06 854



ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

ВІСНИК

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені акад. В. Лазаряна

Випуск 5

Дніпропетровськ 2004 МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

ВІСНИК

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Випуск 5

Дніпропетровськ 2004

ББК 39.2 В53 УДК 625.1+626.2

Редакційна колегія:

Головний редактор д-р техн. наук Пшінько О.М. Члени редколегії: д-ри техн. наук Біляєв М.М., Блохін С.П., Боднар Б.С., Босов А.А., Браташ В.О., Гетьман Г.К., Даніленко Е.І., Доманський В.Т., Дубінець Л.В., Жуковицький І.В., Загорій Г.І., Казакевич М.І., Коротенко М.Л., Костін М.О., Петренко В.Д., Пунагін В.М., Рибкін В.В., Разгонов А.П., Савчук О.М., Хандецький В.С., Шафіт Є.М.; д-ри фіз.-мат. наук Гаврилюк В.І., Кравець В.В.; д-ри хім. наук Плахотнік В.М., Федін О.В.; д-ри екон. наук Бабіч В.П., Драгун Л.М., Зайцева Л.М., Крамаренко В.Д., Кулаєв Ю.Ф., Покотилов А.А. Відповідальний секретар Корженевич І.П.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації КВ № 7704. Видане Державним комітетом телебачення і радіомовлення України 08.08.2003 р.

Друкується за рішенням вченої ради Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (протокол № 2 від 25.10.04)

Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Вип. 5. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2004. – 240 с.

Статті присвячені рішенню актуальних питань залізничного транспорту.

Вісник становить інтерес для працівників науково-дослідних організацій, викладачів вищих навчальних закладів, докторантів, аспірантів, магістрантів і інженерно-технічних працівників. Статьи посвящены решению актуальных вопросов железнодорожного транспорта.

Вестник представляет интерес для работников научно-исследовательских организаций, преподавателей высших учебных заведений, докторантов, аспирантов, магистрантов и инженернотехнических работников.

© Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В.Лазаряна, 2004

Содержание

1.	Беспалько С.В., Андриянов С.С. Исследование соударений вагонов, оборудованных эластомерными поглощающими аппаратами, с использованием компьютерного моделирования	. 7
2.	Блохин Е.П., Пшинько А.Н., Коротенко М.Л., Грановский Р.Б Гаркави Н.Я., Дзичковский Е.М. Динамика скоростного электровоза типа ДС3	. 9
3.	Блохин Е.П., Кострица С.А., Островерхов Н.П., Султан А.В., Даценко В.Н., Кривчиков А.Е., Чумак В.В. Результаты прочностных испытаний электровоза ДС3 1	13
4.	Богомаз Г.И., Ковтун Е.Н., Маркова О.М., Малый В.В., Разносилин В.В. Диагностика состояния ходовых частей рельсовых экипажей в процессе движения	17
5.	Борисов С.В. Автоматизированная система управления вагонным парком транспортной компании	21
6.	Бороненко Ю.П., Орлова А.М. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда2	25
7.	Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Белгородцева Т.М. Методика и результаты сравнения качества работы гидравлических гасителей колебаний центрального подвешивания пассажирских вагонов по результатам ходовых испытаний	30
8.	Барбас И.Г., Бойко П.П. Металлоконструкции перегружателей. Нормативные нагрузки. Особенности расчета.	35
9.	Вайчюнас Г. Влияние человеческого фактора на безопасность движения	43
10.	Васильев С.Г. Особенности конструктивного исполнения и напряжённого состояния боковой рамы трёхэлементной тележки, оборудованной упругими элементами в соединении с буксой	47

11.	Вербицкий В.Г., Демченко В.А. Анализ влияния профиля поверхности катания на характер автоколебаний колесной пары
12.	Волков В.А., Бубнов В.М., Богомаз Г.И., Кельрих М.Б. Разработка газовых цистерн нового поколения, оборудованных защитными устройствами повышенной энергоемкости
13.	Евстратов А.С., Коссов В.С. Уменьшение угла набегания трехосных тележек локомотивов
14.	Есаулов В., Пройдак Ю., Губенко С., Сладковский А., Иськов М., Рубан В. Исследование структурных изменений вблизи поверхности катания железнодорожных колес при эксплуатации
15.	Зайцев А.Н., Воскобойник В.Э., Комаров С.В., Ворошилов А.С. Разработка математической модели привода с линейным синхронным двигателем для исследования переходных режимов
16.	Иванов П.С., Лесун А.Ф., Букин М.Н., Петров А.А., Чурашов О.А., Зайцев Н.И., Родионов А.В. Проблема «колесо-рельс». Качество взаимодействия
17.	Кеглин Б.Г., Болдырев А.П. Иванов А.В., Ступин Д.А. Повышение эффективности комбинированных фрикционных поглощающихаппаратов на базе пмк-110a 85
18.	Коссов В.С. Исследования ВНИКТИ по созданию трехэлементной тележки для грузовых вагонов с осевой нагрузкой 245 кН 96
19.	Коссов В.С., Панин Ю.А. Снижение фрикционного сопротивления в кривых 100
20.	Коссов В.С., Сорочкин Э.М., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Выбор параметров трехэлементной тележки грузового вагона методами компьютерного моделирования его динамики
21.	S. Krec, S. Janjanin, A. Stipetic.

Simulation model of train movement in small-radius curves 114

22.	Леонець В.А., Токарєв О.Д., Трегуб А.І., Чаус Л.М. Вимірювання залишкових термічних напружень в ребрах жорсткості візків електровозів ВЛ60
23.	Лунин А.А., Коссов В.С., Евстратов А.С. Выбор упруго-диссипативных характеристик экипажных частей специального подвижного состава
24.	Манашкин Л.А., Мямлин С.В., Письменный Е.А. Об измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов
25.	Марочка В.В. Взаємодія мостових конструкцій з рухомим навантаженням
26.	Михальченко Г.С., Языков В.Н., Коссов В.С., Спиров А.В. Компьютерное моделирование ходовой динамики и износа колес грузового локомотива с радиальной установкой колесных пар
27.	Мугинштейн Л.А., Ябко И.А., Лисеев С.И. Численное моделирование продольно-динамических процессов в грузовых поездах с распределенной тягой 143
28.	Новиков В.Ф., Бурылов С.В., Воскобойник В.Э., Дзензерский В.А. Расчётно-экспериментальный метод определения потокосцепления
29.	A. Orlova, W. Kik, H. Scheffel. Bogies for higher speeds having a short wheel base
30.	Орлова А.М. Обоснование возможности реализации рациональной горизонтальной жесткости тележки трехэлементной конструкции
31.	Орлова А.М., Лесничий В.С., Смирнов Н.В. Выбор типов, мест расположения датчиков и критериев для сигнализации о сходе грузового вагона на основе математического и физического моделирования
32.	I. Persson. Using the gensys software for railway vehicle modeling
33.	Приходько В.И., Коробка Б.А., Радзиховский А.А., Шкабров О.А. Тележка для скоростных пассажирских вагонов украинских железных дорог

34.	Рудакова Е.А. Выбор основных параметров ходовых частей грузовых вагонов с использованием моделей движения различной степени сложности
35.	Рыбкин В.В., Уманов М.И., Татуревич А.П., Цыганенко В.В., Халипова Н.В., Ковалев В.В. Результаты экспериментальных исследований по воздействию на путь электровоза ДСЗ-001
36.	Сисин М.П., Рибкін В.В., Патласов О.М. Дослідження динамічних коливань балки на пружній дисипативній основі під дією рухомого навантаження при проходженні силової нерівності колії
37.	Суровцев П.М., Соколов Ю.Н. Динамическая нагруженность приводов вспомогательных агрегатов локомотивов
38.	Третьяков А.В., Борисов С.В. Оценка остаточного ресурса и продление срока службы вагонов метрополитена
39.	Третьяков А.В., Васильев А.В. Управление темпом расходования индивидуального ресурса вагона-транспортера
40.	 W.M. Gregg Hansen, Лашко А.Д., Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малышева И.Ю., Мащенко И.А. Комплексная модернизация тележек 18-100 для снижения износа колес и повышения ходовых качеств грузовых вагонов
41.	A. Chudzikiewicz, R. Bogacz. The process of study in the field of trams' modernization
42.	Черкашин Ю.М., Левинзон М.А., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Анализ условий, влияющих на безопасность движения грузовых вагонов, методами компьютерного моделирования
43.	I. Shevtsov, V. Markine, C. Esveld. Design of Railway Wheel Profile Using Optimization Technique

С.В. БЕСПАЛЬКО С.С. АНДРИЯНОВ МГУПС (Россия)

ИССЛЕДОВАНИЕ СОУДАРЕНИЙ ВАГОНОВ, ОБОРУДОВАННЫХ ЭЛАСТОМЕРНЫМИ ПОГЛОЩАЮЩИМИ АППАРАТАМИ, С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Створено програмне забезпечення для вивчення роботи еластомерних амортизуючих пристроїв для різних швидкостей зіткнення поїздів. Порівняння одержаних даних результатів моделювання з експериментами демонструють їх відповідність.

Создано программное обеспечение для изучения работы эластомерных амортизирующих устройств для различных скоростей столкновений поездов. Сравнение полученных данных результатов моделирования с испытаниями демонстрирует их соответствие.

Software to investigate the elastomer absorbing devices work at various trains collision speeds is created. A comparison of the obtained simulation results with tests shows their good agreement.

Одной из важнейших задач, решение которой непосредственно влияет на техникоэкономические показатели работы железнодорожного транспорта и определяет его конкурентоспособность на рынке транспортных услуг, является обеспечение безопасности движения вагонов и сохранности вагонного парка.

В значительной степени сохранность вагонов зависит от частоты и уровня действующих на них продольных сил, величина которых определяется характеристиками поглощающих аппаратов автосцепки. В существующих условиях эксплуатации наибольшие продольные силы возникают при маневровых соударениях и при переходных режимах движения поезда. Скорость соударения вагонов на сортировочных горках из-за несоблюдения правил выполнения маневровых операций достигает величины более 20 км/ч, что в свою очередь приводит к возникновению значительных сил, повреждениям конструкций вагонов и перевозимых грузов.

Основным мероприятием по снижению продольной нагруженности подвижного состава является совершенствование энергопоглощающих устройств автосцепного оборудования. В настоящее время серийно используются, в основном, пружинно-фрикционные поглощающие аппараты, которые не в полной мере удовлетворяют требованиям современных условий эксплуатации. Основным из недостатков этих аппаратов является нестабильность силовых характеристик и вероятность заклинивания. Все это вызывает необходимость создания новых конструкций поглощающих аппаратов повышенной энергоемкости, снижающих продольную нагруженность грузовых вагонов. Наиболее перспективной в настоящее время по совокупности экономических и технических показателей является конструкция поглощающего аппарата с использованием в качестве рабочего тела объемно-сжимаемого высоковязкого полимера (эластомера).

Для моделирования работы эластомерных поглощающих аппаратов в различных эксплуатационных условиях на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» МИИТа была разработана математическая модель эластомерного поглощающего аппарата. Модель позволяет определять значение усилия в автосцепке по известной деформации аппарата. При этом учитывается зависимость силовой характеристики от скорости. Разработанная модель может также моделировать совместную работу эластомерного поглощающего аппарата с аппаратами других типов.

В результате работы был создан программный комплекс, с помощью которого на первом этапе была исследована работа поглощающих аппаратов на сортировочных горках при разных скоростях соударения вагонов. Рассматривался процесс маневрового удара вагона в неподвижный упор.

Для проверки правильности разработанной математической модели были проведены расчеты маневровых соударений вагонов с различными скоростями. Вагоны были оборудованы эластомерными поглощающими аппаратами, спроектированными Брянским научнопроизводственным предприятием «Дипром» совместно с ВНИИЖТ и АО «БМЗ-Вагон». На рис. 1 показаны результаты расчетов при скоростях столкновения 4, 6, 8, 10, 12, и 14 км/ч. Также для проверки были проведены расчеты маневровых соударений вагонов, оборудованных пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами ПМК-11-А. На рис. 2 показаны результаты расчетов при скоростях столкновения 4, 6, 8, 10, 12 и 14 км/ч. По результатам расчетов проанализированы зависимости энергоемкости от величины хода поглощающего аппарата. Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными показало их хорошее соответствие.

В настоящее время проводится работа по созданию математической модели для моделирования на ЭВМ других перспективных моделей поглощающих аппаратов автосцепки.



Динамические силовые характеристики межвагонной связи при соударении вагонов, оборудованнх поглощающими аппаратами ПМК-110-А



УДК 629.4

Е.П. БЛОХИН, д-р техн. наук, профессор
А.Н. ПШИНЬКО, д-р техн. наук, профессор
М.Л. КОРОТЕНКО, д-р техн. наук, профессор
Р.Б. ГРАНОВСКИЙ, канд. техн. наук, вед. научн. сотр.
Н.Я. ГАРКАВИ, ст. научн. сотр.
Е.М. ДЗИЧКОВСКИЙ, аспирант
Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

ДИНАМИКА СКОРОСТНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА ТИПА ДСЗ

У статті приведені результати динамічних випробувань електровоза ДСЗ

В статье приведены результаты динамических испытаний электровоза ДС3

In paper results of dynamics tests of electric locomotive DS3 are submitted

В 2003 году НП «Электровозостроение» (ДЭВЗ) совместно с фирмой «SIMENS» создали четырехосный грузо-пассажирский электровоз ДСЗ-001 переменного тока с асинхронными тяговыми двигателями и тяговой передачей класса II.

Основные характеристики электровоза ДС3 следующие [1]:

 а) конструкционная скорость с грузовым поездом – 120 км/ч, с пассажирским – 160 км/ч;

б) мощность в продолжительном режиме на валах тяговых двигателей – не менее 4800 кВм;

в) сила тяги при трогании с места – 310 кH;

г) номинальная нагрузка от колёсной пары на рельсы – 221 кН.

В августе-декабре 2003-го и январе 2004-го года Отраслевой научно-исследовательской лабораторией динамики и прочности подвижного состава ДНУЖТ были проведены ходовые динамические испытания электровоза ДС3-001 на Юго-Западной железной дороге. Опытный сцеп состоял из электровозов ДСЗ-001 и ЧС8, который использовался как эталон, и двух вагонов-лабораторий. Во время испытаний электровоз ДСЗ реализовал режимы тяги, толкания и рекуперации с постоянной величиной суммарного момента на валах тяговых электродвигателей, а электровоз ЧС8, варьируя ток тяговых электродвигателей в режиме реостатного торможения или тяги, обеспечивал постоянную скорость сцепа. Режим выбега реализовали оба электровоза одновременно. Поездки со скоростями выше 160 км/ч выполнялись одиночным электровозом ДСЗ.

