и настроек численных методов ПК УМ позволила достичь высокой скорости моделирования. Наиболее затратный режим экстренного торможения модели поезда, включавшего трехмерную модель локомотива и сто одномерных моделей грузовых вагонов, моделировался в два раза быстрее реального времени на компьютере с четырехядерным процессором с частотой 2,66 ГГц.

Математическое ядро было оформлено в виде СОМ-приложения с набором интерфейсных функций для создания модели поезда, задания исходных данных, запуска и контроля процесса численного интегрирования, а также вывода рассчитываемых характеристик работы систем поезда.

Разработка математического ядра тренажера была закончена в 2009 году. В 2014 году была начата работа над второй очередью тренажера для железных дорог Турции. Новый тренажер предназначен для подготовки машинистов в компьютерных классах, не оснащенных подвижными платформами, для расширенного набора моделей локомотивов.

Заключение

ПК УМ полностью удовлетворяет требованиям, предъявляемым к программному обеспечению для создания железнодорожных тренажерных комплексов различной степени сложности. Предлагаемые решения являются востребованными фирмами-разработчиками тренажеров.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Лысиков Н.Н.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: lysikov@umlab.ru

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ СЕТИ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ В РАМКАХ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»

Ключевые слова: компьютерное моделирование, модель сети железных дорог.

Введение

В докладе представлено описание составной модели сети железных дорог, реализованной в программном комплексе «Универсальный механизм» (ПК УМ), указаны области применения и сформулированы возможные направления развития нового инструмента.

Требования к описанию пути

Исследование динамических характеристик моделей железнодорожных экипажей обычно проводится на репрезентативной выборке участков пути, характеризующихся различными радиусами поворота, путевыми неровностями, профилями и подуклонкой рельсов и т.д. В то же время для решения ряда задач возникает необходимость детального описания реального участка сети железных дорог: анализ причин сходов, определение оптимальных режимов ведения поезда, оценка эксплуатационной нагруженности подвижного состава, выявление сходаопасных участков сети дорог, создание железнодорожных тренажеров и т.д.

В рамках существующего инструментария ПК УМ реальный участок пути может быть описан последовательностью прямых и кривых участков пути различного уклона и стрелочных переводов, при этом для многопутных дорог набранная геометрия соответствует единственной линии движения в одном направлении. Эта особенность не позволяет использовать данный подход для описания реальной сети дорог, которая может быть востребована для оперативного получения характеристик участка пути, интересующего исследователя, из базы данных. Следует также отметить, что при описании протяженных участков пути использование данного формата может приводить к замедлению процесса интегрирования.

Модель многопутной железной дороги в ПК УМ

В рамках адаптации ПК УМ для использования в качестве математического ядра железнодорожного тренажера была предложена и реализована составная модель многопутной железной дороги. Модель позволяет устанавливать модель поезда на любом участке дороги в прямом и обратном направлениях, а также обеспечивает возможность переключения стрелочных переводов в процессе численного моделирования. Реальная дорога моделируется набором элементов нескольких типов: стрелочными переводами и участками дорог между ними (рис. 1).



Рис. 1. Элементы составной модели железнодорожного пути

Каждый из элементов дороги может быть представлен одной или несколькими секциями пути – возможными линиями движения через элемент без учета направления движения. Так, обыкновенный стрелочный перевод описывается двумя секциями. Описание каждой из секций содержит данные о макрогеометрии пути, а также сведения о смежных элементах. Геометрия дороги складывается из геометрии отдельных элементов, положение которых относительно участка начала движения инициализируется последовательно, в соответствии с данными о смежных элементах и состоянии стрелочных переводов (рис. 2).

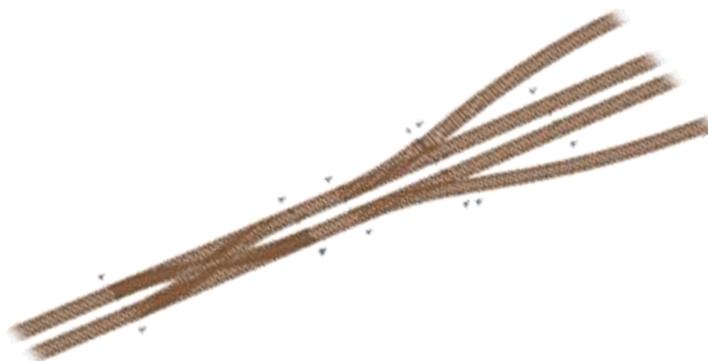


Рис. 2. Многопутная дорога в ПК УМ

Начальное и текущее положение экипажа относительно дороги задается номером элемента, номером секции и положением от начала секции по направлению движения.

Перспективы развития модели пути

В настоящее время реализовано чтение данных новой модели пути из XML файлов, формат которых был согласован на стадии разработки математического ядра тренажеров. Для широкого применения нового инструмента в ПК УМ планируется разработка мастера описания сети дорог. По возможности планируется также организовать зачитывание необходимых сведений для модели из существующих баз данных МПС РФ.

Заключение

В рамках разработки математического ядра железнодорожных тренажеров в ПК УМ была реализована составная модель многопутных железных дорог, позволяющая использовать единое описание геометрии дороги для проведения численного моделирования движения рельсовых экипажей по различным участкам дороги в различных направлениях, а также изменять состояние стрелочных переводов в процессе моделирования. Область применения новой модели включает не только задачи, связанные с тренажерами, но позволяет также упростить подготовку данных для исследовательских задач, требующих оперативного получения данных о пути из баз данных. В настоящее время принимается решение о направлении дальнейшего развития нового инструмента.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Мартынов И.Э., Шовкун В.А., Калмыков А.С.

Украинская государственная академия железнодорожного транспорта

Украина, 61050, г. Харьков, пл. Фейербаха, 7

Тел. +38 (057) 730-10-35, 730-10-36

E-mail: martinov.hiit@rambler.ru, vadim_shovkun@mail.ru

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СДВОЕННОГО КАССЕТНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА БУКСОВОГО УЗЛА ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Принципиально железнодорожный транспорт является одним из самых безопасных способов перемещения грузов и пассажиров как внутри Украины, так и за ее пределами. Это достигается комплексом мер по обеспечению безопасности движения поездов, среди которых значительную роль играет надежный и технически исправный подвижной состав. Буксовые узлы вагонов являются одними из важнейших элементов ходовых частей, от технического состояния которых в значительной степени зависит надежность подвижного состава. С целью определения путей повышения надежности буксового узла проведен компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния буксового узла.

Установлено, что напряжения, которые возникают вдоль образующей ролика, распределены неравномерно и достигают максимальных значений в зоне перехода от образующей ролика к его торцу (наблюдается так называемый "краевой эффект").

Максимальные напряжения, вызванные осевыми нагрузками, сосредоточены в зоне контакта торцов ролика и бортов внешнего и внутреннего колец подшипника. Наибольших значений они достигают на роликах, которые проходят нижний сектор подшипника. Ролики в этом секторе практически не нагружены радиальным усилием и через упругую деформацию корпуса подшипникового узла имеют условно увеличенный радиальный зазор. Поэтому вероятно возникновение перекосов роликов, что может способствовать возникновению различного типа повреждений подшипника.

Кроме того, использование при расчете геометрической модели, которая включает часть оси колесной пары, позволило увидеть разницу радиальных усилий, действующих на задний и передний подшипник буксового узла. На задний подшипник буксы действуют значительно большие радиальные нагрузки, чем на передний. Это подтверждается анализом опыта эксплуатации буксовых узлов, наиболее частым выходом из строя именно заднего подшипника буксы.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Михеев Г.В., Лысиков Н.Н., Погорелов Д.Ю., Круговова Е.А.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: mikheev@umlab.ru

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ МОСТОВ МЕТОДАМИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Ключевые слова: компьютерное моделирование динамики, железнодорожный мост, усталостная долговечность.

Введение

Современные тенденции к увеличению скоростей движения железнодорожного транспорта и возрастанию нагрузки на ось приводят к необходимости уточненной оценки усталостной прочности железнодорожных мостов в новых условиях эксплуатации. Анализ существующих методов оценки усталостной долговечности показал, что отечественные методики, разработанные в восьмидесятих годах двадцатого века, основываются на оценке нагруженности мостов путем построения силовых эпюр для плоских ферменных конструкций. При этом динамическая составляющая нагрузки учитывается поправочными коэффициентами. Данный подход не позволяет оценить характеристики динамической нагруженности моста, а также их влияние на результат расчета долговечности.

Эффективным способом решения подобных задач является компьютерное моделирование с применением методов динамики систем тел. Один из таких подходов разработан и реализован авторами в программном комплексе «Универсальный механизм» [1]. Уравнения движения моста выводятся с применением метода конечных элементов и модального анализа.

Методика анализа усталостной долговечности железнодорожных мостов

Графики изменения напряженно-деформированного состояния моста, полученные в ходе компьютерного моделирования, не могут быть напрямую использованы в качестве исходных данных для отечественных методик оценки его срока службы. Поэтому при разработке методики основной упор был сделан на применение общемашиностроительных подходов к оценке усталостной долговечности сварных швов [2, 3]. Данные соединения широко применяются в мостовых конструкциях и являются одним из основных источников развития усталостных трещин.

Результатом обобщения рассмотренных документов, а также собственного опыта в области исследований усталостной долговечности транспортных машин стала методика расчета эксплуатационной нагруженности и усталостной долговечности мостов, основанная на использовании результатов численного моделирования совместной динамики механической системы «мост–поезд» в программном комплексе «Универсальный механизм».

Предлагаемая методика включает следующие основные этапы.

1. Анализ условий эксплуатации моста: выделение набора частных режимов нагружения конструкции, оценка относительных долей режимов за единицу срока службы.

2. Создание совместных динамических моделей системы «мост–поезд», соответствующих выделенным частным режимам эксплуатации.

3. Выполнение численных экспериментов, соответствующих частным режимам эксплуатации.

4. Расчет характеристик эксплуатационной нагруженности мостового сооружения по результатам моделирования, включающий выбор номинальных напряжений, расчет максимальных значений напряжений, действующих в узлах конечноэлементной схемы моста, а также характеристик циклического нагружения: распределений максимальных амплитуд и средних значений циклов, числа циклов нагружения.

5. Предварительный выбор опасных зон – элементов конструкции, подверженных риску возникновения усталостных трещин – на основании анализа динамической нагруженности моста с учетом его конструктивных и технологических особенностей.

6. Определение свойств сопротивления усталости каждой из выбранных опасных зон, а также выбор датчиков (узлов конечно-элементной схемы), пригодных для оценки их нагруженности.

7. Расчет усталостной долговечности каждой из опасных зон для частных режимов эксплуатации, а также их комбинации, наиболее близко соответствующей реальным условиям работы конструкции.