Испытания на участках пути, содержащих кривые с радиусами 385...600 метров, прово-

дились со скоростями 60...80 км/ч на участке Казатин II – Сестреновка, а со скоростями 60...120 км/ч – на участке Казатин I-Фастов.

Поездки со скоростями до 180 км/ч осуществлялись на участке Борисполь – Барышевка Юго–Западной железной дороги, специально подготовленном для скоростного движения [2].

Результаты ходовых динамических испытаний

1. Коэффициенты Ку запаса устойчивости от схода колес с рельсов. Значения коэффициентов К_v определялись по мгновенным значениям рамных сил и вертикальных прогибов пружин в первой ступени рессорного подвешивания для первой и последней колёсных пар электровоза ДСЗ и 5-ой и 8-ой колёсных пар электровоза ЧС8 согласно формуле 3.28 «Норм» [3]. Полученные значения в диапазоне скоростей 40...180 км/ч группировались по интервалам длиной в 20 км/ч, участкам пути и режимам движения. Минимальные значения коэффициентов К_у, полученные для электровоза ДСЗ, приведены соответственно на рис. 1, где знаком • обозначены результаты, полученные при движении электровозов по прямой, ■ - по кривым с радиусами R<1000 м, □ – по кривым с радиусами R>1000 м, Δ – при движении по стрелкам, пунктиром обозначено допускаемое значение К_v= 1,4 [3].

Из рис. 1 видно, что электровоз ДСЗ-001 обладает достаточно большим запасом устойчивости против схода колеса с рельсов во всём диапазоне скоростей при движении по прямым, кривым и стрелочным переводам с установленными скоростями. На этом же рисунке проведены наименьшие значения коэффициента К_у, полученные при тех же режимах движения для электровоза ЧС8 (обозначено ●). Сравнение этих данных показывает, что коэффициент запаса устойчивости К_у для электровоза ЧС8 существенно меньше, чем для электровоза ДС3.



Рис.1. Значения коэффициентов К_у запаса устойчивости от схода колес с рельсов для электровозов ДСЗ и ЧС8

2. Коэффициенты вертикальной динамики. Коэффициенты вертикальной динамики K_д определялись как отношения динамических прогибов пружин к их статическим значениям. Статистические значения K_д определялись в соответствии с [4].

Значения К_{дВ1} коэффициентов вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания электровоза ДСЗ при движении на участке Дарница–Барышевка по прямым со скоростями в диапазоне 40...180 км/ч приведены на рис. 2. Здесь и далее обозначения ▲, ■, ◆ соответствуют движению электровоза в режимах тяги, выбега и рекуперации, а сплошная и пунктирная линии обозначают допускаемые значения К_{дБ1} 0,4 и 0,35 соответственно для грузовых и пассажирских электровозов.



Рис.2. Значения К_{ДВ1} коэффициентов вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания электровоза ДСЗ

Из рис. 2 видно, что, возрастая с увеличением скорости, величина К_{дБ1} достигает допустимого значения для пассажирского электровоза при конструкционной скорости 160 км/ч и ниже допустимого значения при скорости 180 км/ч. Коэффициенты вертикальной динамики в первой ступени рессорного подвешивания, полученные для электровоза ЧС8 при движении по прямым, имеют тот же порядок, что и для ДС3.

Величины коэффициентов вертикальной динамики в первой ступени рессорного подвешивания при движении по кривым и стрелочным переводам в рассмотренных диапазонах скоростей также не превышают допустимых значений.

Значения коэффициентов вертикальной динамики во второй ступени рессорного подвешивания К_{дБ2} при движении электровоза ДСЗ по прямым на участке Дарница–Барышевка в диапазоне скоростей 40...180 км/ч приведены на рис. 3, где сплошной и пунктирной линиями обозначены допускаемые значения К_{дБ2} 0,25 и 0,2 соответственно для грузовых и пассажирских электровозов.



ния при движении электровоза ДСЗ

Из рис. З видно, что измеренные коэффициенты К_{дБ2} при движении по прямым не превышают допускаемых значений для пассажирских электровозов при скоростях не превышающих конструкционную.

Следует отметить, что для электровоза ЧС8 при движении по прямым на участке Дарница – Барышевка уже при скорости 80 км/ч величина К_{дБ2} превышает допускаемое значение, а при скорости 140 км/ч наибольшее значение К_{дБ2}=0,44 более чем вдвое превышает допускаемое значение.

Значения коэффициента вертикальной динамики во второй ступени подвешивания при движении электровоза ДСЗ по кривым приведены на рис. 4. Помимо указанных выше обозначение • соответствует режиму толкания, а ◆ - рекуперации. Диапазон скоростей 40...80км/ч соответствует движению на участке



Рис.4.Значения коэффициента вертикальной динамики во второй ступени подвешивания при движении электровоза ДСЗ по кривым

Казатин II – Сестреновка с кривыми R<1000 м, а 100...140 км/ч – движению на участке Дарница – Барышевка с кривыми R>1000 м. Относительно большие значения коэффициентов К_{дВ2} на первом участке соответствуют меньшим радиусам кривых и худшему состоянию пути.

Данные, полученные при движении по стрелочным переводам по прямому направлению, показывают, что значения К_{дв2} в диапазоне скоростей до допускаемой для стрелок 120 км/ч соответствуют нормативным требованиям.

3. Рамные силы. Величины рамных сил при движении электровоза ДСЗ по прямым на участке Дарница – Барышевка в диапазоне 40...180 км/ч приведены на рис. 5. Пунктирная линия соответствует допускаемому значению рамной силы H_p = 0,4 P_{ст}, где P_{ст} – статическая нагрузка от колёсной пары на рельсы.

Из рис. 5 видно, что для электровоза ДСЗ значения рамной силы существенно меньше допускаемой величины. Это же положение имеет место и при движении электровоза ДСЗ по кривым и стрелочным переводам.



Рис.5. Величины рамных сил при движении электровоза ДСЗ по прямым

Следует обратить внимание на то, что рамные силы для электровоза ЧС8 выше, чем для электровоза ДС3, и уже при скорости 120 км/ч на 10%, а при скорости 160 км/ч на 30% превышают допускаемую величину.

3. Показатели плавности хода.

По результатам замеров вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений на полу в кабинах машиниста и по середине кузовов электровозов ДСЗ-001 и ЧС8 вычислялись показатели плавности хода W [5] (табл. 1).

Таблица 1

V,	Допускаемое значение W≤ 3,75						Длительность
км/час	ДС3			ЧС8			Т _і , сек
	W _{zk}	W _{zc}	Wyk	W _{zk}	W _{zc}	Wyk	
60^*	2,81	2,24	2,65	2,84	2,49	2,80	328
80^*	3,04	2,37	2,78	2,94	2,64	2,77	245
100^{*}	3,14	2,54	2,95	2,94	2,70	2,63	819
120	$\frac{3,29^{*}}{3,19}$	$\frac{2.65^{*}}{2.55}$	$\frac{3,12^*}{2,87}$	3,26*	3,28*	2,99*	328
140	3,30	2,73	3,18	3,17	-	3,22	573
160	3,16	2,63	3,17	3,36	-	3,08	246
180	3,32	-	3,54	-	-	-	287

Показатели плавности хода электровозов ДСЗ-001 и ЧС8 при различных скоростях движения

В таблице использованы такие обозначения: - W_{zk}, W_{yk}, W_{zc} - усредненные [5] для каждого диапазона скоростей показатели плавности хода в вертикальном (z) и горизонтальном попе-

^{*} данные получены на участке Казатин I – Кожанка; остальные результаты – на участке Дарница – Барышевка.

речном направлениях (у) на полу кабин (к) и по середине (с) кузова; Т_i – суммарная продолжительность реализации для данного интервала скоростей при движении опытного сцепа по прямому участку бесстыкового пути, состояние которого имеет оценку не ниже «хорошо» и обеспечивает движение электровозов с конструкционной скоростью;

Допускаемое значение показателя плавности хода в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях согласно [3, 4] составляет 3,75.

Как видно из табл. 1, показатели плавности хода электровозов ДСЗ-001 и ЧС8 в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях ниже допустимого значения 3,75.

Выводы по результатам ходовых динамических испытаний

1. Коэффициент запаса устойчивости против схода колес с рельсов не ниже допускаемого значения 1,4 во всем диапазоне исследуемых скоростей вплоть до конструкционной на прямых, а также в кривых и на стрелочных переводах.

2. Рамные силы не превышают допускаемого значения $0,4P_{cm}$ во всем диапазоне исследуемых скоростей вплоть до конструкционной на прямых и в кривых.

3. Коэффициенты вертикальной динамики в первой и во второй ступенях рессорного подвешивания не превышают значений, допускаемых для грузового локомотива (0,4 и 0,25 соответственно) при движении со скоростями до 120 км/час включительно по прямым, и при движении по кривым и стрелочным переводам с установленными скоростями.

Коэффициенты вертикальной динамики в первой и во второй ступенях рессорного подвешивания не превышают значений, допускаемых для пассажирского локомотива (0,35 и 0,2 соответственно) при движении со скоростями 120...160 км/час по прямым и кривым.

4. Показатели плавности хода в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях не превышают допустимого значения 3,75.

Приведённые данные показывают, что электровоз ДСЗ по своим ходовым динамическим качествам удовлетворяет требованиям ТЗ [1] и нормативных документов [3-5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. ЗТП.001.019ТЗ. Техническое задание на ОКР «Создание электровоза магистрального грузопассажирского переменного тока типа ДСЗ», 2000.
- Тимчасова інструкція з організації швидкісного руху пасажирських поїздів. Вимоги до інфраструктури та рухомого складу. ВНД 32.1.07.003-02. – К.: Укрзалізниця, 2002.
- Нормы для расчёта и оценки прочности несущих элементов динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. М.: ВНИИЖТ, 1998.
- 4. Ст ССФЖТ ЦТ 15-98. Тяговый подвижной состав. Типовая методика динамико-прочностных испытаний локомотивов.
- 5. ОСТ 24.050.16-86. Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода.

Е.П. БЛОХИН, д-р. техн. наук, профессор, ДНУЖТ (Украина)

С.А. КОСТРИЦА, канд. техн. наук, доцент, ДНУЖТ (Украина)

В.В. ЧУМАК, канд. техн. наук, ГП НПК «Электровозостроение» (Украина)

Н.П. ОСТРОВЕРХОВ, канд. техн. наук, доцент, ДНУЖТ (Украина)

А.В. СУЛТАН, канд. техн. наук, доцент, ДНУЖТ (Украина)

В.Н. ДАЦЕНКО, ст. научн. сотр., ДНУЖТ (Украина)

А.Е. КРИВЧИКОВ, аспирант, ДНУЖТ (Украина)

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕКТРОВОЗА ДС-3

У статті приведені результати міцнісних випробувань електровоза ДСЗ

В статье приведены результаты прочностных испытаний электровоза ДС3

In paper results of strength tests of electric locomotive DS3 are submitted.

В 2003 году отраслевой научноисследовательской лабораторией динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДНУЖТ) были проведены ходовые прочностные испытания нового скоростного магистрального электровоза переменного тока ДСЗ производства ГП НПК «Электровозостроение» и компании Siemens. Основным его отличием от эксплуатируемого на железных дорогах Украины подвижного состава является асинхронный тяговый привод с опорно-рамным подвешиванием тягового электродвигателя. Данный локомотив является односекционным, его мощность составляет 4800 кВт.

С целью экспериментальной проверки соответствия показателей прочности и долговечности конструкции электровоза ДСЗ-001 требованиям нормативно-технической документации [1] ДНУЖТом были проведены его статические и динамические прочностные испытания.

1 Статические прочностные испытания

Статические стендовые испытания проводились на испытательном стенде Крюковского вагоностроительного завода (г. Кременчуг) с использованием тензометрического комплекса СИИТ-3.

При проведении испытаний, согласно [1], электровоз подвергался продольному растяжению силами до 700 кН и продольному сжатию силами до 2500 кН. При растяжении нагрузка прикладывалась ступенями 500 кН и 200 кН, при сжатии – ступенями 500 кН. Значение продольной силы фиксировалась с использованием штатной аппаратуры, установленной на испытательном стенде.

Для измерения напряжений в элементах исследуемой конструкции на кузове электровоза было установлено 49 тензодатчиков, схема размещения которых приведена на рис. 1.



Рис. 1. Схема размещения на раме кузова тензодатчиков для измерения напряжений

Напряжения, соответствующие первому расчетному режиму, были определены путем суммирования напряжений, полученных экспериментально при действии сжимающей силы 2500 кН и расчетных напряжений от веса кузова и расположенного в нем оборудования. При определении напряжений, соответствующих второму расчетному режиму, замеренные напряжения от продольной сжимающей (растягивающей) силы 700 кН суммировались с расчетными напряжениями от веса кузова и расположенного в нем оборудования, умноженными на коэффициент вертикальной динамики 1,3.

Анализ результатов испытаний показал, что наибольшие напряжения при втором расчетном режиме имели место в нижней боковой продольной балке базовой рамы кузова в месте её сочленения с буферным брусом (точка 1Х1) и нижней части розетки автосцепки (точка 1Х) и составили соответственно 115 МПа и 89 МПа. Напряжения в остальных точках не превышали 50 МПа.

При действии нагрузок, соответствующих первому расчетному режиму, наибольшие напряжения также имели место в нижней части розетки автосцепки (точка 1Y) – 290 МПа и в нижней боковой продольной балке в месте её сочленения с буферным брусом (точка 1X1) – 220 МПа. Напряжения на нижнем листе буферного бруса в районе заднего упора поглощающего аппарата составили –225 МПа (точка X). В остальных точках напряжения не превышали 70 МПа.

2 Выводы по результатам статических прочностных испытаний

Основные несущие элементы кузова электровоза изготовлены из стали 09Г2Д у которой, согласно [1], допускаемые напряжения для первого расчетного режима составляют 295 МПа и 190 МПа для второго расчетного режима. Поэтому, приведенные результаты позволили сделать вывод о том, что в целом конструкция кузова удовлетворяет условиям прочности.

3 Ходовые прочностные испытания

Ходовые прочностные испытания электровоза ДСЗ проводились в ноябре 2003 года на Юго-Западной железной дороге. Опытный сцеп состоял из электровозов ДСЗ-001 и ЧС8 (который использовался как эталон) и двух вагонов-лабораторий. Испытания на участках пути, содержащих кривые с радиусами 385...600 м, проводились со скоростями 60...80 км/ч на участке Казатин II – Сестреновка, а со скоростями 60...120 км/ч – на участке Казатин I – Фастов. Поездки со скоростями до 180 км/ч осуществлялись на участке Борисполь – Барышевка, специально подготовленном для скоростного движения.

В процессе динамических прочностных испытаний измерялись динамические добавки напряжений в рамах кузова и тележек, в реактивных тягах и тягах люлечного подвешивания. Кроме того, фиксировались скорость движения опытного сцепа и сила в автосцепке.

Схема размещения тензодатчиков на раме кузова была такой же, как и при проведении статических прочностных испытаний (см. рис. 1). Схема размещения тензодатчиков на раме тележки электровоза приведена на рисунке 2.

Тензорезисторы, расположенные вдоль продольной оси электровоза, обозначены X; расположенные в горизонтальной плоскости перпендикулярно к продольной оси – Y; наклеенные вертикально – Z.

Тензорезисторы, используемые для измерения динамических добавок напряжений в тягах люлечного подвешивания, обозначены L1, L2, L3, L4, в реактивных тягах – R1, R2, R3, R4. При этом следует отметить, что тензодатчики, установленные на первой и второй тягах люлечного подвешивания, были собраны в схему таким образом, что они позволяли измерить динамические добавки напряжений, вызванные только изгибом тяг в поперечной и продольной плоскостях соответственно, а датчики на третьей и четвертой тягах - только растягивающие (сжимающие) напряжения. Аналогично тензодатчики на первой и третьей реактивной тягах позволяли измерять динамические добавки напряжений только от их изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно, а тензодатчики на второй и четвертой реактивных тягах – только растягивающие (сжимающие) напряжения.

Измерение напряжений проводилось при движении электровоза на прямых и кривых участках пути на выбеге, при действии силы тяги и рекуперативном торможении.

Анализ осциллограмм, записанных во время опытов, показал:

 при трогании электровоза с места и достижении максимальной силы тяги имеют место достаточно большие по величине напряжения в несущих элементах рамы тележки, в частности на нижней косынке, соединяющей центральную поперечную балку тележки с боковиной (точка B3X);



Рис. 2. Схема размещения на раме тележки тензодатчиков для измерения напряжений

 в реактивных тягах и тягах люлечного подвешивания имеют место изгибные напряжения, которые по величине сравнимы с растягивающими напряжениями, что свидетельствует о наличии сил трения в узлах крепления указанных элементов и может отрицательно сказаться на их долговечности;

 – динамические добавки напряжений в реактивных тягах и тягах люлечного подвешивания мало зависят от скорости движения;

 наиболее нагруженным узлом рамы кузова электровоза при всех эксплуатационных режимах является узел сочленения нижней боковой продольной балки с буферным брусом (точка 1Х1).

Прочность несущих элементов рам кузова и тележек, а также тяг люлечного подвешивания и реактивных тяг, согласно [1], оценивалась по коэффициенту запаса сопротивления усталости *n*.

Коэффициент запаса *n* определялся по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\psi \cdot \sigma_{v} + k \cdot \sigma_{m}}, \qquad (1)$$

где σ_{1} – предел выносливости стандартного образца при симметричном цикле нагружения; ψ – коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла; k – коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости конструкции по отношению к пределу выносливости стандартного образца; σ_m – среднее напряжение цикла; σ_v – амплитуда напряжений цикла. Значения пределов выносливости для элементов, работающих на растяжение-сжатие, таких как тяги люлечного подвешивания, реактивные тяги и косынки между центральной поперечной балкой тележки и боковиной, определялись умножением нормативного значения σ.1 на поправочный коэффициент 0,8 [2].

Коэффициент *k* определялся из соотношения:

$$k = \frac{\beta_K \cdot k_1 \cdot k_2}{\gamma \cdot m}, \qquad (2)$$

где _{βk} – эффективный коэффициент концентрации напряжений. Так как все датчики были установлены непосредственно в зоне концентрации напряжений, то коэффициент Вк для всех тензоточек, кроме расположенных на реактивных тягах, принимался равным 1. Для реактивных тяг коэффициент В_к принимался равный 1,4 [1]; k₁ – коэффициент, учитывающий неоднородность материала детали. Для проката $k_1=1,1; k_2 - \kappa o = \phi \phi$ ициент, учитывающий влияние внутренних напряжений в детали. Для деталей с размерами поперечного сечения до 250 мм $k_2=1$; γ – коэффициент, учитывающий размеры детали, значение которого определяется согласно графику, приведенному в [1, рис.3.5]. В зависимости от размеров детали, на которой располагался тензодатчик, значение у принималось равным: для реактивных тяг и тяг люлечного подвешивания – 0,9, косынок, соединяющих центральную поперечную балку тележки с боковиной – 0,8, для остальных элементов –

0,55; *m* – коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали. Для проката *m*=0,8.

Величина среднего напряжения цикла определялась из соотношения:

$$\sigma_m = \sigma_{CT} + \sigma_f + \sigma_{KP}, \qquad (3)$$

где: σ_{ct} – статические напряжения в элементах кузова и тележек, найденные расчетным путем и вызванные собственным весом конструкции и

весом оборудования; σ_f – значения напряжений, вызванные тяговыми усилиями; $\sigma_{\kappa p}$ – значения напряжений при движении по кривым участкам пути.

Коэффициенты запаса усталостной прочности n и значения динамических добавок напряжений для наиболее нагруженных элементов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Элемент конструкции	Диапазон скоростей	$\sigma_{f}, M\Pi a$	$σ_{\kappa p}$, ΜΠα	$\sigma_{\!\upsilon}$, MIIa	n
	050	6	14	45	4,06
Тяги люлечного	5090	5	8	45	4,18
подвешивания	90130	3	4	43	4,54
	130170	2	3	48	4,08
	050	4	14	32	2,14
D	5090	4	7	35	2,01
Реактивные тяги	90130	2	5	34	2,15
	130170	4	4	36	2,08
Нижняя косынка	050	64	33	24	2,03
между центральной	5090	55	15	27	2,02
балкой и боковиной	90130	35	6	34	2,01
тележки	130170	24	5	36	2,01
Узел сочленения	050	35	13	9	7,86
нижней боковой	5090	30	11	18	4,29
продольной балки с	90130	19	6	25	3,35
буферным брусом	130170	13	7	27	3,05

Значения динамических добавок напряжений и коэффициента запаса усталостной прочности в наиболее нагруженных элементах конструкции электровоза ДС3

4 Выводы по результатам динамических прочностных испытаний

Из приведенных результатов видно, что даже для наиболее нагруженных элементов конструкции электровоза ДСЗ значения коэффициентов запаса сопротивления усталости не меньше нормативного значения 2. Однако следует отметить, что для реактивных тяг, а также нижних косынок, соединяющих центральную поперечную балку тележки с боковиной, коэффициент запаса сопротивления усталости близок к предельному значению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажей локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М.: ВНИИЖТ РФ, 1998.
- Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие, том 4. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов. – К.: Наукова думка, 1990.

Г. И. БОГОМАЗ, д-р. техн. наук
Е. Н. КОВТУН, канд. техн. наук
О. М.МАРКОВА, канд. техн. наук
В. В. МАЛЫЙ, инженер
В. РАЗНОСИЛИН, инженер
Институт технической механики НАН Украины и НКА Украины (ИТМ НАНУ и НКАУ)

ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ

У статті розглядається можливість оцінки технічного стану ходової частини екіпажів по їхніх динамічних характеристиках, одержаних під час руху поїзда за допомогою спеціально розробленої системи діагностики.

В статье рассматривается возможность оценки технического состояния ходовой части экипажей по их динамическим характеристикам, полученным в процессе движения поезда с помощью специально разработанной системы диагностики.

The possibility of estimating the technical state of railway vehicle running gears by their dynamic characteristics obtained during train motion with the help of developed diagnostic system is considered in the paper.

В связи с увеличением интенсивности грузо- и пассажиропотоков и ростом скорости движения поездов все большее значение приобретает безопасность движения подвижного состава. Одним из эффективных средств решения указанной задачи является использование автоматических систем управления движением и диагностики подвижного состава. В настоящее время используется множество систем с различными функциональными возможностями [1, 2]. Для Укрзализныци задачи диагностики подвижного состава также достаточно актуальны [3].

В предлагаемой работе рассматривается

возможность оценки технического состояния ходовых частей экипажей по их динамическим характеристикам, полученным в процессе движения поезда с помощью специально разработанной системы диагностики. В качестве динамических характеристик экипажа предполагается использовать вертикальные, горизонтальные и продольные ускорения кузова в шкворневых зонах, коэффициенты вертикальной динамики экипажа, относительное виляние тележек и кузова, вертикальные и горизонтальные ускорения в буксовых узлах.

На рис. 1 показана структурная схема предлагаемой системы диагностики.

Как видно из рисунка, система состоит из двух основных подсистем: сбора и обработки информации. Первая из подсистем состоит из

информационно-управляющих шин передачи данных (шины А, В) и оборудования вагона. В состав оборудования вагона входят датчики Д1...Дn, которые через аналого-цифровой преобразователь подключены к микроконтроллеру (МК) вагона. МК вагона в свою очередь через последовательный порт вывода подключается к одной из шин передачи данных. Задачей МК является опрос датчиков, определение максимальных значений ускорений, прогибов рессорных комплектов, углов виляния тележек, времени их регистрации, а также передача полученных данных в ЭВМ. Частотный диапазон датчиков – 0,5...20 Гц, частота опроса – 200 Гц. На рис. 2 и 3 представлены временные диаграммы процессов инициализации подсистемы сбора информации и цикла передачи данных.

Для подготовки микроконтроллеров к работе ЭВМ посылает команду инициализации (1), после чего последовательно присваивает специальный номер каждому МК (2). В ответ МК передает в ЭВМ конфигурационную информацию (3). Если в течение 10 секунд ЭВМ не получает ответа от МК, то инициализация завершается (6).

Цикл опроса и тестирования начинается с того, что ЭВМ посылает специальную команду, по которой МК сохраняют полученные к этому времени результаты обработки сигналов датчиков (1). После этого ЭВМ последовательно опрашивает МК (2) и в ответ получает результаты работы МК (3).



Рис. 1. Структурная схема системы диагностики



Рис. 2. Временная диаграмма инициализации подсистемы сбора информации

MIC	Цикл опроса системы	Тестирование системы		
IVI INj	1			
MK ₂		$\left 3 \right $	12	
MK ₁		+		
ЭВМ		11		

Рис. 3. Временная диаграмма цикла опроса и тестирования системы

Управляющая ЭВМ, которая устанавливается в штабном вагоне, выполняет три основные задачи.

1. Управление сбором данных, подготовка данных для оперативной обработки в течение поездки или обработки в конце поездки.

2. Сравнительная оценка состояния различных участков пути.

3. Сравнительная оценка состояния тележек поезда.

На первом этапе разработки программного обеспечения системы диагностики планируется использовать только вертикальные и горизонтальные ускорения кузова в шкворневых зонах. В течение поездки система опрашивает микроконтроллеры, установленные на вагонах поезда, через определенные промежутки времени (не менее 5 с). На каждом интервале времени ЭВМ получает значения максимумов ускорений кузовов вагонов в шкворневой зоне, а также фиксирует время их появления. Для интервалов времени не менее 200 с рассчитываются показатели плавности хода.

Используя полученные данные, можно определить положения точек пути, в которых для данной тележки был зафиксирован максимум ускорений. Далее каждый из участков пути оценивается следующим образом: если значения максимумов ускорений не менее чем от половины тележек превышают допустимый уровень, то максимумы ускорений тележек и их положение относительно пути заносятся в отдельный файл. Максимальная длина участка при длительности интервала измерений 5 с и скорости движения до 40 м/с не будет превышать 200 м. Допустимые значения уровней выбраны в соответствии с «Нормами...» [4]: горизонтальные ускорения не должны превышать $1,5 \text{ м/c}^2$; а вертикальные – 2,5 м/c².

При сравнительной оценке состояния тележек предполагается, что в начале эксплуатации состояние всех тележек поезда примерно одинаковое. В процессе эксплуатации могут появиться дефекты ходовых частей, которые усиливаются с течением времени (несколько поездок), и дефекты, которые появляются в течение одной поездки.

Для каждой тележки вычисляется математическое ожидание максимумов рассматриваемых ускорений на всем пройденном пути. Полученные значения записываются в массив результатов в убывающем порядке: первая строка содержит максимальные значения, последняя строка – минимальные значения. Вся информация, полученная в результате опроса вагонов поезда, а также результаты её анализа сохраняются в виде файла протокола, который может быть использован после завершения поездки.

По данным нескольких поездок можно судить о состоянии тележек. Если значение математического ожидания максимумов ускорений над какой-либо тележкой от поездки к поездке увеличивается, то этой тележке необходимо уделить повышенное внимание при очередном техническом осмотре. Также учитывается ситуация, когда состояние какой-либо тележки значительно ухудшится в течение одной поездки. Если максимумы ускорений над одной тележкой на нескольких интервалах опроса превышают допустимый уровень, а над остальными тележками остаются в норме, то информация о такой тележке оперативно передается машинисту поезда.

Для отработки системы диагностики на первом этапе методами математического моделирования исследовано движение сцепа из трех пассажирских вагонов на стандартных тележках. Расчетная схема каждого вагона сцепа представляется как система девяти твердых тел (кузов, две надрессорные балки, две рамы тележек и четыре колесных пары), соединенных упругими, диссипативными и фрикционными элементами [5].

При составлении математической модели учитывались нелинейности, вызванные действием сил сухого трения, геометрическим и физическим взаимодействием колес и рельсов, а также нелинейные характеристики работы автосцепного устройства, буферов и переходных площадок в соединениях вагонов сцепа между собой. Путь моделировался приведенной к каждому колесу массой, опирающейся в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях на пружины и демпферы вязкого трения, характеризующие упруго-диссипативные свойства рельсов и подрельсового основания. Таким образом, для исследования динамических качеств сцепа трех пассажирских вагонов рассматривалась система обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений сто тридцать восьмого порядка [6].

Разработанная модель позволяет оценить динамические характеристики экипажей при движении по пути произвольного очертания в плане и профиле, включающему прямолинейные участки, переходные и круговые кривые. В качестве возмущающих воздействий рассматривались случайные вертикальные и горизонтальные неровности рельсовой колеи, спектральные плотности и дисперсии которых соответствуют состоянию пути различных классов.

Проведенные многовариантные расчеты показали существенное влияние состояния пути, по которому движется экипаж, на его динамические характеристики (рис. 4).



Рис. 4. Зависимость горизонтальных ускорений кузова от скорости движения и класса неровностей пути

Здесь по оси абсцисс приведена скорость движения поезда, а по оси ординат – среднее значение максимальных ускорений кузова для всех вариантов расчета при данной скорости движения. Цифрами I...V обозначены графики, полученные для соответствующих классов неровностей пути.