8. Анализ результатов расчета: оценка срока службы сооружения, выделение наиболее опасных, с точки зрения возникновения усталостных трещин, элементов конструкции и наиболее повреждающих режимов эксплуатации.

Исследование усталостной долговечности металлического моста

С применением предлагаемой методики выполнен анализ усталостной долговечности металлического моста, для которого имеются экспериментальные данные. В качестве объекта исследования выбран однопутный с ездой по низу металлический железнодорожный мост через реку Ворскла на 333-м километре линии Киев–Харьков, сооруженный по схеме 3х55,0 м. Пролетные строения – металлические болто-сварные с параллельными по-

ясами с ездой по низу – рассчитаны под нагрузку С14 и изготовлены из стали 15ХСНД по типовому проекту ГипроТрансМоста (инв. № 690). Пролетные строения были установлены на опоры в 1979 году.

Усталостные трещины начали проявляться в вертикальных стенках сварных продольных балок проезжей части пролетных строений по очертанию концов сварных швов прикрепления вертикальных ребер жесткости [8] уже в первые годы эксплуатации. В настоящее время число трещин на всех пролетных строениях моста достигло семидесяти. Отдельные трещины прекратили развитие, другие продолжают развиваться, появляются новые трещины.

Анализ долговечности моста с применением компьютерного моделирования выполнен при отсутствии достоверных данных о свойствах сопротивления усталости, а также среднесуточном количестве пропускаемых составов, их типах и скоростях движения. В данных условиях одной из задач исследования была оценка влияния значений неизвестных параметров на срок службы моста.

Для оценки динамической нагруженности выполнено моделирование движения состава из двухсекционного локомотива ВЛ80 и 30-ти грузовых вагонов со скоростями в диапазоне [70..100] км/ч; предполагаемая интенсивность движения – 100 грузовых поездов в сутки. Исходя из указанных допущений, выделены четыре частных режима, относительные доли которых оценивались на основании данных о распределении скоростей движения грузовых составов, приведенных в нормах вагоностроения [4].

Оценка свойств сопротивления усталости выделенных зон производилась на основании справочных данных, приведенных в отечественных и зарубежных методиках расчета сварных соединений [2, 3]. В соответствии с используемой классификацией сварных соединений по конструктивно-технологическим признакам рассматриваемые узлы можно отнести к четвертому классу [2]: подкласс 4а соответствует качественным угловым сварным соединениям с полным проваром; подкласс 5а – соединениям с неполным проваром, отвечающим техническим условиям на изготовление металлических конструкций. По классификации, предложенной в [3], рассматриваемые зоны моста можно отнести к классам FAT 100 либо FAT 80. Класс FAT 100 рекомендован для швов с полным проваром, выполненных автоматической сваркой; FAT 80 – для поперечных двусторонних швов без дополнительной обработки.

Усталостная долговечность моста рассчитывалась для двух вариантов исполнения сварных швов: для качественного исполнения использовались характеристики, соответствующие 4а и FAT 100; для швов низкого качества – данные 5а и FAT 80 (IIW). При этом применялись классическая линейная модель накопления усталостных повреждений (ЛМНП, модель Палмгрена-Майнера) и скорректированная линейная модель (КЛМНП).

Результаты расчета, близкие к реальным срокам возникновения усталостных макротрещин при эксплуатации моста (3-7 лет), получены с использованием характеристик, соответствующих менее качественным сварным швам (5а, FAT80), и применением КЛМНП. Прогноз минимальной усталостной долговечности для опасных зон моста равен 2,8 (5а) и 5,6 (FAT80) лет соответственно.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Список литературы

1. <http://www.universalmechanism.com>.
2. Методические указания «Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных соединений» - РД 50-694-90, Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам. – М., 1991.
3. International Institute of Welding Fatigue Recommendations: <http://ru.scribd.com/doc/82937107/IW-Recommendations-for-Fatigue-Design-of-Welded-Joints-and-Components-2008>.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Ольшевский А.А.*, Ольшевская М.А.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
E-mail: aaolshevsky@mail.ru

ПРЯМОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НДС ПРИ МАНЕВРОВЫХ СОУДАРЕНИЯХ ВАГОНА

Ключевые слова: вагон, моделирование, удар, метод конечных элементов.

Введение

Соударение вагонов на сортировочных горках является наиболее опасным режимом эксплуатации и вызывает наибольшее число поврежденных несущих конструкций и перевозимых грузов. Поглощающие аппараты автосцепных устройств служат для снижения продольных сил за счет преобразования кинетической энергии вагона в другие виды энергии.

Существующие методы моделирования соударения вагонов предполагают решение задачи в два этапа. На первом шаге определяются усилия взаимодействия между вагонами как зависимость силы от времени, на втором шаге рассчитывается напряженно-деформированное состояние вагона от действия непериодической силы на автосцепке, полученной на первом этапе. Традиционно для определения сил вагон рассматривается как двухмассовая система, при этом особенности конструкции вагона и груза учесть невозможно.

Основной раздел

Предлагается решать задачу за один шаг. Расчетные схемы вагона и груза представляют собой конечноэлементные модели с высокой детализацией. Для интегрирования уравнения движения используется метод Ньюмарка, при этом поглощающий аппарат учитывается отдельной процедурой, которая зависит от типа аппарата и определяет силу в зависимости от хода и скорости.

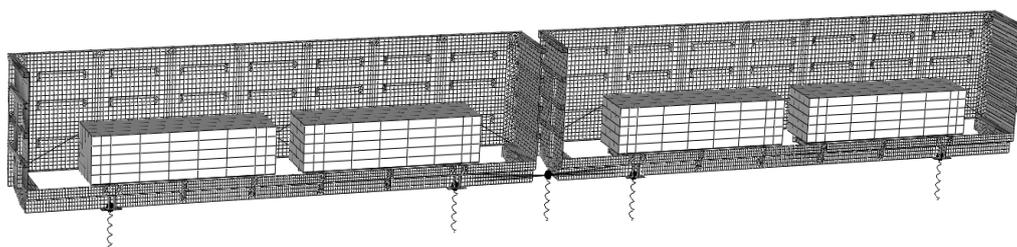


Рис.1. Расчетная схема системы для моделирования соударения

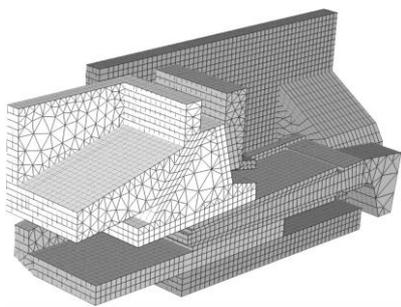


Рис. 2. Модель аппарата

Как показали исследования, традиционные математические модели [1] фрикционных аппаратов (они наиболее распространены, например ПМКП-110) в такой расчетной модели использовать нельзя. В этих математических моделях величина силы сильно зависит от знака скорости (до 6-ти раз при неизменном ходе), что приводит к ярко выраженным автоколебаниям при интегрировании. Существуют модели, в которых для удобства интегрирования скачкообразное изменение силы от знака скорости моделируется

линейным участком, величина которого подбирается экспериментально. Это не решает проблемы, поскольку при смене направления движения рассеивания энергии не происходит и автоколебательный процесс не затухает.

Была построена уточненная модель аппарата на основе оценки НДС аппарата в разных режимах нагружения. Использовался МКЭ (рис. 2), учитывалось контактное взаимодействие между всеми деталями устройства. Наиболее важной характеристикой оказалась деформация корпуса аппарата, за счет которой возможно движение нажимного конуса при неизменной деформации подпорного блока.

С учетом разницы деформации на прямом и обратном ходе, а также с учетом введения двух дополнительных силовых характеристик при статичном положении опорной пластины можно описать малые колебательные движения конуса следующим образом. Переход с прямого хода на обратный происходит по траектории 1-2-3-4-5, а с обратного на прямой – 5-4-6-2-1. При малых изменениях хода силовая характеристика реализуется внутри параллелограмма 4-6-2-3, причем ширина этой петли может быть и меньше, в зависимости от амплитуды колебаний (рис. 3). Коэффициент наклона Z подобран, исходя из наибольшего соответствия динамической силовой характеристики с результатами экспериментов.

Результат расчета модельного соударения с использованием данной математической модели качественно соответствует результатам натуральных испытаний (рис. 4).

Учет этих свойств при процедуре моделирования позволил получать надежные результаты при моделировании вагонов. Такой же подход возможен для моделирования соударения с гидро- и эластомерными аппаратами, где статическая силовая характеристики не имеет смысла.

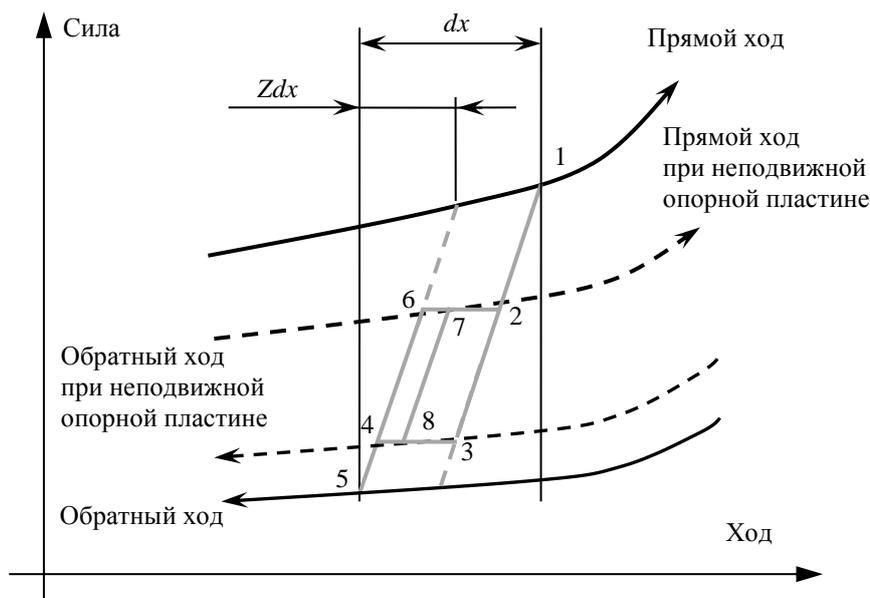


Рис. 3. Элементы силовой характеристики

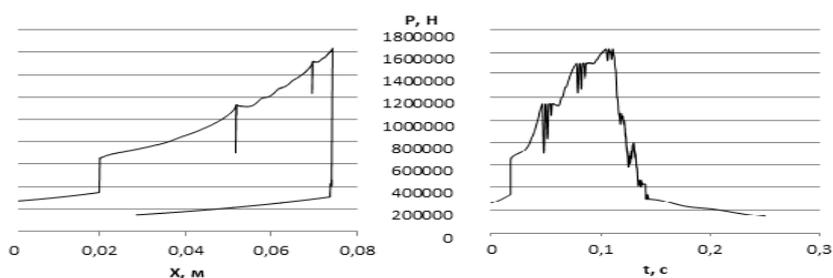


Рис. 4. Зависимости силы от времени и силы от хода аппарата при скорости соударения 2,5 м/с

Заключение

Разработанная методика и программы позволяют перейти к моделированию взаимодействия конструкции и груза при соударениях на сортировочных горках, однако требуется уточнение некоторых параметров модели по результатам натуральных экспериментов.