Изменение динамических качеств вагона может иметь место и при появлении ряда дефектов ходовых частей. В качестве примера на рис. 5 показано влияние отсутствия масла в одном из демпферов центрального подвешивания.



Рис. 5. Влияние на горизонтальные ускорения кузова отсутствия масла в демпфере центрального подвешивания

На графике рис. 5 по оси абсцисс показана скорость движения поезда, а по оси ординат – распределение максимальных горизонтальных ускорений кузова для всех вариантов расчета при данной скорости движения. Сплошная линия соответствует средним значениям максимальных ускорений кузова.

Для отработки программного обеспечения системы диагностики были подготовлены тестовые примеры выходных сигналов датчиков вертикальных и горизонтальных ускорений в шкворневых зонах. В первом тесте проверялась реакция программы на изменение класса неровностей пути. Для этого моделировалось движение сцепа по пути, состоящему из трех участков с различным классом неровностей: 1468 м - неровности II класса; 296 м - неровности IV класса; 396 м – неровности III класса. Результаты работы программы представлены на рис. 6. Видно, что ухудшение состояния пути может быть идентифицировано по значениям максимальных ускорений кузова в шкворневых зонах.



Рис. 6. Значения максимумов горизонтальных ускорений кузова для различных участков пути



Рис. 7. Значения максимумов горизонтальных ускорений кузова для 1-й и 2-й тележек вагона

Во втором тесте проверялась реакция программы на различное состояние тележек вагона. Моделировалась ситуация, когда отсутствует масло в демпферах первой тележки. Результаты, представленные на рис. 7, показывают, что ухудшенное состояние тележки может быть выявлено при сравнении с другими тележками.

Исследование динамики сцепа трех пассажирских вагонов показало возможность использования вертикальных и горизонтальных ускорений кузова в шкворневых зонах для сравнительной оценки состояния пути и ходовых частей поезда. С использованием полученных данных разработан проект системы оперативной компьютерной диагностики для сравнительной оценки состояния пути и ходовых частей скоростного пассажирского поезда. В дальнейшем планируется провести отработку программного обеспечения системы с использованием экспериментальных данных.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Бортовая система мониторинга пути // Железные дороги мира. – 2003. – №5 – С. 75-77.
- Техническая диагностика токоприемников в эксплуатации // Железные дороги мира. – 2002. – №4 – С. 37-40.
- Демин Р.Ю., Демин Ю.В., Дмитриев Д.В. Компьютерная система контроля состояния ходовых частей пассажирских вагонов // Залізничний транспорт України. – 2003. – №5 – С. 4–6.
- Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИ-ИЖТ, 1996. – 314 с.
- Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, О.М. Маркова. – К: Наукова думка, 1984. – 160 с.
- Богомаз Г.И., Ковтун Е.Н., Маркова О.М., Малый В.В. Влияние состояния ходовых частей экипажа на его динамические характеристики // Труды Ш научно-технической конф. «Подвижной состав Х1 века: идеи, требования, проекты». – С.-Пб. – 2003. – С. 81-83.

УДК 629.463.3

С.В. БОРИСОВ, аспирант, ГУП НВЦ «Вагоны» (Российская Федерация)

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ВАГОННЫМ ПАРКОМ ТРАНСПОРТНОЙ КОМПАНИИ

У статті надані результати розробки автоматизованої системи управління вагонним парком транспортної компанії. Специфікою даної програми є інформаційний сертифікат, що додається до технічного сертифікату вагона.

В статье изложены результаты разработки автоматизированной системы управления вагонным парком транспортной компании. Особенностью данной программы является информационный сертификат, который прилагается к техническому сертификату вагона.

The paper reports the results of developing the automatic management system for railcars fleet of an expedition company. A special feature of the program is the information certificate that is added to the electronic technical certificate of the wagon.

Одной из наиболее актуальных и ключевых проблем управления грузовыми перевозками на современном этапе развития транспорта является формирование научного подхода к оптимизации управления тарифной политикой. Решение этой проблемы оказывает непосредственное влияние на эффективность организации и управления процессом грузовых перевозок и должно строиться на строгой экономической основе. Особое внимание при этом уделяется комплексным системам автоматизации управления вагонным парком.

При наличии значительного количества программных средств, предназначенных для решения комплекса задач, связанных с управлением вагонным парком, достаточно трудно найти функционально завершенные продукты, не требующие значительных доработок. Небольшие предприятия не требуют для управления грузовым вагонным парком систем, работающих на уровне ГВЦ ОАО «РЖД» и ИВЦ железной дороги. Многие программные комплексы либо недостаточно функциональны, либо неудобны в эксплуатации. Для таких предприятий линейного уровня сотрудниками НВЦ "Вагоны" ПГУПСа была разработана и внедрена автоматизированная система управления вагонным парком транспортной компании

В настоящее время данная система внедрена на ОАО "Химпром" (Волгоград), где идет ее доработка и отладка.

Цель создания АСУ ВП – обеспечение высокой эффективности использования и высокого уровня работоспособности вагонного парка транспортной компании. Цель достигается за счет внедрения на всех уровнях компании единой компьютерной информационноуправляющей системы с использованием интернет-ориентированных стандартных средств передачи данных с переходом на автоматизированный мониторинг остаточного ресурса подвижного состава, на безбумажную технологию работы, на автоматическое формирование отчетных форм, автоматизированный анализ, контроль принимаемых решений.

Повышение эффективности использования ресурсов вагонного парка предприятия достигается за счет уменьшения времени диагностирования, идентификации, цикла оборота вагона, за счет контроля использования перевозочного ресурса вагона, за счет принятия решений о готовности вагона к погрузке и выбора вагона для наиболее рационального использования с учетом оперативных данных об его состоянии, за счет своевременного обнаружения и предотвращения критических ситуаций, связанных с ошибочными действиями персонала, за счет выполнения расчетов по прогнозированию остаточного ресурса базовых частей вагона, за счет автоматического представления информации для смежных систем управления вагонным парком предприятия.

Поддержка высокого уровня работоспособности вагонного парка предприятия обеспечивается автоматическим формированием решений о постановке вагонов на различные виды ремонтов и выводе вагонов из рабочего парка предприятия (или постановке) на основе их текущего состояния [1].

Автоматизированная система управления вагонным парком выполняет следующие основные функции:

- автоматизация процесса учета и контроля

движения собственного и арендованного подвижного состава с оперативным получением информации о характеристиках вагона;

- подбор вагонов для перевозки заданного количества определенного вида груза;
- автоматизация процесса контроля выполнения грузовых операций предприятия;
- обеспечение в реальном масштабе времени системы предупреждений о предстоящих плановых видах ремонта и о завершении нормативного срока эксплуатации;
- анализ использования парка подвижного состава грузоотправителя за отчетный период и стимулирование рационального развития парка вагонов;
- визуализация дислокации и состояния вагона на подъездных путях и в пути следования;
- автоматизация процесса учета перевозочных железнодорожных документов, оформляемых грузоотправителем (клиентом) и товарной конторой железнодорожной станции;

 ведение и корректировка электронных технических и информационных паспортов ПС.

- Основными составными частями АСУ ВП являются:
- ПО для учета контроля движения собственного и арендованного подвижного состава (APM Macrep);
- ПО для приемосдатчика грузоотправителя (АРМ Приемосдатчик);
- ПО для автоматизированного рабочего места оформителя перевозочных документов грузоотправителя (АРМ ОПД).

Внешний вид приложения показан на рис.1.



Рис. 1. Внешний вид приложения

Панель функций находится в нижней части окна приложения, каждый узел которой обеспечивает доступ пользователя к определенным рабочим режимам. В режиме «Подбор вагонов» осуществляется оптимальный подбор вагонов:

- по степени готовности подвижного состава к перевозке груза, находящегося в парке предприятия или на подходе к нему. Выбираются вагоны, подготовленные к перевозке и отвечающие необходимым требованиям для перевозки необходимого груза;
- оптимальное использование с учетом грузоподъемности – приоритетным является вариант подбора минимальнонеобходимого количества вагонов;
- оптимальное использование с учетом их фактических пробегов после последнего деповского ремонта для более равномерного использования всех вагонов парка клиента.

Режим «Характеристика вагона» (рис. 2) содержит информацию о дислокации вагона, его технический паспорт, информационный паспорт и статистические данные.

Вар.1 Вар.2 Вар.3 Вар.4 Вар.5 В. Выбор вагона но группы ранее подобр для переорки Натр еджий	ар.б Ваг знъля ••••••••••••••••••••••••••••••••••••	сн нонер 50216449 Це на Модель-15-1614 1990 орнатиеный срок акслл лековый деп реконт вып лаковый кал реконт тып перевозкинПатр единй	оч4 4а АО.3Т X года постройк 1 Январь 200 олнен : 20.10.0 олнен : 13.07.9	интрон ж н Грузты 3 г. 2 9 ж	Стандартная нодель
Техняческий паспорт (Стр. 1) Технялася (Стр.2] Дислокац	и вагона Последние	поездки Ста	пистика	(breVarretaV-)
Станция назначения Расние в км.		e" r Boarornat	Оживеное	прибытие	
Код станции:	Пути отстоя		-	-	
Harp equilit 🖌 🕅 💭 👘	Baron	Парк	-		
Плиженые вагона по расстоянию Дата Вреня		Revenue			
Подан на пуненирова	промилиса	Разгрузка			
Подан на пронъяху	florostara			Ileno	Предприятие
Подан на погрузку	Contraction of	1 денекропании		1.000	Заказчык
Отправлен І	-				rpysa
Возерат на завод		Отпратка и ремонт			
Подан на промыехи по возерацение на завод	Выяюд вагона на пути МПС	Ітранка Закленноў	Сегодня : Сейчас :	18.05.03 21:26:04	
Потовность к новыем					4
ShapeBellutu orctos	-				

Рис. 2. Режим «Характеристика вагона»

Отличительной чертой разработанной АСУ ВП является наличие информационного паспорта, дополняющего электронный технический паспорт вагона (рис. 3).

Bag,1 Bag,2 Bag,3 Bag,4 Bag,5 Bag,5 Bag,5 Bag,6 Bag,6 Bag,6 Bag,6 Bag,6 Bag,7 Bag,7 <td< th=""><th>нонер 5001643 Цен-4 4 АОЗ Уметрон Малель 1516 / 1930 газ отсорожи Групти на клала актора на гола актора в ноложи на речествотент 10.039 вересознатер в разки странатор со странования 10.039 вересознатер в сила со со с</th></td<>	нонер 5001643 Цен-4 4 АОЗ Уметрон Малель 1516 / 1930 газ отсорожи Групти на клала актора на гола актора в ноложи на речествотент 10.039 вересознатер в разки странатор со странования 10.039 вересознатер в сила со со с
Заева Калисе К кар 156 Гад постройки. 1980 Собственные АОЗТ Ханпрон К кар 256	Тип вагона Модель вагона 15.1614 Т.9.: 24.00.14.33 Рузной торнос
Дата регистрации в АБД ПВ реголись р Сору ГВЦ 1. ОБЩИЕ данные вагона Тара (точны с деоятьски). 22,5 код 226 Гругопадаенность (точны). 70,4 код 70 Данае по сося автохи (не). 12020 код 12020	Тип аетосцепки
Габарит	3. Характеристика ОТЛЕЛЬНЫХ частей Модель тележек
Z. UBUP9 ДUBАНИЕ вагона Тип воздукораспределятеля 483.000 💌 код. 1	Kasifaj Hanivee nogrigovi Gani 🖉 Kog Kanido koma 📰 Kog
Авторегулятор рычажной передачи	Сливной прибор
Авторежин 265 🗹 код 1	Констрикотла (уклон) 1 у учаской 🛄 код 1-ер

Рис. 3. Электронный технический паспорт вагона (страница №1)

Информационный паспорт (рис. 4) введен как дополнение к электронному техническому паспорту вагона, хранящемуся в ГВЦ ОАО "РЖД", и предназначен для выполнения расчетов по прогнозированию остаточного ресурса базовых частей вагона [2]. В нем концентрируется и анализируется вся ретроспективная информация о конкретном вагоне трех видов: исходные данные о вагоне после его постройки, включая результаты проектных расчетов статической и динамической нагруженности, динамических, ходовых и эксплуатационных испытаний, технологии изготовления и использованных материалах; данные о нагрузках и других условиях взаимодействия вагона с окружающей средой; ретроспективная динамика изменения эксплуатационных характеристик, включая темп нарастания усталостнокоррозионных процессов, изменения механических характеристик металла, контроль ползучести. Анализ информации ретроспекции проводится с учетом следующих методологических принципов: системности, специфичности, оптимизации и аналогичности.

Режим «Аналитика» содержит формы и отчеты для дирекции завода, транспортного цеха и ПДО.

Режим содержит следующие формы и отчеты:

- дирекция завода: техническое состояние всего парка вагонов, техническое состояние всего парка вагонов по грузам, объем работ по ремонту вагонов по грузам, вагоны готовые под погрузку по грузам со сроком работы, причины отправки вагонов в нерабочий парк по грузам;
- транспортный цех: истечение нормативных сроков, истечение сроков КР вагонов, истечение сроков ДР вагонов;
- ПДО: наличие вагонов в промывке, наличие вагонов в погрузке, наличие вагонов в гуммировании, отправленные с завода вагоны, наличие вагонов между операций, вагоны на путях отстоя (тупики).

Режим «Списки вагонов» содержит информацию по собственным, арендованным и вагонам ОАО «РЖД» находящихся в распоряжении предприятия. В этом режиме можно осуществить фильтрацию и группировку списка.

Режим «Показать базы данных» позволяет осуществить показ и корректировку данных по вагонам, моделям вагонов и перевозимым грузам.

Режим «Оператор» позволяет осуществлять заполнение перевозочных документов грузоот-правителя.

Режим «Штрафы» содержит информацию необходимую для контроля над штрафами.

Внедрение такой системы позволяет ускорить выполнение операций, повысить достоверность и доступность информации, сократить объем выполняемой оператором работы, повысить качество оперативного и долговременного планирования, что позволяет более полно представлять картину происходящих событий в режиме реального времени [3].