Список литературы

1. Болдырев, А.П. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава / А.П. Болдырев, Б.Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 2004. – 199 с.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Родиков А.Н.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: rodikov@umlab.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ УПРУГОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»

Ключевые слова: железнодорожный путь, балка Тимошенко, периодическая структура, АЧХ.

Введение

Совместные колебания железнодорожного пути и экипажа приводят к волновому износу поверхности катания рельса, усталостному разрушению элементов верхнего строения пути (рельсов, шпал, рельсошпальных креплений), к возникновению шумов при движении рельсовых экипажей.

Колебания пути и экипажа обусловлены различными факторами, такими как неровности рельсовых нитей, отклонение круга катания колеса от идеальной формы, удары колеса с «ползуном» о рельс, периодическое изменение жесткости пути, вызванное шпалами, прохождение рельсовых стыков и крестовин. Для всесторонних исследований влияния этих факторов на динамику и нагруженность ходовой части рельсовых экипажей и собственную динамику путевой структуры необходимы детальные пространственные модели, учитывающие упругость рельсов и шпал, нелинейные свойства рельсошпальных креплений и балласта.

Модель пути

Модель пути представляет собой периодическую структуру в виде балки Тимошенко, дискретно взаимодействующей через нелинейные безынерционные силовые элементы (рельсошпальные крепления) с балкой Эйлера-Бернулли со ступенчато изменяющимся по длине сечением (шпала), опирающейся на сплошное двухпараметрическое основание Власова (балласт) (рис. 1).

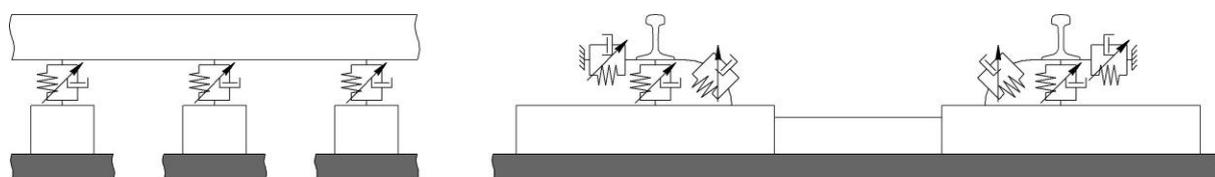


Рис. 1. Модель пути

При моделировании бесконечного железнодорожного пути периодической структурой конечной длины возникает вопрос, какова должна быть длина структуры. В работе был исследован вертикальный отклик предлагаемой модели пути при различном числе шпал, отсчитанном от точки приложения гармонического возмущения в обе стороны. Были построены резонансные кривые при приложении возмущения над шпалой и между шпалами для 16, 32 и 64 шпал. Резонансные кривые для 32 и 64 шпал идентичны, а кривая для 16 шпал незначительно отклоняется от них в области свыше 900 Гц. Из этих результатов очевидно, что модель путевой структуры с 64 шпалами, отсчитанными от первой и последней колесных пар рельсового экипажа, является хорошим приближением к бесконечному железнодорожному пути.

Анализ отклика пути

Анализ вертикального отклика пути является распространённым приемом, используемым многими авторами [2,4,5], чтобы оценить корректность модели пути. На рис. 2 показан отклик пути, качественный характер которого является общим для балластного железнодорожного пути. Первая резонансная частота для АЧХ (рис. 2) равна 95 Гц. При этом резонансе рельс и шпалы синфазно вибрируют на балласте. Резонансная частота в большей степени определяется жесткостью балласта и обычно лежит в интервале 40-120 Гц. Вторая резонансная частота – 450 Гц. Рельс в противофазе вибрирует на шпале. Частота резонанса определяется жесткостью прокладки и обычно лежит в интервале 300-600 Гц. Между этими резонансами есть антирезонанс при 230 Гц, при котором шпалы выступают в качестве динамического гасителя колебаний. В частотной области до второго резонанса включительно поведение пути эквивалентно поведению системы с двумя степенями свободы, а величина отклика незначительно зависит от места приложения возмущения. Точка приложения силы становится важной при приближении к так называемому «шарнирному» резонансу при 1085 Гц. При этом резонансе рельс вибрирует как балка, шарнирно подкрепленная с шагом, равным межшпальному расстоянию, и длиной волны, равной удвоенному межшпальному расстоянию. Частота резонанса определяется инерционными характеристиками рельса и типом рельсошпального скрепления и лежит в интервале 900-1200 Гц. Значение частоты «шарнирного» резонанса, найденное на предлагаемой модели пути, хорошо согласуется с экспериментальным, но отклик получается завышенным, особенно между шпалами. Этот факт можно объяснить тем, что опирание рельса на шпалы в действительности происходит не в отдельных точках, как предполагается в представленной модели пути, а по площадкам конечной ширины.

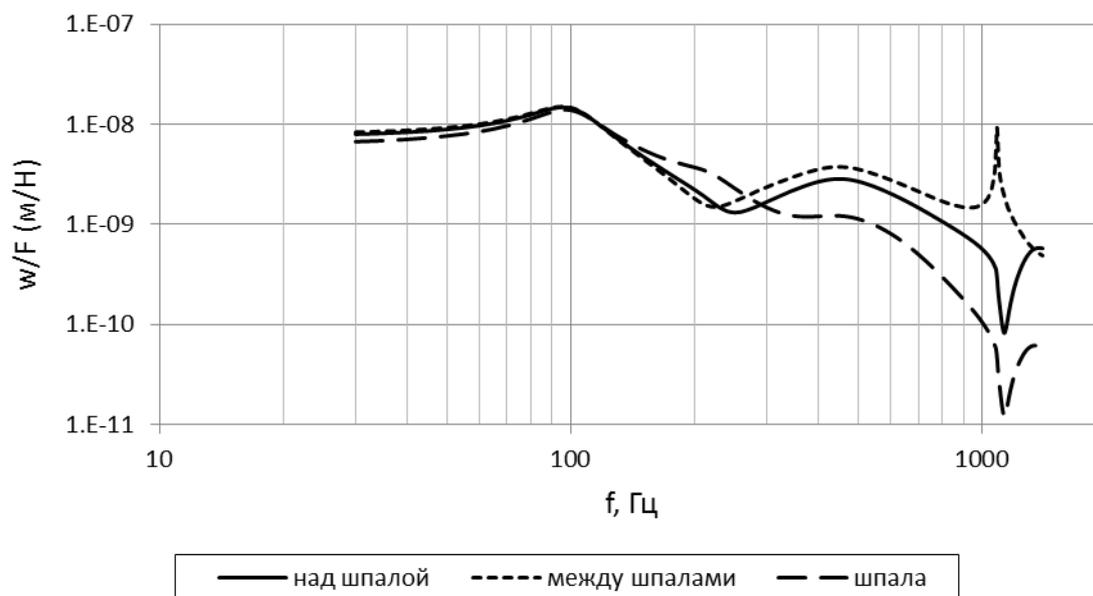


Рис. 2. Вертикальный отклик пути

Заключение

Предлагаемая модель железнодорожного пути в настоящее время реализуется в ПК «Универсальный механизм» и будет использоваться для исследования совместной динамики пути и рельсовых экипажей, уточнения нагруженности элементов экипажной части подвижного состава, исследования волнового износа поверхности катания рельса, прогнозирования уровня шума вблизи железнодорожных магистралей.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Список литературы

1. Белоцерковский, П.М. Установившиеся и неустойчивые колебания периодических структур: дис... докт. техн. наук. – Москва, 2001.
2. Kaiser, I. Refining the modelling of vehicle–track interaction // *Vehicle System Dynamics*. – 2012. – Vol. 50. – Supplement 1. – P. 229-243.
3. Popp, K. System Dynamics and Long-Term Behaviour of Railway Vehicles, Track and Subgrade / K. Popp, W. Schiehlen // *Lecture Notes in Applied Mechanics*. – Springer, Berlin, 2003.
4. Riccardo Ferrara. A Numerical Model to Predict Train Induced Vibrations and Dynamic Overloads: PhD thesis. – University of Reggio Calabria, Reggio Calabria, 2013.
5. Traian Mazilu. Green's functions for analysis of dynamic response of wheel/rail to vertical excitation // *Journal of Sound and Vibration*. – 2007. – Vol. 306(1-2). – P. 31-58.

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Родиков А.Н.*, Погорелов Д.Ю., Языков В.Н.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: rodikov@umlab.ru

МОДЕЛЬ НЕГЕРЦЕВСКОГО МНОГОТОЧЕЧНОГО КОНТАКТА КОЛЕСО-РЕЛЬС

Ключевые слова: колесо-рельс, негерцевский многоточечный контакт.

Для решения задач совместной динамики пути и рельсовых экипажей требуется реалистичная модель контактного взаимодействия между колесом и рельсом, учитывающая такие особенности, как неэллиптические формы пятен контакта и число контактных точек более двух.

В связи с ведущейся разработкой модели упругого железнодорожного пути в ПК «Универсальный механизм» был программно реализован алгоритм контактного взаимодействия колесо-рельс с учетом инерционных свойств последнего. На текущем этапе рельс моделируется твердым телом с тремя степенями свободы (поперечное и вертикальное смещения рельса, поворот относительно продольной оси) с возможностью задания нелинейных свойств подрельсового основания. В основе реализованного алгоритма лежит быстрый алгоритм решения нормальной контактной задачи В. Кика и И. Пиотровского [2] и алгоритм FastSim Дж. Калкера [1] решения касательной задачи, адаптированный для неэллиптических пятен контакта, ставшие де-факто стандартными алгоритмами расчета сил в контакте колесо-рельс в современных пакетах моделирования динамики рельсовых экипажей (SIMPACK Rail, VI-Rail, NUCARS).

Новая модель контактного взаимодействия позволяет реалистично моделировать плотный контакт между изношенными профилями колеса и рельса, контакт трамвайных профилей (рис. 1), а в будущем будет использоваться при моделировании прохождения рельсовым экипажем стрелочного перевода (рис. 2).

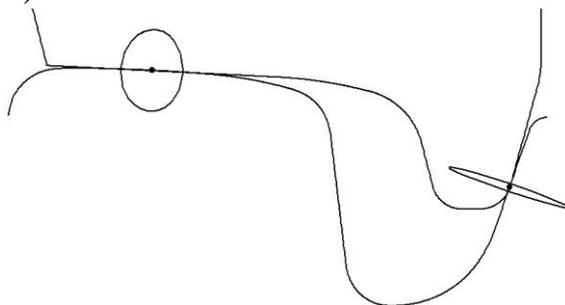


Рис. 1. Контакт трамвайных профилей

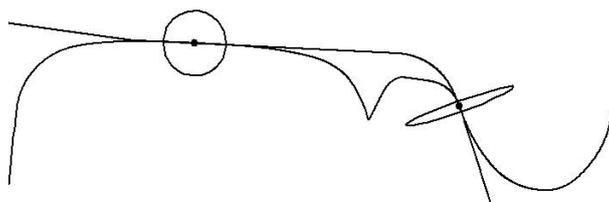


Рис. 2. Контакт колеса с рамным рельсом и остряком

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Список литературы

1. Kalker, J.J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact. – Dordrecht: Kluwer academic publishers, 1990.
2. Kik, W. A fast, approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling / W. Kik, J. Piotrowski // Proc. of 2nd mini conf. Contact mechanics and wear of rail/wheel system, Budapest. – 1996. – P. 52-61.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Сакало А.В.*, Сакало В.И., Томашевский С.Б.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: sakalo@umlab.ru

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО МОДУЛЯ «UM ROLLING CONTACT FATIGUE» ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАКОПЛЕНИЯ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОЛЁСАХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Ключевые слова: контактно-усталостные повреждения, конечноэлементная схема, упругое основание.

Введение

Для моделирования накопления контактно-усталостных повреждений в колёсах железнодорожного подвижного состава в программном комплексе «Универсальный механизм» используется модуль “UM Rolling Contact Fatigue” (UM RCF). Расчёт в модуле UM RCF выполняется на основе данных, полученных с помощью модулей UM Loco и UM Wheel/Rail Wear. Одна из областей эффективного применения модуля UM RCF – выполнение многовариантных сравнительных расчётов для решения задачи оптимизации профилей поверхностей катания колёс вагонов и локомотивов по критерию контактно-усталостной прочности.

Решение контактной задачи

Для определения нормальных сил в контакте колеса и рельса в модуле UM RCF используется быстрый алгоритм, позволяющий решать задачу для многоточечного и конформного контактов, предложенный Сакало В.И. Для определения касательных сил в контакте качения – алгоритм FASTSIM, предложенный Д. Калкером [1].

Для вычисления напряжений в материале колеса применяется метод конечных элементов (МКЭ). Так как в процессе моделирования накопления контактно-усталостных повреждений необходимо многократно решать контактную задачу, актуальной является проблема уменьшения затрат машинного времени на её решение. Существенно снизить затраты машинного времени при достаточной для инженерных расчётов точности позволяет метод опирания конечноэлементной схемы на упругое основание [2], реализованный в модуле UM RCF.

Моделирование накопления контактно-усталостных повреждений

В качестве критерия контактной усталости в модуле UM RCF используется критерий Данг Вана [3]. В соответствии с этим критерием вычисляются эквивалентные напряжения τ_{DV} :

$$\tau_{DV} = \tau_{\max}^a + a_{DV} \sigma_0,$$

где τ_{\max}^a – амплитудное значение максимальных касательных напряжений;

a_{DV} – положительный безразмерный параметр материала, представляющий влияние гидростатического давления;

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \text{ – гидростатическое давление.}$$

Зависимость числа циклов до разрушения от эквивалентных напряжений аппроксимирована функцией

$$N = 2,603 \cdot 10^{11} \tau_{DV}^{-2,5}.$$

Приведенная зависимость получена при построении кривой контактной усталости колёсной стали [4].

При моделировании накопления контактно-усталостных повреждений цикл считается повреждающим, если напряжения τ_{DV} превышают значение 120 МПа [5].

Допущения

Моделирование накопления контактно-усталостных повреждений с помощью модуля UM RCF выполняется с учётом следующих допущений:

- материалы контактирующих тел являются однородными, изотропными и деформируются упруго;
- уровень температур, возникающих в колесе, не оказывает существенного влияния на напряжённо-деформированное состояние и физико-механические характеристики его материала.

Заключение

Реализованная на данный момент версия модуля UM RCF использует алгоритмы и допущения, приведенные выше. Их подробное описание, а также инструкция по работе с модулем находятся в руководстве пользователя ПК УМ «Глава 25. Моделирование накопления контактно-усталостных повреждений в колёсах железнодорожного подвижного состава».

В настоящее время выполняются работы по совершенствованию модуля, в частности:

- отказ от быстрых алгоритмов и реализация решения контактной задачи МКЭ с использованием фрагментов на упругом основании;
- получение кривой контактной усталости для бандажной стали;

- моделирование накопления контактно-усталостных повреждений с учётом температурных напряжений, возникающих в колесе при колёдном торможении [6];
- моделирование накопления контактно-усталостных повреждений с учётом монтажных напряжений, возникающих в бандаже при посадке на колёсный центр с диаметральным натягом.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Список литературы

1. Kalker, J.J. Some new results in rolling contact / J.J Kalker, J. Piotrowski // Vehicle system dynamics. – 1989. – V.18. – P. 223-242.
2. Сакало, А.В. Метод моделирования контактных напряжений с использованием конечно-элементных фрагментов на упругом основании // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2009. – №9. – С. 71-76.
3. Ekberg, A. Rolling contact fatigue of railway wheels – computer modeling and in-field data // Proceedings of 2nd mini conf. “Contact mechanics and wear of rail/wheel systems”, Hungary, Budapest. – 1996. – P. 154-163.
4. Сакало, А.В. Контактная усталостная прочность колёсной стали // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2011. – №2. – С. 35-41.
5. Сакало, А.В. Моделирование накопления контактно-усталостных повреждений в колесе вагона с использованием конечно-элементных фрагментов на упругом основании // Вестник ВНИИЖТ. – 2011. – №4. – С. 44-49.
6. Сакало, А.В. Влияние температурных напряжений на накопление контактно-усталостных повреждений в колесе локомотива / А.В. Сакало, В.И. Сакало, С.Б. Томашевский // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №4. – С. 71-76.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Симонов В.А., Сакало В.И., Томашевский С.Б.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: um@universalmechanism.com

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КОЛЕС ЭЛЕКТРОВОЗА С УЧЕТОМ РЕАЛИЗАЦИИ ПРЕДЕЛЬНЫХ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ

Ключевые слова: посадочные, температурные напряжения, вынужденные колебания.

Введение

Бандажи локомотивов, а особенно электровозов, работают в условиях повышенных нагрузок, имеющих как статический, так и динамический характер. Спектр динамических нагрузок стал более разнообразным с применением широтно-импульсной модуляции напряжения в системах управления моментом и скоростью тяговых электродвигателей. Это может привести к усталостным разрушениям бандажей. По данным эксплуатации такие разрушения наблюдаются в месте нанесения клейма. Причинами появления трещин и их распространения по сечению могут быть окружные напряжения. В данной работе показаны возможности компьютерного моделирования для оценки этих напряжений.

Основной раздел

При посадке бандажа с диаметром по кругу катания 1250 мм на колесный центр с наружным диаметром 1070 мм с диаметральным натягом 1,5 мм в его поперечном сечении доминируют растягивающие окружные напряжения. В точках, расположенных на наружном торце бандажа, напряженное состояние близко к одноосному. Значения окружных напряжений зависят от радиуса окружности, на которой располагается точка. В месте нанесения клейма они равны 230 МПа. Монтажные напряжения являются постоянно действующими.

Исследованы температурные напряжения в деталях колеса при подводе тепловой нагрузки мощностью 27,6 кВт на участке профиля бандажа шириной 84 мм, расположенного в средней части поверхности катания бандажа. Время торможения принималось равным 20 мин. На 20-й минуте самая высокая температура 229,5°C получена на середине поверхности трения. В подповерхностном слое доминируют окружные сжимающие напряжения. У поверхности трения они достигают 278,8 МПа. Их влияние проявляется в уменьшении суммарных окружных напряжений. Так, в области клейма температурные напряжения, равные 155 МПа, уменьшают вызванные посадкой до 75 МПа.

Для исследования опасных форм колебаний колеса, влияющих на окружные напряжения в бандаже, построена АЧХ для этих напряжений в зоне нанесения клейма, как реакции на динамический момент, прикладываемый со стороны шестерни, расположенной на валу тягового электродвигателя (ТЭД). Для этого использовалась конечноэлементная модель колесной пары (рис. 1).

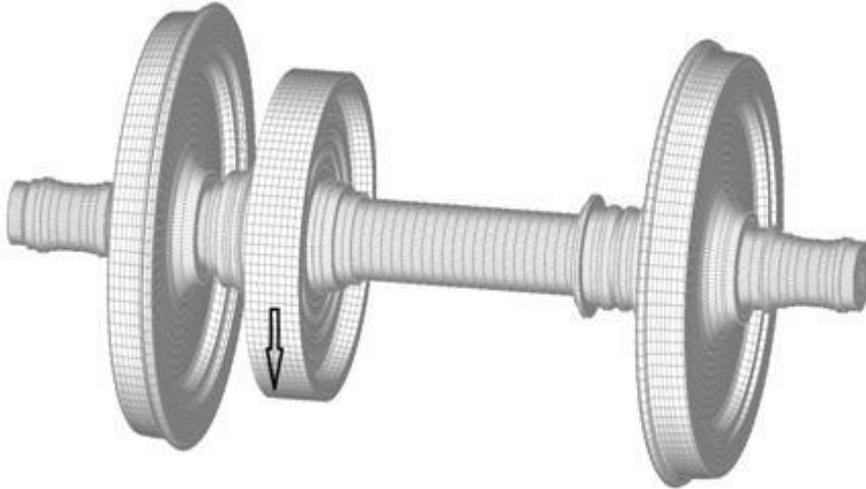


Рис. 1. Конечноэлементная модель колесной пары

Синусоидальная возмущающая сила прикладывалась в срединной плоскости зубчатого колеса по касательной к его делительной окружности. Амплитуда возмущающей силы принималась равной 1 кН, коэффициент демпфирования материала – 0,002.

Рассмотрены следующие три варианта условий в контакте колеса и рельса: а) на точку, расположенную на расстоянии 25,4 мм от наружного торца бандажа на его поверхности, накладывались жесткие связи в вертикальном и продольном направлениях (вдоль оси пути); б) в этой точке размещалась приведенная масса рельса 170 кг, накладывалась жесткая связь в продольном направлении, упругая связь жесткостью 25 МН/м в поперечном относительно рельса направлении; в) в этой точке размещалась приведенная масса рельса 22,96 кг, накладывалась жесткая связь в продольном направлении, упругая связь жесткостью 89 МН/м в поперечном направлении с коэффициентом демпфирования 7810 Н·с/м.