Информационный па	спорт вагона 50078534
Просмотр информации	Ввод информации
РАСЧЕТНЫЕ ПОКА	ЗАТЕЛИ (на 25.10.2003)
Оперативные комплексные	Эксплуатационной технологичности
Каэффициент готовности Кг= 0,96	Среднее время ТОТф= 3,5
Коэффициент технич. исп Кт= 0,73	Среднее время восстанов-
Козффициент применения	ления расотоспососности то= 1.07
способов ремонта Кр= 0,91	Коэффициент осмотраКо=)0,12
	Коэффициент устр. неиспрКу= 0,68
Расчетной технологичности	Комплексные экономические
	Средние затраты труда (чел*час)Тср= 41,2
Вероятность проведения	Средние затраты средств (руб.)Сср= 1810.0
ремонтаРр= J ^{0,27}	Суммарные затраты труда (чел*час)Тс= 6152
	Суммарные затраты средств(тыс.руб.)Сс= 93,0



Рис. 4. Информационный паспорт вагона а – страница № 1, б – страница № 2, в – страница № 3

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Борисов С.В. Автоматизированная система управления вагонным парком промышленного предприятия // Шаг в будущее (Неделя науки – 2003): Межвуз. сб. научн. трудов. – СПб.: ПГУПС, 2003.
- Третьяков А.В. Управление индивидуальным ресурсом вагонов в эксплуатации. Монография. – СПб.: Ом-Пресс, 2004. – 348 с.
- Третьяков А.В. Автоматизированная система управления вагонным парком ОАО «Химпром». – СПб.: ПГУПС, 2002. – 61 с.

УДК 629.4.027.2

Ю.П. БОРОНЕНКО, д-р техн. наук, профессор, ПГУПС (Россия) А.М. ОРЛОВА, канд. техн. наук, ГУП НВЦ «Вагоны» (Россия)

ОБОБЩЕНИЕ НАКОПЛЕННОГО ОПЫТА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ИХ ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА

У статті узагальнений досвід останніх наукових і практичних розробок в області візків вантажних вагонів, що повиен бути врахований при створенні типорозмірного ряду. Візки розбиті на типи по конструкційній швидкості, запропоновані технічні рішення для кожного типу. Крім того, у ряд входить три групи три групи для різних осьових навантажень. Сформульовано наукові і конструкторські проблеми, що очікують свого рішення.

В статье обобщен опыт последних научных и практических разработок в области тележек грузовых вагонов, который должен быть учтен при создании типоразмерного ряда. Тележки разбиты на типы по конструкционной скорости, предложены технические решения для каждого типа. Кроме того, в ряд входит три группы три группы для различных осевых нагрузок. Сформулированы научные и конструкторские проблемы, которые ожидают своего решения.

The paper generalizes experience of the latest scientific and practical developments in the field of freight bogies that can be implemented in the type series. Bogie types are split into classes by design speed, and technical solutions for each type are provided. The series also contains three types of groups with different axle loads. Scientific and design problems that are still to be solved are formulated.

Повышенные требования, предъявляемые к тележкам грузовых вагонов нового поколения, привели к признанию необходимости создания типоразмерного ряда, включающего в себя базовую тележку, тележку повышенной грузоподъемности и тележку для скоростного движения. Некоторые параметры тележек типоразмерного ряда приведены в разрабатываемом проекте стандарта [1].

Однако полученные за последние годы научные и практические результаты показывают необходимость пересмотра концепции типоразмерного ряда тележек грузовых вагонов.

В 1999 году при разработке Федеральной программы «Разработка и производство в России грузового подвижного состава нового поколения» была сформирована концепция перехода на трехгрупповую специализацию вагонов и ходовых частей. В качестве базового варианта была принята осевая нагрузка 25 тс (для скоростей движения до 120 км/ч). Кроме того, планировалось создание грузового подвижного скоростного движения состава для (до 140 км/ч) при осевой нагрузке 20 тс и подвижного состава повышенной грузоподъемности с осевой нагрузкой до 30 тс.

При этом в отношении тележек были поставлены следующие задачи:

– снижение воздействия вагонов на путь при увеличенной осевой нагрузке или скорости

движения до уровня не хуже, чем у тележки модели 18-100 (при осевой нагрузке 23,5 т);

 уменьшение износов элементов тележки, поверхности катания колесных пар и подреза гребней за счет улучшения динамических качеств вагона;

 увеличение межремонтных пробегов за счет внедрения износостойких элементов в тележку;

 – создание сварных несущих конструкций тележки для организации их производства на машиностроительных предприятиях;

 повышение качества изготовления литых несущих конструкций.

Анализ результатов работ по созданию подвешивания новых ходовых частей

Большинство разработчиков, например тележки 18-194 (ФГУП «ПО УВЗ», рис. 1), 18-1711 (ОАО «МЗТМ», рис. 2), 18-9934 (ЦКБ ТМ, рис. 3) для снижения воздействия на путь и обеспечения безопасности при движении по рельсовому пути текущего содержания остановились на трехэлементной конструкции рамы и внедрении билинейного центрального рессорного подвешивания.

В табл. 1 приведено сравнение параметров билинейных рессорных комплектов тележек 18-1711 и 18-194, рассчитанных на осевую нагрузку 25 т, с серийной тележкой. Анализ результатов показал, что разработанные рессорные комплекты обеспечивают лучшую амортизацию усилий в вертикальном направлении, особенно для порожнего вагона.

Таблица 1

Сравнение параметров рессорных комплектов

Π	Тележка				
Показатель	18-100	18-1711	18-194		
Прогиб под тарой*, мм	7	17	14		
Прогиб под брутто**, мм	49	73	73		
Разность прогибов, мм	42	56	59		
Эффективный прогиб (брутто), мм	49	58	63		
Поперечная жесткость, МН/м		-			
- тара - брутто	4,64 4,64	1,80 4,03	3,53 5,81		

)*-нагрузка на пятник 6 т

)**-нагрузка на рессорный комплект 228,8 кН

При сходных параметрах рессорных комплектов в вертикальном направлении жесткость комплекта тележки 18-194 в поперечном направлении для порожнего вагона сравнима, а для груженого – превосходит таковую для тележки 18-100. Это проявилось в результатах ходовых испытаний тележки – ходовые качества порожнего вагона оказались хуже, чем на тележках 18-100. На основании расчетов [3] было рекомендовано ограничить величину поперечной жесткости центрального подвешивания до 1,8...2,5 МН/м под тарой вагона и 3,0...4,0 МН/м под брутто. Подвешивание тележки 18-1711 удовлетворяет этим требованиям.

Основываясь на результатах ходовых испытаний тележки 18-194 можно сделать вывод, что для существенного улучшения ходовых качеств и снижения воздействия на путь изменения параметров центрального подвешивания недостаточно. Научные разработки ПГУПС и ГУП НВЦ «Вагоны» [4, 5, 6], показали, что без введения в конструкцию тележки горизонтально-упругой связи колесной пары с боковой рамой добиться результата невозможно. В работах [6, 3] выбраны и обоснованы рациональные величины продольной и поперечной жесткости этой связи. Опытные тележки с буксовым подвешиванием, выполненным из неметаллических элементов, разработаны ОАО «МЗТМ» (рис. 2) и ВНИКТИ.

Таким образом, принципиальная схема базовой тележки нового поколения определена – тележка должна иметь нежесткую раму, горизонтально-упругую связь боковых рам и колесных пар, билинейное центральное рессорное подвешивание.



Рис. 1. Тележка модели 18-194

Разработка тележки модели 18-1711 (ОАО «МЗТМ») показала возможность создания единого центрального рессорного подвешивания для осевых нагрузок 23,5 и 25 тс, а работы НВЦ «Вагоны» [10, 11] – возможность создания единой конструкции горизонтально-упругой связи колесной пары с боковой рамой. Таким образом, создание различных рессорных комплектов для осевых нагрузок 23,5 и 25 тс является нецелесообразным. Достаточно иметь рессорный комплект для 25-тонной нагрузки. Этот комплект можно использовать и для вагонов с осевой нагрузкой 23,5 т. Для создания нового рессорного комплекта осевая нагрузка должна отличаться как минимум в 1,2 раза.



Рис. 2. Тележка модели 18-1711



Рис. 3. Тележка модели 18-9934

Работы по совершенствованию схемы опирания кузова вагона на тележку в основном сконцентрированы на создании надежной конструкции упругого беззазорного бокового скользуна. Эффективность применения скользуна фирмы STUCKI в конструкции тележки 18-100, движение которой в прямых неустойчиво, доказано экспериментальными работами в России и Украине [7]. Однако необходимость применения такого скользуна на тележках с упругой связью боковой рамы и колесной пары, движение которых при правильном выборе параметров должно быть устойчивым вплоть до конструкционной скорости, не является очевидным и требует дополнительной научной и экспериментальной проработки. Пока можно лишь с уверенностью сказать, что тележка может опционно оборудоваться упругодемпфирующими скользунами для обеспечения дополнительной стабилизации боковой качки при движении некоторых видов вагонов с высоким центром масс.

Необходимо отметить, что конструктивные схемы тележек с упругой связью колесных пар и боковых рам для достижения наилучших показателей ходовых качеств в кривых и максимальных пробегов между обточками колес требуют применения профиля колеса переменной кривизны с достаточно большой эквивалентной конусностью (в отличие от профиля тележки 18-100 с низким постоянным значением конусности). Такой профиль необходимо разработать и внедрить в тележках нового поколения.



Рис. 4. Тележка модели Р 25.120

Работы по тележкам с надбуксовым подвешиванием практически остановлены. Тележка Р 25.120 (ОАО «Ижорские заводы», рис. 4) имела массу, больше чем на 1,5 т превышающую предусмотренную техническим заданием. Поэтому дальнейшие работы по данной тележке были прекращены, хотя, на наш взгляд, следовало бы доработать тележку и оценить преимущества буксового подвешивания с точки зрения воздействия на путь.

Тележка модели 55-316 (ВЛВРЗ, рис. 5) прошла стадию ходовых испытаний и показала хорошие результаты. Однако исследование ста-

тической и усталостной прочности несущей конструкции не было завершено.

Анализ результатов работ по созданию несущих конструкций новых ходовых частей

Успех тележки в равной мере зависит от качества ее подвешивания и от прочности и технологичности изготовления ее несущих конструкций.

Сварные конструкции боковых рам и надрессорных балок, обеспечивающие необходимую прочность и долговечность, прошли экспериментальную отработку в тележках 18-9934 и ВНИКТИ. Имеются перспективные проработки и в тележке 18-1711.

ПГУПС совместно с НВЦ «Вагоны» созданы новые методики расчета несущих элементов, учитывающие работу буксового и центрального подвешивания [12, 13]. Опыт расчетов показал, что ограничением на повышение осевой нагрузки являются не геометрические размеры сечений, а наличие в конструкции зон концентрации напряжений. Поэтому при создании несущих конструкций особое внимание должно уделяться геометрической конфигурации, размещению оборудования и технологических отверстий.



Рис. 5. Тележка модели 55-316

Предложения по созданию типоразмерного ряда тележек

В работах [6, 8, 9] показано, что в зависимости от величины обобщенной сдвиговой жесткости конструктивные схемы тележек естественным образом разбиваются на три группы по критическим скоростям движения. В предлагаемом варианте типоразмерного ряда (рис. 6) конструктивные схемы тележек разбиваются по типам (А, Б, В), соответствующим эксплуатационным скоростям движения: до 90 км/ч, до 120 км/ч и 140 км/ч.

В тележке с жесткостью на забегание боковых рам, обеспечиваемой плоской клиновой системой, при введении упругой связи «букса –

рама» невозможно реализовать критическую скорость свыше 100 км/ч. Скорости движения до 120 км/ч могут быть обеспечены тележкой с повышенной жесткостью на забегание боковых рам. Вариант увеличения жесткости за счет пространственного клина с упругими накладками проработан в тележке 18-1711, а в тележке 18-9934 для этой цели использованы диагональные тяги с упругими шарнирами. Для дальнейшего увеличения скоростей необходимо вводить дополнительные связи колесных пар, повышающие сдвиговую жесткость тележки, как, например, предложено в проекте Г. Шеффеля для модернизации тележки 18-100 устройством Radial Arm, [4].

A)



Рис. 6. Типы конструктивных схем тележек по эксплуатационной скорости движения: А – до 100 км/ч; Б – до 120 км/ч; В – 140 км/ч и выше

Тележки для различных скоростей движения различаются только конструктивным устройством клиновой системы и наличием или отсутствием дополнительных связей колесных пар, то есть получаются путем модификации базовой конструкции. При этом рессорный комплект и горизонтально-упругая связь боковой рамы и колесной пары, а также, очевидно, несущие конструкции остаются неизменными.

В рамках каждого типа могут создаваться тележки с различными осевыми нагрузками, которые разбиты на группы (I – 18...22 т/ось, II – 23,5...25 т/ось, III – 27,5...30 т/ось). Каждой группе осевых нагрузок должна отвечать унифицированная конструкция буксового подвешивания, рамы тележки, колесной пары и билинейного рессорного комплекта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Проект межгосударственного стандарта. Тележки двухосные грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия. Первая редакция.
- Общие технические требования к грузовым вагонам нового поколения. – М.: МПС РФ, 2001.
- Рудакова Е.А. Выбор основных параметров ходовых частей грузовых вагонов с использованием моделей движения различной степени сложности // Этот сборник. – С. 166-173.
- Tuning von Güterwagendrehgestellen durch Radsatzkopplungen / A. Orlova, Y. Boronenko, H. Scheffel, R. Fröhling, W. Kik // ZEV-Glasers Annalen 126 (2002), S 270-282.
- Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Рудакова Е.А. Проектирование ходовых частей вагонов. Ч. 1. Проектирование рессорного подвешивания двухосных тележек грузовых вагонов: Учебное пособие. – СПб.: ПГУПС, 2003. – 72 с.
- Орлова А.М. Обоснование возможности реализации рациональной горизонтальной жесткости тележки трехэлементной конструкции // Этот сборник. – С. 148-152.
- Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Черкашин Ю.М., Кочнов А.Д., Белоусов В.Н. Модернизация серийной тележки модели 18-100 для улучшения динамических и эксплуатационных качеств грузовых вагонов // Труды конф. «Проблемы механики железнодорожного транспорта». – Днепропетровск, 2000.
- Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Ефимов В.П. Разработка типоразмерного ряда ходовых частей грузовых вагонов // Современные проблемы взаимодействия подвижного состава и пути. – Щербинка, 2003. – С. 64-67.
- Boronenko Yu., Orlova A., Bubnov V., Romen Yu. Development of higher capacity freight bogies with low track forces. // 18th IAVSD Symposium Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. Extensive summaries. Atsugi, Kanagawa, Japan: 2003 – P. 305-307.
- Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Васильев С.Г., Державец Ю.А., Аношин Г.В., Турков А.И. Полиуретановые элементы буксового подвешивания тележек грузовых вагонов // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. Сб. научн. статей. – СПб: ПГУПС-ЛИИЖТ, 2003. – С. 39-45.
- Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Рудакова Е.А., Васильев С.Г., Аношин Г.В. Экспериментальнотеоретические исследования надежности полиуретановых упругих элементов в соединении

«букса-рама» тележек грузовых вагонов // Труды конф. «Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте». – СПб.: ПГУПС, 2004.