В качестве отклика определялось значение наибольшего окружного напряжения в узлах, расположенных на внешнем торце бандажа на радиусе 550 мм. Исследованы формы и частоты собственных колебаний колеса для трех вариантов, при которых к точке контакта колеса с рельсом приводятся различные массы, а с основанием они связываются различным типом связей. Объектом исследований было ближнее к источнику возмущения колесо. Независимо от значения приведенной массы и типов связей получены одинаковые формы и частоты собственных колебаний и окружные напряжения в месте нанесения клейма.

Анализ показал, что в диапазоне частот от 0 до 300 Гц возможно существование нескольких форм колебаний, которые могут проявляться в виде резонансов, приводящих к возникновению знакопеременных окружных напряжений на торцевых поверхностях бандажа вследствие изгиба (рис. 2).

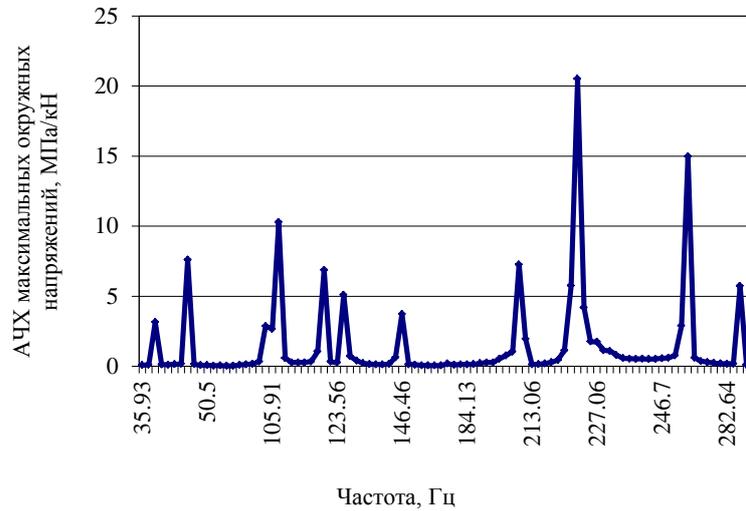


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика максимальных окружных напряжений бандажа в месте нанесения клейма

Наибольшие амплитуды напряжений по АЧХ получены на частотах 257 и 224 Гц.

Седловидная симметричная форма колебаний возникает на частоте 257 Гц (рис. 3). Максимальные напряжения при этом получены в четырех точках по окружности в сечениях с угловыми координатами 45, 135, 225, 315°.

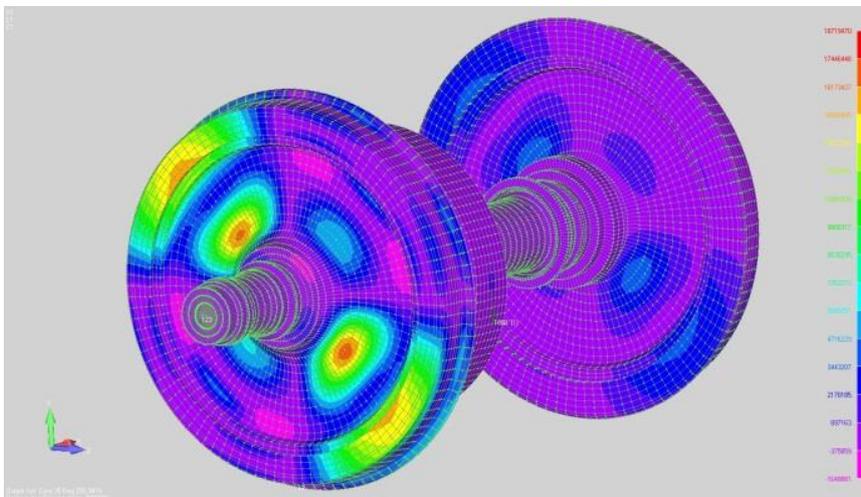


Рис. 3. Седловидная форма колебаний колеса

Но наибольшие напряжения в случае резонанса возникают при частоте 224 Гц. При этом форма колебаний уже не является симметричной и максимальные напряжения возникают в одной точке с угловой координатой около 76° на окружности бандажа ближе к месту контакта колеса с рельсом. Несколько отличается от неё форма, соответствующая частоте 206 Гц, но она несёт значительно меньшие напряжения. В процессе перекатывания колеса место нанесения клейма будет испытывать динамические напряжения, амплитуда которых будет модулироваться графиком изменения напряжений по окружности на торцевой поверхности, определяемой положением клейма (рис. 4).

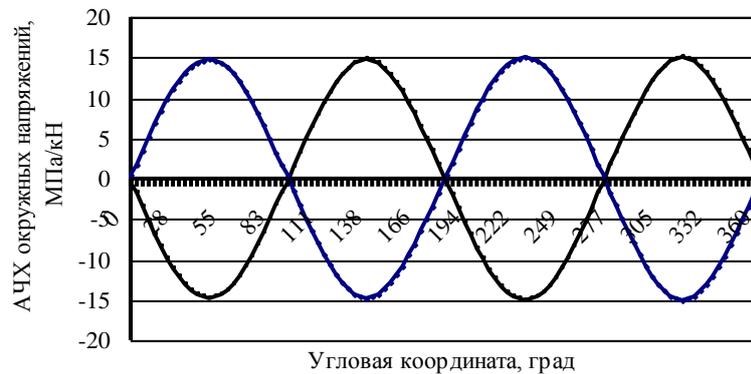


Рис. 4. График распределения амплитуд окружных напряжений для точек окружности на бандаже, соответствующих месту расположения клейма при резонансе на частоте 257 Гц

Заключение

Динамические окружные напряжения в условиях колесной пары могут возникнуть лишь при формах колебаний, соответствующих изгибу колеса как пластины.

Проведенный анализ собственных форм и частот колебаний позволил установить, что в диапазоне от 0 до 300 Гц существует порядка десяти форм колебаний, приводящих к появлению растягивающих окружных напряжений в бандаже. Эти формы колебаний при наличии соответствующего уровня возмущений в спектре момента со стороны ТЭД могут способствовать развитию усталостных повреждений в бандаже.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Симонов В.А.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел./факс +7 (4832) 56-02-61, e-mail: simonov@umlab.ru

О ВЫБОРЕ ЦЕЛЕВЫХ ФУНКЦИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА СРЕДСТВАМИ ПК «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»

Ключевые слова: динамические показатели, целевые функции, подвижной состав.

Введение

Использование программного комплекса «Универсальный механизм» (ПК УМ) в качестве инструмента для решения задач проектирования подвижного состава требует внимательного отношения к процедурам формирования и использования критериев качества, основанных на различных показателях, оцениваемых в процессе численных экспериментов с моделями. Обсуждаются свойства целевых функций и особенности их применения при исследовании динамических показателей подвижного состава средствами ПК УМ, включая методы факторного анализа.

Основной раздел

Важнейшей особенностью показателя является возможность его использования в качестве *аддитивного* при формировании целевой функции. Признанным аддитивным показателем при решении большинства задач является стоимостной (в денежном выражении). Критерий формируется на основе естественных представлений человека о полезности в виде интегральной суммы значений показателя в процессе функционирования объекта. Он может отражать прибыль или потерю как на отдельных этапах работы объекта, так и на их некоторой совокупности. Существуют неденежные аддитивные показатели, которые с точностью до постоянного множителя могут отражать стоимость, например удельное сопротивление движению подвижного состава, некоторые показатели надежности и т.д.

В практике принятия технических решений также приходится учитывать ряд показателей, которые не являются аддитивными. К ним относятся показатели, оценивающие безопасность. В ПК УМ в качестве наиболее адекватного задачам анализа безопасности по условиям вкатывания колеса на рельс рекомендуется использовать комбинированный коэффициент безопасности [1,2], который лишен недостатков, присущих традиционным критериям, основанным на использовании нормирующих соотношений Надаля или Вайнштока [3].

При формировании целевых функций следует учитывать, что существуют два принципиально различных вида неопределенностей, с которыми приходится иметь дело. Первый вид неопределенности связан с вероятностной природой реализации показателей, отражающей вероятность (повторяемость) конкретных условий функционирования в процессе эксплуатации объекта. Этот вид неопределенности носит объективный характер. Второй, субъективный, вид неопределенности связан с нечетким представлением человека о степени принадлежности объекта к некоторому идеальному состоянию в условиях использования нескольких критериев качества (многокритериальный выбор). В связи с этим следует различать формирование целевых функций как:

- свертки показателей на множестве условий функционирования объекта (первый уровень);
- свертки на множестве критериев (второй уровень).

Классическими критериями для целевых функций на обоих уровнях являются:

- критерий Байеса-Лапласа (среднего значения);
- минимаксный (максиминный) критерий.

Первый применяется для аддитивных показателей, второй – для неаддитивных (их иногда именуют минимаксными). Неопределенность первого вида присутствует при формировании сверток первого уровня (на множестве условий функционирования).

Аддитивные показатели являются в ряде случаев более полезными при поиске оптимальных решений, чем минимаксные, и в силу своего консерватизма менее подвержены флуктуациям [4]. Минимаксные критерии часто обладают большой дисперсией воспроизводимости результатов при малых вариациях условий численных экспериментов в силу того, что оценки показателей формируются с помощью функционалов в виде квантилей на «хвостах» вероятностных распределений.

Для работы с неопределенностями второго вида при формировании сверток на множестве критериев удобно предварительно выполнить нормализацию величин показателей с использованием понятия функции принадлежности показателя к нечеткому множеству идеальных значений [5]. Минимаксный критерий в этом случае совпадает с пересечением нечетких множеств, а аддитивный критерий (без взвешивания) идентичен алгебраическому произведению нечетких множеств. Использование понятия функции принадлежности альтернативы нечеткому множеству позволяет также учесть представления лица, принимающего решения об относительной полезности различных значений одного и того же показателя.

ПК УМ обладает развитыми средствами параметрического анализа. В частности, следует обратить внимание на возможность планирования и проведения факторных экспериментов. А для построения линейчатых регрессионных функций отклика имеется соответствующий инструментарий. Использование этих функций позволяет, например, выполнять расчеты по

плану факторного эксперимента типа 2^k . Такая возможность в настоящее время имеется, в том числе с помощью:

- выделения бинарного дерева, соответствующего плану эксперимента из общего дерева экспериментов на закладке "Мастер таблиц" в окне проекта "Сканирование";
- расчета функции отклика как свертки частных показателей по одной из трех стандартных процедур (максимум, минимум или сумма);
- определения главных эффектов и эффектов взаимодействия вплоть до второго порядка (коэффициентов уравнения регрессии для кодированных значений факторов).

Результаты позволяют оценить влияния факторов на целевую функцию (функцию отклика), а анализ эффектов взаимодействия позволяет углубить анализ влияния факторов на функцию отклика, который зачастую выполняется без учета эффектов взаимодействия факторов [6,7].

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Список литературы

1. Черкашин, Ю.М. Сравнение некоторых критериев, оценивающих опасность схода путем вползания колеса на рельс / Ю.М. Черкашин, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов // Вестник Восточно-украинского национального университета. – 2005. – №8(90). – Ч.1. – С. 98-103.
2. Погорелов, Д.Ю. Показатель для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса / Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов // Вестник Восточно-украинского национального университета. – 2010. – №5(147). – Ч.1. – С. 64-70.
3. Weinstock, H. Wheel climb derailment criteria for evaluation of rail vehicle safety: Paper No.84-WA/RT-1, Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers, November 1984.
4. Симонов, В.А. Выбор динамических показателей для решения задач оптимизации параметров тележек грузовых вагонов // Вестник Восточно-украинского национального университета. – 2012. – №5(176). – Ч.2. – С. 29-34.
5. Kovalev, R. Freight Car Models and Their Computer-Aided Dynamic Analysis / R. Kovalev, N. Lysikov, G. Mikheev, D. Pogorelov etc. // Multibody System Dynamics. – 2009. – Vol. 22. – № 4. – P. 399-423.
6. Черкашин, Ю.М. Влияние параметров экипажей и пути на безопасность движения поездов / Ю.М. Черкашин, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – №2. – С. 3-9.
7. Захаров, С.М. Анализ влияния параметров экипажей и пути на интенсивность износа в системе колесо-рельс (на основе полного факторного эксперимента) / С.М. Захаров, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – №2. – С. 31-35.

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Тарасов А.Н., Ковалев Р.В., Федяева Г.А.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: kovalev@umlab.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА ТЭМ9Н

Ключевые слова: гибридный маневровый тепловоз, потележечное регулирование, асинхронные двигатели, система управления, моделирование динамики.

Введение

В рамках пилотного проекта Людиновским тепловозостроительным заводом создан опытный образец четырехосного гибридного маневрово-вывозного тепловоза ТЭМ9Н с асинхронными тяговыми двигателями (АТД). На тепловозе применено совместное управление АТД в пределах каждой из двух тележек (потележечное регулирование). Известно, что индивидуальное (поосное) регулирование асинхронных двигателей локомотива позволяет получить наибольшие тяговые усилия и наилучшие динамические качества привода. Однако при потележечном регулировании уменьшаются габариты и стоимость тягового электропривода (ТЭП) за счет снижения числа силовых преобразователей. Поэтому необходимо искать пути повышения динамических и тяговых свойств электроприводов при совместном регулировании двигателей. В настоящее время ведется отработка алгоритмов управления ТЭП тепловоза ТЭМ9Н, которую наиболее целесообразно проводить с использованием компьютерного моделирования.

Основной раздел

Разработаны математическая и компьютерная модели электромеханической системы асинхронного тягового привода (АТП) тепловоза ТЭМ9Н с учетом процессов в механической и электрической подсистемах. Для выделения и поэтапного исследования наиболее существенных явлений моделирование ведется по принципу «от простого к сложному». Созданы две модели механической подсистемы: 1) упрощенная модель механической части тяговой передачи тележки, составленная на основе принципа Даламбера в программном комплексе (ПК) MatLab/Simulink (для предварительного анализа динамических процессов в ТЭП) [1]; 2) модель железнодорожного экипажа ТЭМ9Н с высокой степенью детализации, выполненная в ПК «Универсальный механизм» (UM) [2] с применением методов моделирования динамики систем тел (для уточнения расчетов: более пол-

ного учета особенностей конструкции ходовой части, взаимодействия колес и рельсов, динамического перераспределения вертикальных нагрузок по осям локомотива в режиме тяги).

В ходе испытаний на тепловозе ТЭМ9Н отрабатываются наиболее динамичные алгоритмы управления асинхронными тяговыми двигателями (АТД) при регулировании потокосцепления статора. Разработаны математические и компьютерные модели различных вариантов потележечного управления АТД в ПК MatLab/Simulink. За основу в этих моделях принят известный принцип привязки задания на ускорение (замедление) двигателя к ускорению (замедлению) локомотива, приведенного к валу двигателя. Задание на угловую скорость определяется путем интегрирования задания ускорения. Выходной сигнал регулятора скорости является входным для контура момента, исследовалась система прямого управления моментом двигателей (Direct Torque Control – DTC).

Модели систем управления соединены с моделью механической части ТЭП тележки [1] в MatLab/Simulink, усредненные вертикальные нагрузки осей первой тележки взяты из модельных экспериментов, выполненных на детализированной модели экипажа ТЭМ9Н в УМ. Моделировались следующие варианты управления в режиме тяги двигателями, подключенными в пределах тележки параллельно к одному инвертору: 1) управление по информации о параметрах двигателя, имеющего наибольшую угловую скорость; 2) управление по информации о параметрах двигателя, имеющего наименьшую угловую скорость; 3) управление с применением в адаптивной модели АТД параметров первого по ходу движения двигателя тележки и использованием в системе управления сигнала наибольшей скорости вращения двигателей. Разброс параметров обмоток двигателей варьировался в пределах 5...15%. Лучшие результаты получены по варианту 3.

Использование для вычисления фактических значений потокосцепления и момента только датчиков первого двигателя, а не двигателя с минимальной или максимальной скоростью вращения, по которой в данный момент ведется управление, позволяет избежать электромеханических колебаний, возникающих при переключении обратных связей из-за разброса параметров обмоток двигателей. При этом двигатель первой оси, имеющей наименьшую вертикальную нагрузку, наиболее склонен к буксованию и юзу, поэтому он наиболее часто имеет максимальную и минимальную скорость в режимах тяги и торможения соответственно, и именно его скорость используется для управления. Переключения на управление по скорости двигателя второй оси, происходят, например, при поочередном проезде осями масляного пятна (рис. 1), когда вторая ось наезжает на пятно, а первая уже выехала на чистые рельсы, в этом случае буксование и юз соответствующих осей также эффективно подавляются.

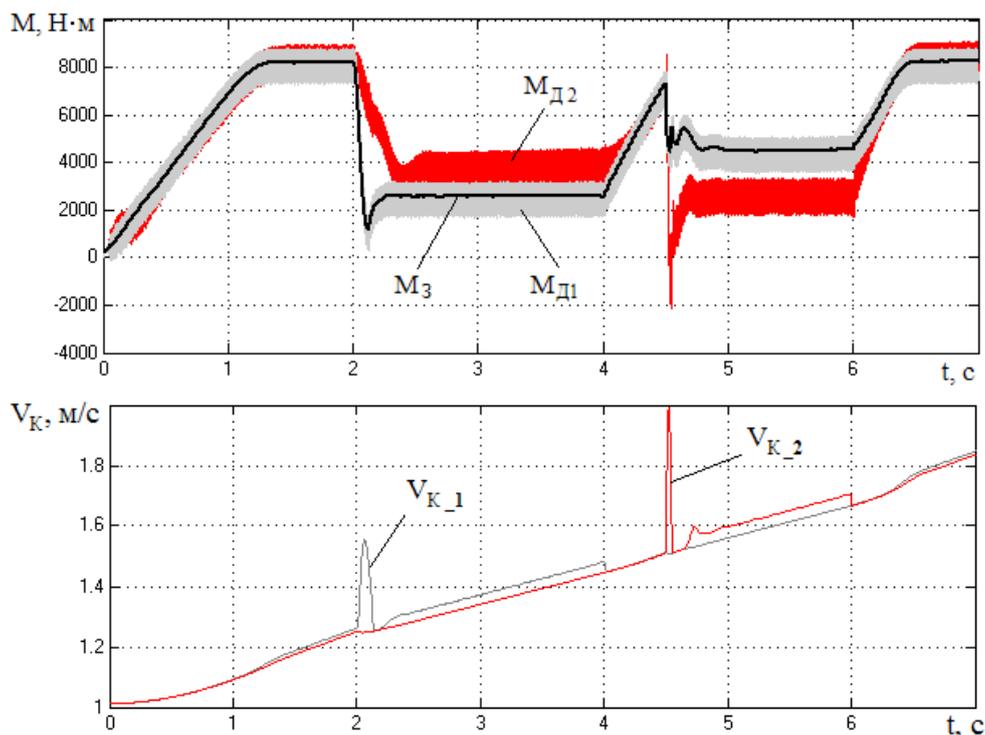


Рис. 1. Результаты моделирования поочередного наезда колес 1-й и 2-й оси тележки на масляное пятно длиной 2,5 м в процессе разгона тепловоза: $M_{д1}$ и $M_{д2}$ – электромагнитные моменты двигателей первой и второй оси тележки соответственно, $M_{з}$ – задание на электромагнитный момент; $V_{к1}$ и $V_{к2}$ – скорости колес первой и второй оси тележки соответственно

Заключение

Результаты моделирования ТЭП в MatLab/Simulink с упрощенным представлением механической части показывают, что момент АТД оси, работающей в хороших условиях сцепления, снижается в меньшей степени, чем оси, находящейся в пределах масляного пятна, что является положительным качеством данной системы управления (СУ). Для уточнения моделирования и анализа путей совершенствования электрической и механической подсистем тепловоза ТЭМ9Н планируется совмещение модели СУ ТЭП с детализированной моделью экипажной части тепловоза в УМ.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Список литературы

1. Федяева, Г.А. Математическая модель механической подсистемы тяговой электропередачи маневрово-вывозного тепловоза ТЭМ9Н / Г.А. Федяева, А.Н. Тарасов, Г.С. Михальченко, Н.Н. Сидорова // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – № 4. – С. 139-142.
2. <http://www.universalmechanism.com>.

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Томашевский С.Б.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: um@universalmechanism.com

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ПАР В УПРУГОЙ ПОСТАНОВКЕ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»

Ключевые слова: посадочные, температурные напряжения, вынужденные колебания.

Введение

Как правило, при математическом моделировании движения вагонов и локомотивов один из самых ответственных узлов – колесная пара – представляется в виде системы недеформируемых тел. Подобным образом выполняется математическое моделирование и в программном комплексе «УМ».

Несмотря на то, что такие математические модели позволяют решать достаточно широкий круг задач железнодорожного транспорта, существует ряд проблем, которые требуют уточнения математической модели колесной пары.