12. Васильев С.Г. Особенности конструктивного исполнения и напряженного состояния боковой рамы трехэлементной тележки, оборудованной

упругими элементами в соединении с буксой // Этот сборник. – С.43-47.

 Васильев С.Г. Влияние способов задания граничных условий и нагрузок при расчете на прочность боковой рамы тележки грузовых вагонов // Шаг в будущее (Неделя науки – 2004): Межвуз. сб. научн. трудов – СПб.: ПГУПС, 2004.

УДК 629.4.027.35

Ю.П. БОРОНЕНКО, д-р техн. наук, профессор, ПГУПС (Россия) А.М. ОРЛОВА, канд. техн. наук, ГУП НВЦ «Вагоны» (Россия) Т.М. БЕЛГОРОДЦЕВА, ПГУПС (Россия)

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНЕНИЯ КАЧЕСТВА РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ХОДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

Були проведені випробування пасажирського вагону, який обладнаний різними типами гідравлічних гасителів коливань центрального підвішування, що дозволило визначити характерні частоти коливань, швидкості переміщень штока і сили опору гасителів. Були запропоновані узагальнені критерії порівняння амортизаторів за ходовими якостями вагонів.

Выполнены испытания пассажирского вагона, оборудованного различными типами гидравлических гасителей колебаний во второй ступени подвешивания, которые позволили определить характерные частоты колебаний, скорости перемещения штока и силы сопротивления гасителей. Предложен обобщенный критерий сравнения гидрогасителей по ходовым качествам вагонов.

Performance testing of passenger coaches equipped with different types of hydraulic dampers in secondary suspension which allowed determining characteristic frequencies, deformation velocities and resistance forces was carried out. Generalized criteria were proposed to compare dampers according to the ride qualities. Recommendations towards changing the requirements to the dampers and their rig testing methods are given.

НВЦ «Вагоны» совместно с ВНИИЖТ проведены испытания вагона пассажирского поезда «Аврора», оборудованного гидравлическими гасителями колебаний разных типов в центральном подвешивании. Гасители отличались величиной эквивалентного параметра сопротивления, а также усилия, при котором происходило открытие предохранительного клапана. Испытания выполнялись с целью установления условий эксплуатации гидравлических гасителей колебаний, определения скорости перемещения штока, частоты колебаний, ими воспринимаемые, и величины развиваемых усилий сопротивления, а также оценить влияние гасителей на ходовые качества вагона.

Методика проведения измерений и первичной обработки данных при испытаниях

В процессе испытаний производились измерения: вертикального и поперечного ускорения в зоне шкворня на полу вагона, относительного вертикального перемещения во второй ступени подвешивания вагона, перемещения штока гасителя, а также развиваемого им усилия сопротивления.

Для измерения перемещения поршня гидравлического гасителя и вертикальных динамических перемещений кузова на второй ступени подвешивания использовались тензометрические прогибомеры. Для измерения усилия, создаваемого гидравлическим гасителем, использовались тензометрические валики узлов крепления. Дополнительно тензометрами был оборудован кронштейн надрессорной балки для крепления гасителя. Общий вид гасителя колебаний, оборудованного первичными преобразователями, представлен на рис. 1. Дополнительно тензометрический валик крепления гасителя и устройство, предохраняющее его от поворота относительно гасителя колебаний, приведены на рис. 2. Обе системы измерения силы обладали чувствительностью 30 кгс.



Рис. 1. Общий вид гасителя колебаний, оборудованного первичными преобразователями



Рис. 2. Вид установки тензометрического валика

В случае ходовых испытаний вагона возможность измерения скорости перемещения штока в гасителе отсутствует, измерениям подвергается относительное перемещение. В связи с этим была произведена отработка метода численного дифференцирования относительного перемещения в гасителе колебаний для построения зависимости «усилие сопротивления – скорость относительного перемещения штока» и использования ее для определения эквивалентного параметра сопротивления гасителя. Для отработки использовались результаты расчета, полученного на математической модели движения вагона.

Рассматривались три метода численного дифференцирования:

первого порядка точности:

$$v_k = \frac{d_{k+1} - d_k}{h}, \qquad (1)$$

где v_k – значение скорости на шаге k; d_k , d_{k+1} – значение относительного перемещения на шаге k и k+1 соответственно; h – шаг дискретизации процессов по времени (постоянный);

второго порядка точности:

$$v_{k} = \frac{1}{2h} \left(-3d_{k} + 4d_{k+1} - d_{k+2} \right), \quad (2)$$

- с использованием разложения в ряд Фурье:

$$D = FT(d), \quad V_j = -\frac{2\pi i \cdot j}{Nh} D_j, \quad v = IFT(V), \quad (3)$$

где FT, IFT – прямое и обратное преобразования Фурье; D – столбец коэффициентов преобразования Фурье для перемещения; V – столбец коэффициентов преобразования Фурье для скорости; j – счетчик коэффициентов в преобразовании Фурье; i – комплексная едини-

ца; *N*- количество точек на осциллограмме перемещения.

Результаты вычисления относительной скорости перемещения в гасителе колебаний методами численного дифференцирования (1)...(3) в сравнении со скоростью, вычисленной с использованием обобщенных координат, представлены на рис. 3.

Погрешность при вычислении скорости методом преобразования Фурье не превышала 2 %.

Эквивалентный параметр сопротивления оценивался методом наименьших квадратов по формуле:

$$\beta = \frac{\sum_{k} F_k \cdot v_k}{\sum_{k} v_k^2}, \qquad (4)$$

где F_k – значение силы сопротивления гасителя на шаге k.

Можно показать, что метод наименьших квадратов дает параметр линейного гасителя, эквивалентный по поглощенной энергии гасителю с реальной характеристикой.



Рис. 3. Сравнение различных способов вычисления скорости перемещения штока

Методика сравнения качества работы гидравлических гасителей колебаний по результатам испытаний

Для сравнения качества работы гидравлических гасителей строятся зависимости средних квадратичных отклонений вертикальных и поперечных ускорений (или показателей плавности хода) от скорости движения вагона. Однако построенные зависимости не позволяют сделать однозначный вывод о преимуществах одного из гасителей колебаний. Кроме того, существует возможность, что один гаситель будет лучше для гашения вертикальных, а другой – для гашения горизонтальных колебаний. В связи с этим для сравнения гасителей было предложено использовать среднее геометрическое взвешенное ускорение (или показатель плавности хода), учитывающее распределение скоростей движения вагона в эксплуатации:

$$Q = \sum_{i} p(v_{i}) \sqrt{\ddot{z}_{i}^{2} + \ddot{y}_{i}^{2}} , \qquad (5)$$

где \ddot{z}_i, \ddot{y}_i — вертикальное и поперечное средние квадратичные отклонения ускорения кузова вагона в *i*-ом интервале скоростей движения (или показатели плавности хода в соответствующем интервале); $p(v_i)$ — частота повторения скоростей движения в *i*-ом интервале в эксплуатации ([1], табл. 3.4), v_i — среднее значение скорости движения в *i*-ом интервале.

Чем меньше значение критерия *Q*, тем эффективнее гаситель колебаний.

Результаты испытаний и сравнение качества работы гидравлических гасителей колебаний

Характерные частоты колебаний зарегистрированных динамических процессов приведены в таблице. Анализ полученных частот колебаний показал:

 частоты колебаний практически не зависят от скорости движения вагона;

– частоты колебаний 0,5...0,9 Гц присутствуют в вертикальных деформациях рессорного комплекта, однако в скорости перемещения штока и силе сопротивления гасителя не встречаются. Этим частотам соответствует форма колебаний боковой качки кузова с боковым относом, при которой взаимные перемещения надрессорной балки и рамы тележки не вызывают деформации гасителей (точки крепления перемещаются по окружностям);

– в осциллограмме вертикальных ускорений частоты 1,3...1,9 Гц соответствуют подпрыгиванию кузова, а 2,0...2,5 Гц – его галопированию. При этих формах колебаний происходит работа гасителей, что подтверждается частотным составом перемещения штока и силы сопротивления;

– в осциллограмме поперечных ускорений присутствуют частоты свыше 3 Гц, одной из причин возникновения которых может быть форма колебаний виляния кузова. Ее гашение также подтверждается частотным составом динамических процессов в гасителе.

Таблица

Характерные частоты колебаний

Динамический процесс	Частоты колебаний, Гц
Относительное вертикаль- ное перемещение во вто- рой ступени подвешива- нии	0,50,9; 1,51,8
Поперечное ускорение	1,31,9; 2,22,5; 3,23,5
Вертикальное ускорение	1,31.9; 2,02,5
Перемещение штока гаси- теля	1,21,4; 2,22,5 3,23,5
Сила сопротивления гаси- теля	1,21,4; 2,22,5 3,23,5

Экспериментальные зависимости скорости перемещения штока от скорости движения вагона в прямых участках пути и соответствующие зависимости сил сопротивления представлены на рис. 4 и 5.



Рис. 4. Скорость перемещения штока гасителя (максимальная) как функция скорости движения вагона на прямых участках пути



Рис. 5. Сила сопротивления гасителя (максимальная) как функция скорости движения вагона на прямых участках пути

Таким образом, на прямых участках пути скорость перемещения штока гасителя (в условиях участка для скоростного движения) не превышает 0,08 м/с. При движении по кривым и стрелкам скорость увеличивалась до 0,2...0,4 м/с.

Максимальная сила сопротивления практически не различается для гасителей разных типов в диапазоне скоростей штока до 0,04 м/с, однако, при росте скорости штока появляется значительное различие, связанное с работой предохранительного клапана. Таким образом, при одинаковом параметре сопротивления качество гасителей в основном определяется работой предохранительного клапана.

Экспериментальные зависимости максимального измеренного (с доверительной вероятностью 0,999) вертикального и поперечного ускорения (в диапазоне частот до 12 Гц [2]) от скорости движения вагона приведены на рис. 6 и 7. Зависимости для показателей плавности хода практически повторяли таковые для ускорений.









Результаты испытаний показали, что однозначный вывод о преимуществах того или иного гасителя для демпфирования вертикальных колебаний вагона сделать невозможно. В большей мере различия наблюдаются в показателях горизонтальной динамики и становятся особенно заметны с ростом скоростей движения свыше 100 км/ч.

Для обобщенной оценки эффективности гасителей были определены значения критерия, введенного в программе и методике испытаний, для скоростей движения 100 км/ч и выше (рис. 8). 0.4



Рис. 8. Значения *Q* (среднего геометрического взвешенного ускорения), определенного по ускорениям в диапазоне частот до 12 Гц для двух режимов ведения поезда

Таким образом, для пассажирских вагонов для скоростей движения до 160 км/ч по обобщенному критерию наиболее эффективным является гаситель колебаний № 3, средней эффективностью обладает гаситель колебаний № 1, а самой низкой эффективностью (вплоть до нарушения требований [1] к ходовым качествам вагонов) – гаситель № 2.

Результаты сравнения реализованных гасителями при движении вагона средних эквивалентных параметров сопротивления, приведены на рис. 9.

Наименьшей эффективностью обладает гаситель колебаний № 2, имеющий эквивалентный параметр сопротивления выше регламентированного нормативной документацией, а наибольшей – гаситель № 3 с параметром сопротивления на нижнем пределе допустимого диапазона. Это показывает необходимость проведения исследований по уточнению технических требований к гасителям скоростного подвижного состава в сторону уменьшения рекомендуемого параметра сопротивления.





БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М., 1983.
- 2. ОСТ 26.050.16. Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода вагонов.

УДК 621.873.001.24

Й. Г. БАРБАС, канд. техн. наук, П. П. БОЙКО Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. академика В. Лазаряна (Украина)

МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ПЕРЕГРУЖАТЕЛЕЙ. НОРМАТИВНЫЕ НАГРУЗКИ. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА

Розглянуто загальні відомості про металоконструкції мостових перевантажувачів і нормотивні навантіження.

па.

Рассмотрены общие сведения о металлоконструкциях мостовых перегружвтелей и нормативные грузы.

The review of metal designs of bridge faucets-unloaders is offered.

В настоящее время в Украине остро встал вопрос гарантийного продолжения сроков эксплуатации мостовых перегружателей. Подавляющее большинство кранов эксплуатируется с 1965г. с гарантированным сроком эксплуатации в 25 лет.

Продление сроков службы мостовых перегружателей с обеспечением надежности за пределом нормативных сроков службы является важной экономической задачей. При продлении срока службы должна обеспечиваться стабильная работа мостовых перегружателей, особенно необходимая в технологическом процессе электрогенерирующих тепловых станций.

Общие сведения

В современных конструкциях перегружателей на металлоконструкцию приходится около 65%, а на механизмы и электрооборудование соответственно 30 и 5% общей массы. Основные размеры (пролет, высота, длины консолей, подмостовой габарит и т. п.) перегружателей определяются условиями их эксплуатации.

Металлоконструкция перегружателя состоит из моста и двух опор, одна из которых жесткая, другая — гибкая или шарнирная. Жесткая опора воспринимает и передает на рельсы крановых путей вертикальные реакции, а также реакции от продольных и поперечных горизонтальных нагрузок. Гибкая опора предназначена для того, чтобы воспринимать и передавать на крановые пути вертикальные нагрузки, а также горизонтальные нагрузки, действующие поперек перегружателя. При одинаковой жесткости опор нагрузки, действующие вдоль моста, распределяются между обеими опорами поровну.

Мост представляет собой пространственную конструкцию замкнутого или незамкнутого ти-

Опоры перегружателя в зависимости от типа перегружателя выполняются в виде плоских или пространственных конструкций высотой 15...25 м. Опорные узлы их соединяются стяжками и прикрепляются к балансирным тележкам механизма передвижения. Стяжки используют для установки автоматических и ручных противоугонных захватов, а также для расположения на них электрооборудования.

В зависимости от типа грейферной тележки различают металлоконструкции перегружателей: с ездой по низу с грейферной тележкой нормального (опорного) типа, расположенной в пределах внутренних габаритов моста, или подвесного типа, устанавливаемой снаружи моста; с ездой поверху с двухконсольной грейферной тележкой опорного типа или с поворотным грейферным краном; с угловой грейферной тележкой

По типу конструктивных схем металлоконструкции перегружателей подразделяют на решетчатые, трубчато-балочные, комбинированные и коробчато-балочные

Ниже приведено описание схем металлоконструкций перегружателей в зависимости от типа соединения моста с опорами.