Основной раздел

К задачам, в которых необходимо использовать упругую модель колесной пары относятся:

- моделирование прохода стрелочных переводов;
- моделирование движения колес с ползунами;
- анализ процессов износа, возникающих в контакте колеса и рельса;
- расчетное определение долговечности осей и колес с целью принятия мер, обеспечивающих повышение их срока службы;
- уточнение результатов, получаемых при моделировании динамики железнодорожных экипажей;
- исследование изгиба осей колесных пар и связанного с этим изменения зазора в колее;
- исследование изгиба и закручивания осей колесных пар тягового электродвигателя под действием статических и динамических нагрузок и связанных с этим перекосов в подшипниках и в зубчатом зацеплении;

- исследование шумов, возникающих при вибрациях колесной пары и железнодорожного пути;
- уточнение напряженно-деформированного состояния железнодорожных колес, рельсов и осей колесных пар.

В программном комплексе «УМ» уже реализована возможность моделирования оси колесной пары упругим телом. При этом колеса в такой модели колесной пары представляются твердыми телами. Для моделирования оси колесной пары упругим телом необходимо подготовить её конечно-элементную модель в одной из программ конечноэлементного анализа, а затем импортировать в «УМ». Программный комплекс «УМ» поддерживает импорт конечноэлементных моделей из Ansys, MSC.Nastran и NX.Nastran.

Для добавления упругого тела – оси колесной пары, – в состав динамической модели железнодорожного экипажа, состоящей из твердых тел, применяются метод подсистем, метод присоединенной системы координат, а также специальная методика редуцирования конечноэлементной модели – так называемая процедура Крейга-Бэмптона. Апробация этой методики для моделирования осей колесных пар упругими телами выполнена на примере включения упругой оси колесной пары в состав компьютерной модели автомотрисы.

Описание методики Крейга-Бэмптона, а также пошаговую инструкцию, описывающую процесс включения в модель железнодорожного экипажа упругой оси колесной пары, можно найти в документации к ПК УМ.

В настоящее время ведутся работы по разработке дополнительного модуля программного комплекса «УМ», который позволит моделировать упругим телом колесную пару целиком, включая колеса. Основной проблемой при этом является учет вращательного движения колесной пары. Необходимо предусмотреть, что с течением времени в область контакта колеса и рельса входят новые точки колесной пары. Описание одного из наиболее перспективных подходов для преодоления этой проблемы будет представлено на семинаре.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Федяева Г.А., Матюшков С.Ю., Федяев Н.А.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-36-02, e-mail: matyushkov.serzh@yandex.ru

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В АСИНХРОННОМ ТЯГОВОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ МАГИСТРАЛЬНОГО ГРУЗОВОГО ТЕПЛОВОЗА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ И АВАРИЙНЫХ РЕЖИМАХ

Ключевые слова: магистральный грузовой тепловоз, поосное регулирование, асинхронный тяговый электропривод, нестационарные режимы, моделирование динамики.

Введение

Для повышения надежности и тяговых качеств новых тепловозов требуется совершенствование динамики тягового электропривода (ТЭП). Высокие динамические свойства регулируемого электропривода, являющегося сложной электромеханической системой, особенно важны при нестационарных режимах, когда необходима быстрая реакция системы на возмущение, например на ухудшение условий сцепления между колесом и рельсом. В свою очередь, переходные процессы в электрической части ТЭП, возникающие при отработке задания на электромагнитный момент или в результате аварии, могут вызвать повышенные нагрузки в механической подсистеме привода. Поэтому при разработке новых тепловозов весьма актуальным является исследование аварийных и нестационарных режимов работы привода на электромеханических моделях [1], позволяющих учесть взаимодействие и взаимовлияние электрической и механической подсистем.

Основной раздел

Электромеханические процессы в электроприводе обычно исследуются на моделях, составленных для одной оси, которые вполне адекватно отражают качественный и количественный характер рассматриваемых явлений [2,3]. Однако для уточненного анализа нестационарных режимов, например, таких распространенных, как буксование, одноосной модели ТЭП недостаточно. Для количественного анализа тяговых свойств локомотива при реализации предельных тяговых усилий необходима электромеханическая модель тепловоза с учетом особенностей конструкции ходовой части и динамического перераспределения нагрузки по осям в режиме тяги. Аварийные режимы в инверторе также сопровождаются резким изме-

нением электромагнитного момента двигателей, что также приводит к изменению вертикальных осевых нагрузок. Поэтому для расчета динамики механической подсистемы тепловоза удобно использовать программный комплекс «Универсальный механизм» (ПК УМ) [4], позволяющий максимально приблизить модель к реальному объекту и наиболее полно выявить взаимовлияние электрической и механической подсистем тягового привода в переходных режимах.

Моделирование электрической (силовой и управляющей) подсистемы при этом целесообразно вести в ПК MatLab/Simulink, так как он хорошо зарекомендовал себя при исследовании полупроводниковых систем электропривода [5], и в ПК УМ имеются два специальных интерфейса для совмещения моделей УМ и моделей MatLab/Simulink: MatLab Import и CoSimulation [4]. С применением интерфейса CoSimulation разработана комплексная электромеханическая модель магистрального грузового шестиосного тепловоза с новой системой управления тягой и торможением на пределе по сцеплению колес с рельсами [6,7]. Прототипом модели является тепловоз 2ТЭ25А «Витязь» с индивидуальным (поосным) регулированием асинхронных тяговых двигателей (АТД).

С использованием разработанной модели выполнен расчет динамических процессов в механической подсистеме ТЭП тепловоза 2ТЭ25А в наиболее тяжелых нестационарных и аварийных режимах работы локомотива. В качестве примера приведены результаты моделирования динамических процессов при срыве сцепления и свободном развитии буксования (рис. 1).

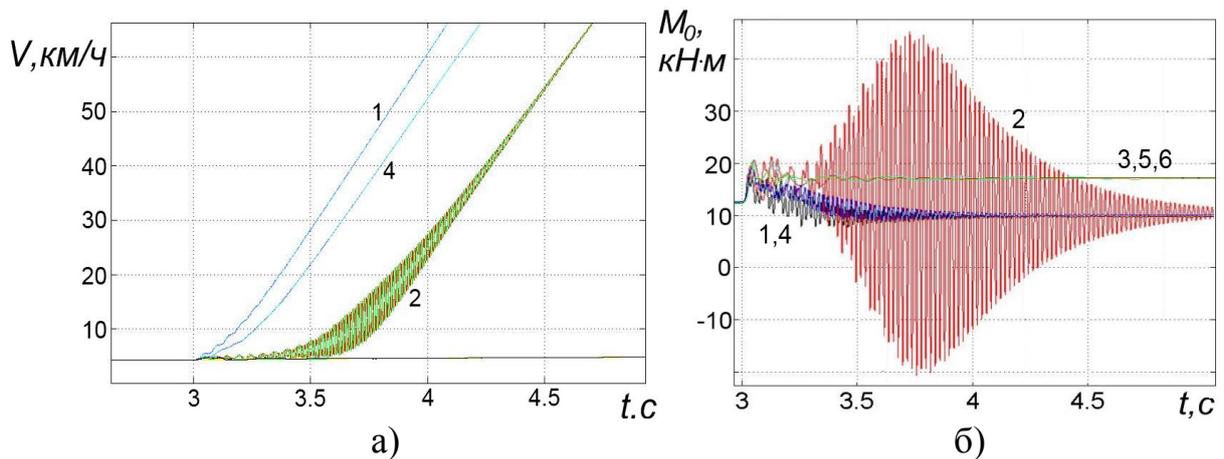


Рис. 1. Результаты моделирования динамических процессов в механической части ТЭП тепловоза 2ТЭ25А при срыве сцепления и свободном развитии буксования:

- а – линейные скорости колес 1...6-й осей и локомотива;
- б – крутящие моменты на осях 1...6-й колесных пар

У современных грузовых локомотивов с АТД, развивающих высокие тяговые усилия и осуществляющих разгон на пределе по сцеплению колес с рельсами, повышаются вибрации в тяговой передаче, которые усиливают износ и могут привести к поломкам. Это подтверждается моделированием, иллюстрирующим развитие фрикционных автоколебаний и увеличение динамических нагрузок в элементах тяговой передачи второй оси локомотива.

Опыт эксплуатации отечественных грузовых магистральных тепловозов 2ТЭ25А «Витязь» показывает их высокие тяговые качества, но вместе с тем свидетельствует о пробуксовке колесных пар при разгоне и имеющих поломках в тяговой передаче, вызванных значительными динамическими нагрузками. Это обуславливает актуальность исследований в области совершенствования систем управления (СУ) тяговым электроприводом, направленных на снижение динамических усилий в тяговой передаче средствами управления АТД.

В рамках данной работы предложена и исследована на основе компьютерного моделирования СУ ТЭП, в которой для уменьшения динамических нагрузок в систему управления дополнительно введен сигнал контроля колебаний (виброускорений) корпуса двигателя в заданных частотных диапазонах. Использование в СУ ТЭП для изменения задания на ускорение ротора АТД сигнала устройства контроля колебаний совместно с сигналом отклонения от максимума силы тяги [8] позволяет подавить развитие колебаний и снизить динамические нагрузки в тяговой передаче от фрикционных автоколебаний при реализации предельных тяговых усилий. Кроме того, сигнал устройства контроля колебаний АТД может быть использован для диагностирования других нештатных режимов, например ослабления крепления узлов тяговой передачи.

Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства образования и науки РФ (НИР № 1633 (06/62) «Прогнозирование динамических процессов в электромеханотронных системах»).

Список литературы

1. Федяева, Г.А. Оценка динамических нагрузок тягового привода на электромеханических моделях перспективных тепловозов / Г.А. Федяева, Д.Ю. Погорелов // Тяжелое машиностроение. – 2007. – № 10. – С. 30-35.
2. Павленко, А.П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов. – М.: Машиностроение, 1991.
3. Федяева, Г.А. Прогнозные варианты для тягового привода тепловозов // Мир транспорта. – 2006. – № 3. – С. 14-19.

4. <http://www.universalmechanism.com>.
5. Герман-Галкин, С.Г. Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК. – Санкт-Петербург: Корона-Век, 2008.
6. Способ управления тяговым электроприводом локомотива на пределе по сцеплению колес с рельсами. Пат. РФ на изобретение RU 2446063 / Федяева Г.А., Федяев Н.А., Матюшков С.Ю., Роговцев Г.В. // Официальный бюллетень Российского агентства по патентам и товарным знакам. Изобретения. Полезные модели. Опубл. 27.03.2012. – Бюл. №9.
7. Федяева, Г.А. Моделирование системы управления тягой и торможением магистрального грузового тепловоза в программных комплексах MatLab и «Универсальный механизм» / Г.А. Федяева, В.В. Кобищанов, С.Ю. Матюшков, А.Н. Тарасов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №3. – С. 147-151.
8. Бушер, М. Регулирование проскальзывания колес на электровозах с асинхронным тяговым приводом // Железные дороги мира. – 1994. – №4. – С. 30-45.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Цыгановский И.А.

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля
Украина, 91034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20А
E-mail: ilyats@list.ru

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЛОКОМОТИВОВ

Ключевые слова: контакт «колесо-рельс», износ, лубрикация.

Введение

Повышенный износ в системе «колесо - рельс» в последние десятилетия остается одной из главных проблем железнодорожного транспорта. На ОАО «РЖД» в настоящее время рассматривается несколько основных направлений для снижения износа [1]: уменьшение коэффициента трения (шлифовка и лубрикация), повышение твердостей материалов колес и рельсов, снижение сил взаимодействия, оптимизация размеров, формы и мест расположения пятен контакта гребня с рельсом. В настоящее время некоторые ученые [1,2] считают лубрикацию наиболее эффективным средством в борьбе с повышенным износом гребней. Однако, согласно исследованиям ВНИИЖТ, в некоторых случаях лубрикация может быть малоэффективным средством борьбы с износом и приводить к более интенсивному накоплению контактно-усталостных повреждений [3]. В связи с этим актуальным является вопрос теоретической оценки влияния мероприятий по лубрикации на нагруженность бандажей колесных пар локомотивов.

В настоящее время с целью экономии времени и средств на натуральных экспериментах целесообразно создавать виртуальные прототипы рельсовых экипажей. С ростом вычислительных мощностей современных ЭВМ программы для компьютерного моделирования становятся более простыми в использовании, а получаемые в них результаты все ближе к результатам натуральных испытаний. В связи со значительной экономией ресурсов компьютерное моделирование позволяет конструктору не просто провести виртуальное испытание проектируемых рельсовых экипажей, но и расширяет круг решаемых задач и рассматриваемых ситуаций. При моделировании движения рельсового экипажа можно исследовать его динамику, определять критическую скорость движения и решать вопросы, связанные с безопасностью движения. Кроме того, полученные данные о положении и напряженно-деформированном состоянии пятна контакта колеса с рельсом могут применяться в дальнейшем анализе для прогнозирования износа (эволюции) профилей колес (рельсов) и моделирования накопления кон-

тактно-усталостных дефектов. Широкие возможности для этого предоставляет программный комплекс «Универсальный механизм».

Основной раздел

Наиболее достоверные теоретические результаты можно получить лишь учитывая всю сложность процесса контакта колес локомотива с рельсами в реальных условиях. В связи с трудностями решения контактной задачи в общем виде подавляющее большинство из существующих контактных моделей применяют гипотезы, которые позволяют значительно упростить решение этой проблемы. При этом высокой является вероятность того, что эти модели при определенных условиях контактирования выходят за рамки их первоначальной достоверности. На кафедре железнодорожного транспорта ВНУ им. В. Даля была разработана математическая модель фрикционного взаимодействия колесной пары с рельсами [4], которая:

- учитывает фрикционные условия взаимодействия колес с рельсами;
- решает контактную задачу без разделения на нормальную и тангенциальную;
- учитывает поперечное отжатие (поворот) головки рельса при передаче бокового усилия от гребня колеса к рельсу;
- учитывает перераспределение нагрузок при двухточечном контакте колеса с рельсом;
- повышает достоверность результатов при моделировании контакта в зоне выкружки рельса.

На основе математической модели была разработана программа VDEUNU CONTACT (Volodymyr Dahl East Ukrainian National University Contact model), которая может быть использована в качестве подсистемы расчета сил сцепления при компьютерном моделировании динамики рельсового экипажа [5].

С помощью математической модели движения шестиосного локомотива ТЭ116, в которой в качестве подмодели сцепления использовалась программа VDEUNU CONTACT, был проведен расчет показателя антифрикционности (износа) и максимальных боковых усилий при движении в кривых различного радиуса. Рассматривалось три варианта фрикционного состояния (табл. 1). Вариант 1 соответствует отсутствию смазки, вариант 2 – оптимальным условиям смазки, вариант 3 – неблагоприятным условиям смазки, т.е. попаданию смазки на поверхность катания в силу различных факторов.

Таблица 1. Варианты сочетания фрикционных состояний поверхности колеса

Вариант	Поверхность катания	Поверхность гребня
1	Чистая, сухая	Чистая, сухая
2	Чистая, сухая	Покрыта смазкой
3	Покрыта смазкой	Покрыта смазкой

Результаты расчета показали, что для варианта 2 показатель антифрикционности в среднем уменьшился в 2,5 раза по сравнению с вариантом 1, а для варианта 3 в среднем вырос в 1,5 раза по сравнению с вариантом 2. Боковая нагрузка в контакте гребня для варианта 2 увеличилась на 10 - 25%, а для варианта 3 – на 50 – 65% по сравнению с вариантом 1.

Заключение

Попадание смазки, используемой при лубрикации, на поверхность катания приводит к увеличению износа по сравнению с оптимальным, а в конечном итоге – к уменьшению ожидаемого эффекта от лубрикации. Для оценки влияния роста боковых усилий при лубрикации на интенсивность накопления контактно-усталостных повреждений в дальнейших исследованиях планируется использовать модуль «UM Rolling Contact Fatigue» (UM RCF) программного комплекса «Универсальный механизм».

Список литературы

1. Ермаков, В.М. Как уменьшить износ системы "колесо-рельс" // Локомотив. – 2007. – №6. – С. 43-45.
2. Коссов, В.С. Гармонизация параметров локомотивной тяги и инфраструктуры с точки зрения воздействия на скорости и веса поездов и оптимизации перевозочного процесса // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». – 2010. – № 4. – С. 3-18.
3. Марков, Д.П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте / Труды ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2007.
4. Голубенко, А.Л. Модель фрикционного контакта «колесо-рельс» / А.Л. Голубенко, А.И. Костюкевич, И.А. Цыгановский // Вестник Восточноукраинского национального университета им В. Даля. – 2012. – №5(176). – С. 7-12.
5. Голубенко, А.Л. Использование программы «VDEUNU CONTACT» при моделировании динамики рельсовых экипажей / А.Л. Голубенко, А.И. Костюкевич, И.А. Цыгановский // Вестник Восточноукраинского национального университета им В. Даля. – №18(207). – С. 163-167.

ISBN 978-5-89838-745-7. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2014.

УДК 629.4

Языков В.Н.

Брянский государственный технический университет
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: yazykov@umlab.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ПОЕЗДА В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»

Ключевые слова: моделирование продольной динамики поезда, тормозная система поезда.

Введение

В докладе описаны новые возможности модуля моделирования динамики поезда программного комплекса «Универсальный механизм» (ПК УМ).

Основной раздел

Модуль моделирования продольной динамики в настоящее время широко используется для решения многих практических задач: анализа причин схода железнодорожных составов, определения продольных сил в поезде при движении на участках сложного профиля пути, выбора эффективных режимов ведения поезда и т.д.

Принципиально важным моментом при решении многих задач динамики поезда является моделирование его тормозной системы. В ПК УМ реализованы два инструмента для создания модели тормозной системы поезда.

Один из инструментов является составной частью модуля моделирования продольной динамики поезда. С его помощью можно задать индикаторные диаграммы торможения и отпуска, параметры тормозных рычажных передач, а также типы тормозных колодок для каждого экипажа поезда. Моменты срабатывания воздухораспределителя после изменения положения ручки крана машиниста рассчитываются при помощи заданных скоростей тормозной и отпускной волн. Такая методика создания тормозной системы позволяет проводить расчеты, имея минимальный объем информации о приборах тормозной системы, которая, как правило, известна из открытых источников. Следует отметить, что у такого подхода есть существенный недостаток, который необходимо учитывать: в данном случае не моделируются отдельно ни газодинамические процессы в тормозной магистрали, ни приборы управления и торможения, такие как кран маши-

ниста, воздухораспределители, тормозные цилиндры, запасные резервуары и т.п. Это не позволяет использовать этот подход для некоторых практических задач, например для создания тренажера машиниста поезда.

Этого недостатка лишен второй подход, применяемый в ПК УМ для моделирования тормозной системы. В этом случае тормозная магистраль представляется трубой с постоянным диаметром, газодинамические процессы в которой моделируются с использованием уравнений состояния и сохранения массы и импульса для одномерного нестационарного течения идеального сжимаемого газа. Тормозные устройства моделируются набором объемов, связанных различными клапанами, диафрагмами и отверстиями, то есть являются системами с сосредоточенными параметрами. Простые устройства, например главный резервуар и запасной резервуар, моделируются единичными объемами. В то время как кран машиниста и воздухораспределитель, представляющие собой сложные механические устройства, состоят из нескольких объемов, соединенных системой клапанов, поршней и отверстий. Создание модели тормозной системы в этом случае гораздо более сложный и трудоемкий процесс, который требует подробной информации о конструкции и параметрах тормозных устройств.

Заключение

Модели тормозных систем поезда в ПК УМ позволяют решать большой спектр практических задач динамики поезда. При этом могут использоваться как упрощенные модели, не рассчитывающие состояние каждого отдельного тормозного прибора, так и более сложные модели, учитывающие газодинамические процессы в тормозной магистрали и тормозных устройствах.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

Материал поступил в редколлегию 10.03.14

Именной указатель

Андрющенко А.А.	29
Антипин Д.Я.	25
Болдырев А.П.	8
Быков В.А.	7, 23
Васильев А.С.	8
Войновский М.Г.	10
Волохов Г.М.	33
Гетманский В.В.	13
Горобцов А.С.	13, 42
Дьяков А.С.	42
Евтух Е.С.	16
Жиров П.Д.	20
Зарифьян А.А. (мл.)	29
Зубачев В.О.	23
Калмыков А.С.	51
Кобищанов В.В.	25
Ковалев Р.В.	74
Колпахчян П.Г.	29
Коссов В.С.	33
Кравцов С.А.	20
Круговова Е.А.	52
Кузьмицкий Я.О.	36
Кулагин Д.А.	39
Лаптева В.О.	42
Лысиков Н.Н.	45, 48, 52
Мартынов И.Э.	51
Матюшков С.Ю.	79
Михеев Г.В.	52
Овечников М.Н.	33
Оганьян Э.С.	33
Ольшевская М.А.	56
Ольшевский А.А.	56
Погорелов Д.Ю.	45, 52, 62
Родиков А.Н.	59, 62
Сакало А.В.	64
Сакало В.И.	16, 64, 67
Симонов В.А.	67, 71
Спиров А.В.	7
Тарасов А.Н.	74
Томашевский С.Б.	64, 67, 77
Федяев Н.А.	79
Федяева Г.А.	74, 79
Цыгановский И.А.	83
Шевченко Д.В.	36
Шовкун В.А.	51
Шорохов С.Г.	25
Языков В.Н.	45, 62, 86