Металлоконструкции перегружателей с. центральным приводом и жестким сопряжением моста с опорами (рис. 1). В металлоконструкциях этих перегружателей мост склепывается с жесткой опорой 5, представляющей собой вертикальную плоскую сквозную раму с затяжкой, связанную плоскую сквозную раму с затяжкой, связанную плоскую сузлами главных ферм. Шарнирная опора 4, также представляющая собой вертикальную плоскую раму, сочленяется с мостом шарнирами 6.

Центральный привод, расположенный в
средней части моста, позволяет уменьшить забегание опор перегружателя при его передвижении.

Металлоконструкции перегружателей с подвижно-шарнирным соединением моста с опорами (рис. 2). Мост этой системы перегружателей опирается в четырех точках на ригель пространственной жесткой опоры 5 посредством опорных плит 2 и шарнирно соединяется с ней по оси моста вертикальным шкворнем 3. Сопряжение с шарнирной опорой 4 осуществляется через опорную линзу 1 в одной точке, расположенной по оси моста. Подобная система опирания обеспечивает поворот жесткой опоры и моста вокруг оси вертикального шкворня.

a)



Рис. 1. Перегружатель с центральным приводом и жестким сопряжением моста с опорами:

 а – схема перегружателя; б – взаимное положение
 моста и опор при продольной деформации; в – взаимное положение моста и опор при перекосе (вид в плане)

Жесткая опора представляет собой две плоские наклонные двухшарнирные рамы, соединенные системой фасадных и горизонтальных

связей в пирамидальную пространственную конструкцию. Верхняя часть жесткой опоры состоит из нескольких продольных и поперечферм или сплошностенчатых балок, ных имеющих в уровнях верхнего и нижнего поясов горизонтальные связи. В местах пересечения балок ригеля с опорными узлами главных ферм располагаются четыре опорные плиты, на которые опирается мост. В центре пространственной конструкции ригеля расположен вертикальный шкворень, закрепленный в конструкциях моста и ригеля. Шарнирная опора 4 состоит из двух плоских рам, соединенных системой фасадных и поперечных связей. Поперечной балкой мост опирается на шарнирную опору через чечевицеобразную линзу в середине ригеля. Вертикальные реакции моста передаются на ригель жесткой опоры через четыре опорные точки, а на ригель шарнирной опоры — через одну.







а – схема перегружателя; б – взаимное положение моста и опор при продольной деформации; в – вза-имное положение моста и опор при перекосе (вид в плане)

Горизонтальные реакции во всех направлениях воспринимаются шкворнем 3 на жесткой опоре и линзой 1 на шарнирной опоре. Обе опоры закрепляются на балансирных тележках механизма передвижения

В шарнирной системе с раздельным приводом и подвижно-шарнирным сочленением моста с опорами допускается перекос моста в плане до 10°.

Исследованиями ЦНИИпроектстальконструкции, СКМЗ и ВНИИПТМАШа выявлены преимущества жесткой системы металлоконструкции перед шарнирной: выше эксплуатационная надежность, проще и легче конструкция, меньшая трудоемкость изготовления и монтажа. Однако механизм передвижения с раздельным приводом, примененный при шарнирной системе, имеет большую надежность, прост по устройству, отличается малым весом, небольшой трудоемкостью и стоимостью изготовления и монтажа, меньшими эксплуатационными расходами, более высоким к.п.д., чем механизмы передвижения с центральным приводом.

Выявившиеся при сравнительном исследовании положительные характеристики металлоконструкций перегружателя жесткой системы и преимущества механизма передвижения с раздельным приводом сделали целесообразным разработку новой комбинированной конструкции жесткой системы, снабженной механизмом передвижения с раздельным приводом.

Перегружатель с раздельным приводом и жестким сопряжением моста с опорами (рис. 3). Обе опоры данной системы жестко соединяются с соответствующими узлами главных ферм моста. Жесткая 5 и гибкая 7 опоры представляют собой две вертикальные рамы, склепанные с опорными узлами моста на уровне нижнего пояса. Рама жесткой опоры связывается с мостом подкосом, идущим от опорного узла опоры к одному из нижних узлов главных ферм.

Передвижение перегружателя осуществляется раздельными, синхронно работающими приводами, установленными на каждой из ходовых балансирных тележек механизма передвижения. В процессе перемещения вдоль склада одна опора может забегать относительно другой. Величина этого забегания для перегру-76,2 жателя с пролетом М составляет 250...300 мм. Надежность при передвижении обеспечивается системой ограничителей перекоса.

Перегружатель жесткой системы, трубчато-балочной конструкции с опорами равной жесткости (рис.4). Особенностями этой конструкции являются крупногабаритные трубчатые элементы и опоры равной жесткости 5. Цельносварная металлоконструкция состоит из двухконсольного моста, выполненного в виде сварной трубы с подвешенными к ней ездовыми балками, и двух пространственных опор треугольной формы с основными элементами из сварных труб. Последние сопрягаются с мостом коробчатыми ригелями и соединяются над тележками механизма передвижения в опорные коробки, связанные одна с другой трубчатыми стяжками. Перегружатель передвигается раздельными, синхронно работающими приводами, расположенными на каждом из четырех балансирных агрегатов (тележек) механизма передвижения.

a)





Забегание одной опоры относительно другой контролируется системами ограничителей перекоса. Одинаковая жесткость опор приводит к выравниванию горизонтальных поперечных нагрузок на ходовые тележки. Суммарная поперечная нагрузка на ходовую тележку в рассматриваемой системе с учетом возникающего распора не превышает подобной нагрузки в системе с одной жесткой и одной гибкой опорой. Преимуществом трубчато-балочной конструкции является возможность использования при монтаже металлоконструкций крупногабаритных заводских блоков со стыковкой их монтажной сваркой.

a)



Рис. 4. Перегружатель жесткой системы, трубчатобалочной конструкции с опорами равной жесткости: а – схема перегружателя; б - взаимное положение моста и опор при продольной деформации; в - взаимное положение моста и опор при перекосе (вид в плане)

Перегружатели жесткой системы комбинированной конструкции. Во всех комбинированных конструкциях используется совместная работа нижних поясов главных ферм с ездовыми балками. Нижние пояса выполнены в виде коробчатой конструкции, воспринимающей вертикальные нагрузки и крутящий момент. Одна из модификаций этой конструкции представляет собой пространственный решетчатый мост, соединенный с двумя опорами равной жесткости. Металлоконструкция моста состоит из двух главных ферм с треугольной или ромбической решеткой, у которых нижний пояс имеет коробчатое сечение, а остальные элементы (верхний пояс, раскосы, стойки) Н-образное, тавровое или крестовое.

Нижний пояс играет роль балки жесткости и используется для укладки подтележечных рельсов грейферной тележки. Обе главные фермы соединены между собой системами продольных и поперечных связей. Опоры имеют равные жесткости, одинаковые принципиальные геометрические схемы и жестко соединяются с мостом.

Особенностью другого типа металлоконструкций является шарнирное соединение опоры с мостом и отсутствие продольных связей по поясам шпренгеля. Металлоконструкция моста выполняется из двух главных ферм с коробчатой балкой жесткости, усиленной шпренгельной конструкцией снизу или сверху.Балка жесткости используется для укладки подтележечных рельсов.

Обе главные фермы соединяются распорками, установленными в плоскости вертикальных стоек. Продольные связи по поясам шпренгелей отсутствуют. Как жесткая, так и шарнирная опоры имеют однотипную коробчатую конструкцию. Жесткая опора соединена с мостом подкосом, шарнирная — шарниром. Перегружатель передвигается от раздельных синхронно работающих двигателей.

Основные случаи нагружения

Перегружатели, как правило, входят в состав оборудования, обеспечивающего непрерывный технологический процесс погрузочноразгрузочных операций, поэтому к ним предъявляются высокие требования с точки зрения прочности и надежности. Механизмы перегружателей рассчитывают с учетом режима работы механизмов. Расчет металлоконструкций производят с учетом режима работы перегружателей в целом.

В соответствии с методикой, разработанной во ВНИИПТМАШе, внешние нагрузки, действующие на кран (в нашем случае на перегружатель), определяют для двух состояний: рабочего и нерабочего. При этом под нерабочим понимается такое состояние, когда перегружатель не работает из-за ветра большой силы, сейсмических нагрузок и находится в исправном (рабочем) состоянии. Нагрузки нерабочего состояния могут также действовать на перегружатель, когда он находится в ремонте. Расчет производят, когда на перегружатель в рабочем состоянии действуют нормальные нагрузки (вариант А) и максимальные нагрузки (вариант Б). При нерабочем состоянии рассчитывают перегружатель, когда на него действуют максимальные нагрузки нерабочего состояния (вариант В).

Нагрузки, действующие на металлоконструкции перегружателей, разделяются на постоянные, временные и особые.. К постоянным относятся нагрузки, сохраняющие свое значение в течение всего эксплуатационного периода (вес металлоконструкции, предварительное напряжение конструкции). К временным относятся нагрузки, изменяющие свое значение в различные периоды эксплуатации (вес материала в перегрузочных устройствах; нагрузки при передвижении грейферной тележки; нагрузки на обслуживающие площадки от веса людей, ремонтных материалов, деталей; нагрузки при передвижении перегружателя; инерционные и перекосные нагрузки; ветровые нагрузки; вес обледенения конструкций; температурные воздействия; нагрузки, возникающие при перевозке, монтаже или реконструкции).К особым относятся нагрузки, возникающие редко, чаще в аварийных ситуациях (сейсмические воздействия; нагрузки при ударе грейферной тележки или крана о буфер; перекосные нагрузки при аварийном перекосе перегружателя).

Весовые нагрузки металлоконструкций. Масса перегружателя, в том числе и металлоконструкций, в значительной степени зависит от его конструктивной схемы. С применением жесткой системы вместо шарнирной масса перегружателя уменьшается на 14%, при этом масса металлоконструкций снижается на 26%.

Для предварительных эскизных подсчетов массу металлоконструкций с достаточной степенью точности можно определять, используя существующие аналогии и графики массы, При этом масса в процентах по отдельным узлам распределяется так: мост — 80 (70); жесткая опора — 10 (15); гибкая опора — 7 (12); лестницы и площадки — 3. Первые цифры относятся к перегружателям жесткой системы с решетчатой конструкцией, цифры в скобках — к перегружателям трубчато-балочной конструкции.

Более точным является способ подсчета массы с помощью коэффициента

$$\mu = \frac{G}{G_T},$$

где: G – действительная масса конструкции; G_T – теоретическая масса конструкции;

$$G_T = \sum_{i=1}^n F \ell \gamma \,,$$

где: n – число элементов конструкции; F – площадь сечения элемента; ℓ – длина элемента;

В этом случае на основании вычисленных усилий подбирают сечения элементов конструкции и рассчитывают их площади.

Фактическая масса конструкции, как правило, несколько (до 5%) превышает проектную в результате замены сортамента, дополнительных технологических деталей и плюсовых допусков на размеры прокатной стали. Это превышение массы при расчете по предельным состояниям учитывается коэффициентом перегрузки n.

Воздействия грейферной тележки. Давление от массы металлоконструкций грейферной тележки, оборудования и груза передается на подтележечный рельс через ходовые колеса.

Динамическое воздействие грейферной тележки (с грузом или без него) на металлоконструкции учитывается динамическим коэффициентом ψ .Так, для металлоконструкций моста и опор ψ =1,2, для металлоконструкций ездовых балок и элементов их креплений к мосту крана ψ =1,5. Приведенные значения динамических коэффициентов распространяются на полную массу грейферной тележки с грузом.

Горизонтальные продольные нагрузки T, возникающие при передвижении грейферной тележки в период пуска и торможения, принимаются равными 0,1 суммы давления P всех ее ходовых колес и приложены на уровне головки подтележечных рельсов.

Горизонтальные поперечные нагрузки *H*, возникающие вследствие конусности поверхностей ходовых колес грейферной тележки, исчисляются как 0,1 величины давления *P* на колесо и приложены на уровне головки подтележечных рельсов.

В результате ударов ходовых колес о выступающие части подтележечных рельсов на стыках, неплотного закрепления рельсов, а также боковой инерции тележки при больших скоростях передвижения возникают боковые силы (боковые удары). Величины этих сил принимаются равными 0,1 вертикального давления на ходовое колесо. Эти силы приложены поперек рельса на уровне его головки.

Нагрузки, возникающие при передвижении перегружателя. При передвижении перегружателя в периоды пуска и торможения, а также вследствие толчков и ударов возникают инерционные силы

$$H_{i} = \frac{(G_{M} + G_{O} + G_{T})\mathcal{P}_{n}}{gt_{T}},$$

где: G_M – вес металлоконструкций; G_O – вес оборудования; G_T – вес тележки; \mathcal{P}_n – установившаяся номинальная скорость передвижения перегружателя; t_T – время разгона (торможения) перегружателя.

Инерционные силы от веса металлоконструкций и оборудования приложены в центрах тяжести соответствующих узлов, а от веса грейферной тележки – на уровне головки рельсов подтележечных путей.

Подкрановые пути обычно имеют неровности, перепады в стыках, уклоны и другие дефекты, вызывающие вертикальные динамические воздействия от весовых нагрузок. Подобные дополнительные нагрузки от веса металлоконструкций, оборудования и грейферной тележки учитываются коэффициентом толчков k_T.

Во время движения перегружателя одна из опор стремится опередить другую, вызывая тем самым перекос конструкции. Для ориентировочных расчетов перекосная нагрузка H_s, действующая на металлоконструкцию, может быть принята равной 5...20 кг на тонну веса перегружателя в зависимости от конструктивной схемы, пролета, высоты, жесткости опор, качества укладки подкрановых путей и состояния узлов механизмов передвижения (балансиров, ходовых колес и т.п.

Воздействие перекосных нагрузок принято учитывать смещением одной опоры относительно другой. Перекосная деформация в рабочем состоянии принимается равной 0,3...0,8% величины пролета. Металлоконструкции рассчитывают при максимальной перекосной деформации (при пролете 76,2 м она составляет 600 мм).

Ветровые нагрузки. При расчете металлоконструкций перегружателей нормативная ветровая нагрузка принимается равномерно распределенной. Наветренную площадь, элементов перегружателя можно определить как произведение теоретической площади и коэффициента заполнения. При этом теоретическую площадь вычисляют по осевым геометрическим размерам, а коэффициент заполнения принимают равным 0,4...0,6 для решетчатых конструкций и 1 – для сплошностенчатых.

Ветровые нагрузки, действующие на перегружатель, существенно влияют на общее сопротивление передвижению перегружателя и тележки, распределение давлений на ходовые колеса перегружателя и элементы металлоконструкций, устойчивость перегружателя, а также на число и мощность противоугонных устройств.

Воздействие ветра на конструкции перегружателей учитывается при расчете механизмов передвижения перегружателя и тележки, механизма поворота стрелового крана у перегружателей с ездой по верху, устойчивости перегружателя, а также при расчете и конструировании устройств, предотвращающих угон перегружателя ветром большой силы, при расчете металлоконструкций перегружателя и расчете на прочность деталей механизма передвижения (колес, осей и др.).

Ветровая нагрузка на краны (перегружатели) создается давлением ветра на наветренную площадь перегружателя, тележки и груза (грейфера) и зависит от наветренной площади, скорости ветра, пульсации этой скорости и формы сечения элементов крана, обтекаемых воздухом.

Скорость ветра изменяется во времени и характеризуется определенным рассеиванием (дисперсией) относительно своего среднего значения. Соответственно этому давление ветра (ветровой напор) можно представить в виде двух составляющих: постоянной составляющей q_0 , величина которой практически не изменяется в течение некоторого промежутка времени; и случайной, переменной составляющей, значение которой определяется пульсацией, порывами ветра за это же время.

Порывы ветра, то есть быстрое изменение скорости ветра во времени, создают определенные динамические нагрузки на элементы конструкции перегружателя. Ветровая нагрузка, воздействующая на элементы перегружателя при одной и той же скорости ветра, зависит от формы сечения этих элементов, их аэродинамического сопротивления: чем более обтекаемую форму имеет сечение элемента, тем меньше нагрузка. ГОСТ 1451-65 «Краны подъемные. Нагрузка ветровая» учитывает все основфакторы, определяющие ные ветровые нагрузки.

Распределенная ветровая нагрузка ω на наветренную поверхность конструкции крана в к H/m^2

$\omega = q_0 n c \gamma \beta$,

где q_0 — скоростной напор ветра на высоте до 10 м над поверхностью земли в кгс/м²; n – по-правочный коэффициент на возрастание скоро-

стного напора в зависимости от высоты над поверхностью земли (воды); с – аэродинамический коэффициент; γ – коэффициент перегрузки; β – коэффициент, учитывающий динамическое воздействие, вызываемое пульсациями скоростного напора ветра.

При малых и средних скоростях и скоростном напоре перегружатель должен (может) работать, преодолевая сопротивление ветра; при ветре большой силы перегружатель должен быть остановлен и застопорен, так как значительные ветровые нагрузки создают опасность угона или опрокидывания перегружателя.

Принято различать ветровые нагрузки рабочего состояния (рабочих ситуаций) и ветровые нагрузки нерабочего состояния (нерабочих ситуаций). При этом имеются в виду только нерабочие ситуации, создаваемые действием ветра большой силы, в то время как перегружатель находится в рабочем состоянии (кроме ситуации действия ветра большой силы на перегружатель, находящийся в ремонте).

Поправочный коэффициент n на возрастание скоростного напора ветра зависит от высоты элементов или зоны крана над поверхностью земли.

Аэродинамический коэффициент с подробно регламентируется ГОСТ 1451-65. Значения его находятся в пределах 0,35...2,6.

По отношению к поверхности земли (нулевой отметке) перегружатели могут быть установлены различно: на поверхности земли или на отметке, близкой к нулевой (перегружатели, работающие на теплоэлектростанциях); на эстакадах или других сооружениях, поднятых над уровнем земли, (рудные перегружатели, перегружатели морских портов). В последнем случае при определении скоростного напора ветра, на уровне головки рельса необходимо учитывать зависимость этого напора от высоты над уровнем земли (воды).

Значения коэффициента перегрузки γ зависят от метода расчета крановых конструкций. Так, при расчете по методу предельных состояний $\gamma = 1,1$; при расчете по методу допускаемых напряжений $\gamma = 1,0$.

Ветровая нагрузка на і-й элемент конструкции перегружателя:

$$W_n = \omega_i F_i$$
,

где ω_i — распределенная ветровая нагрузка на 1 м² *i*-го элемента; F_i — расчетная наветренная площадь i-го элемента.

Ветровая нагрузка, действующая на перегружатель (кран):

$$W_n = \sum_{i=1}^n \omega_{\ni i} F \,.$$

где: n — число элементов перегружателя, находящихся под воздействием ветровой нагрузки.

Температурые нагрузки. Воздействие колебаний температуры принимается одинаковым для всех частей металлоконструкций независимо от их географической ориентации при температурном перепаде 70°С и коэффициенте линейного расширения $\alpha_t = 0,000012$. Температурные нагрузки учитываются только для систем, статически неопределимых (рамных схем).

Особые нагрузки. К категории особых нагрузок относятся воздействия, связанные чаще всего с временной неисправностью или отказом систем ограничения, а также сейсмические нагрузки.

При неисправности конечных выключателей передвижения грейферной тележки последняя может удариться о буфера, расположенные в торцах моста. Горизонтальная продольная сила, возникающая во время такого удара о прижимной буфер, при условии поглощения всей кинетической энергии удара буфером:

$$T_0 = \frac{(G_T + Q)\vartheta_{T.y}^2}{ga},$$

где: $\mathfrak{P}_{T,V}$ - скорость передвижения грейферной тележки в момент удара, равная 50% рабочей скорости; a - ход поршня.

Сейсмические нагрузки. При установке перегружателей в районах, подверженных землетрясениям, необходимо учитывать сейсмические нагрузки. Расчетными считают нагрузки, возникающие при землетрясениях 7, 8 и 9 баллов. Горизонтальная сейсмическая нагрузка, действующая на конструкции перегружателя, рассматриваемого как неподвижное сооружение:

$$P_{\mathcal{C}} = G_{n.o\delta} \beta \eta_{\kappa} k_{\mathcal{C}} \,,$$

где $G_{n.o\delta}$ – общий вес перегружателя; β – коэффициент динамичности; η_{κ} – коэффициент, зависящий от места приложения нагрузки. Для систем с одной степенью свободы $\eta_{\kappa} = 1$; κ_{c} – коэффициент сейсмичности, равный 0,025; 0,06 и 0,1 при сейсмичности соответственно 7, 8 и 9 баллов.

Общий вес перегружателя принимается сосредоточенным в средней части моста. Коэффициент динамичности зависит от периода собственных колебаний конструкции перегружателя и декремента затухания этих колебаний.

При расчете металлоконструкций перегружателей рассматривают следующие эксплуатационные состояния перегружателя:

 рабочее состояние «подъем и перемещение груза». При этом грейферная тележка поднимает груз и перемещается с грузом вдоль крана; перегружатель находится в неподвижном состоянии, грейферная тележка располагается в пределах пролета либо в крайних положениях на консолях;

2) рабочее состояние «передвижение крана». При этом перегружатель передвигается, грейферная тележка без груза располагается в пределах пролета или на опорах;

3) нерабочее состояние. Перегружатель застопорен, грейферная тележка без груза располагается над одной из опор.

Действие указанных нагрузок учитывается в соответствии с табл. 14 [3]. При расчете металлоконструкций с учетом дополнительных и особых сочетаний нагрузок расчетные нагрузки (или соответствующие им усилия в конструкции) следует умножать на коэффициент сочетаний κ_c , значение которого также приведено в табл. 14. Расчетные нагрузки определяются как произведение нормативной нагрузки (или соответствующего ей усилия) и коэффициента перегрузки п.

Выводы

Практика показала, что наиболее часто выходящим из строя элементом мостового перегружателя является подтележечная балка (особенно балки кранов находящихся за пределами гарантийных сроков эксплуатации).

Современные методы математического моделирования крановых конструкций с использованием различных программных продуктов таких как: Structure CAD, Лира, Robot, ANSYS и т.д. позволяют создать модель системы "крановая тележка – подкрановая балка" с учетом всех вышеизложенных нормативных нагрузок, а также с учетом таких факторов, влияющих на долговечность, как коррозия, усталость металла и т.п.

Данная модель, выполненная с применением программно-вычислительного комплекса SCAD for WINDOWS, позволяет определить точное напряженно-деформированное состояние, максимально приближенное к реальному, что в свою очередь позволит выдать практические рекомендации по наиболее рациональному методу усиления подкрановых балок.

Подробное описание модели системы, особенности моделирования, полученные усилия и напряжения в элементах модели, а также экспериментальная проверка полученных данных будет изложена в последующих публикациях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Беглов Б.В., Кох П.И., Онищенко В.Н., Окулов Д.П. Мостовые перегружатели. – М.: Машиностроение, 1974 – 224 с.
- Мельников Н.П. Металлические конструкции. М.: Стройиздат, 1983 – 543 с.
- 3. Справочник по кранам. Том 1, 2 / Сост. М.М. Гохберг. Л.: Машиностроение, 1988.
- РТМ 24.090.62-80 «Нормы проектирования стальных конструкций мостовых перегружателей и козловых кранов большой грузоподъемности».

УДК 656.21

Г. ВАЙЧЮНАС, д-р, Вильнюсский технический университет им. Гядиминаса (Литва)

ВЛИЯНИЕ ЧЕЛОВЕЧЕСКОГО ФАКТОРА НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

У статті розглядаються проблеми впливу тривалості робочого часу машиніста локомотива на безпеку руху залізничних поїздів.

В статье рассматриваются проблемы влияния продолжительности рабочего времени машиниста локомотива на безопасность движения железнодорожных поездов.

Problems of the influence of the locomotive driver working time length on the safety of railway trains motion are considered in the paper.

Несмотря на технический прогресс и эффективность автоматического оборудования, одним из основных факторов в вопросе о безопасном движении является человеческий фактор. У этого есть свои причины. При наличии сложной системы (как на железной дороге) невозможно автоматизировать сразу все автоматическое оборудование. Из этого следует, что оборудование надо инсталлировать, то есть приспосабливать к имеющимся системам, координировать, проверять. Эти процедуры выполняет человек, поэтому его действия могут часто предопределять события. Вторым моментом является двойственное соотношение железнодорожной системы «подвижной состав – путь». Чтобы поддерживать между ними нужное соотношение, нужна ответственность человека. Для сектора подвижных составов очень важны квалификация и опыт машинистов и их помощников.

Распределение числа машинистов и их помощников в зависимости от стажа работы показано в табл. 1.

Ттаблица 1

Стаж		до 10 лет		от 11 до 20 лет		от 21 до 30 лет		от 31 до 40 лет		от 41 до 50 лет	
Должность	Всего	Число	Процент	Число	Процент	Число	Процент	Число	Процент	Число	Процент
Машинисты (всего)	617	234	37,9	177	29,8	33	5,3	77	12,5	2	0,3
Помощники машинистов (всего)	272	264	97,1	70	28	17	6,3	12	4,4	0	0

Распределение числа машинистов и их помощников в зависимости от стажа работы

Представленные в табл. 1 данные анализируются графически. Графический анализ данных табл. 1 представлен на рис. 1.

На рис. 1 ясно просматривается тенденция, что большую часть машинистов составляют кадры, стаж работы которых составляет меньше 10 лет. Из-за того, что эти тенденции для машинистов и их помощников немного отличаются, последующий анализ будет производиться отдельно. Процентное распределение числа машинистов и их помощников в зависимости от стажа работы показано соответственно на рис. 2 и 3. Из рис. 2 и 3 видно, что машинистов, стаж работы которых составляет 10 лет, – 45%, а их помощников – 73%. Оценивая это распределение с точки зрения безопасности движения, важно провести исследование распределения количества ошибок в зависимости от стажа работы.

Распределение количества ошибок в зависимости от стажа работы показано в табл. 2.

Графический анализ данных табл. 2 можно увидеть на рис. 4 и 5.



Рис. 1. Распределение числа машинистов и их помощников в зависимости от стажа работы



Рис. 2. Процентное распределение числа машинистов в зависимости от стажа работы



Рис. 4. Распределение количества ошибок машинистов в зависимости от стажа работы.

Из рис. 4 и 5 видно, что большую часть ошибок совершают лица, имеющие стаж работы меньше 10 лет и от 11 до 20 лет. Однако этот показатель зависит от такого числа лиц, поэтому он только частично отображает положение. Более образным является количество ошибок, принадлежащих одному человеку. Анализ этих показаний графически показан на рис. 6 и 7.









Таблица 2

Распределение количества ошибок в зависимости от	стажа работы
--	--------------

Стаж	до 10 лет		от 11 до 20 лет		от 21 до 30 лет		от 31 до 40 лет		от 41 до 50	
Должность	Число	Процент	Число	Процент	Число	Процент	Число	Процент	Число	Процент
Машинисты (всего)	59	9,5	58	9,4	45	7,3	12	1,9	0	0
Помощники маши- нистов (всего)	72	26,4	48	17,6	8	2,9	6	2,2	0	0



Рис. 6. Распределение количества ошибок, принадлежащих одному человеку (машинисту), в зависимости от стажа работы



Рис. 7. Распределение количества ошибок, принадлежащих одному человеку (помощнику машиниста), в зависимости от стажа работы

Проанализировав рис. 6 и 7, можно сделать следующие выводы.

1. Разделяя машинистов на возрастные группы в зависимости от количества происшествий на одного машиниста в течении года, можно заметить, что потенциально опасными являются те машинисты, стаж работы которых составляет от 21 до 30 лет.

2. Потенциально опасными помощниками машинистов являются те, стаж работы которых составляет от 11 до 20 лет.

3. Статистика показывает, что потенциально опасными являются не те возрастные группы, в которых замечены случаи недисциплинированности и отсутствие опыта, а те, в которых проявляются проблемы среднего возраста человека: депрессия, беспокойство, ослабление внимания.

Далее следует исследовать, как тенденции рис. 6 и 7 действуют в зависимости от поездов различного вида тяги: машинисты тепловозов, машинисты дизельных поездов, машинисты электропоездов.

На рис. 8 показано количество ошибок машинистов тепловозов и их помощников, приходящееся на одного человека (машинисты тепловозов и их помощники).



Рис. 8. Количество ошибок, приходящееся на одного человека (машиниста тепловоза и его помощника)

Из рис. 8 видно, что количество ошибок, приходящееся на одного машиниста, является самым большим, когда его рабочий стаж составляет меньше 10 лет. В то время количество ошибок помощника машиниста является самым большим, когда его рабочий стаж составляет 11...20 лет.

На рис. 9 показано количество ошибок машинистов дизельных поездов и их помощников, приходящееся на одного человека (машинисты дизельных поездов и их помощники).

Из рис. 9 видно, что количество ошибок, приходящееся на одного машиниста и его помощника, является самым большим, когда их рабочий стаж составляет 11...20 лет.

На рис. 10 показано количество ошибок машинистов электропоездов и их помощников, приходящееся на одного человека (машинисты электропоездов).

Выводы

1. Разделяя машинистов на возрастные группы в зависимости от количества проише-

ствий, приходящихся на одного машиниста в течении года, можно заметить, что потенциально опасными являются те машинисты, рабочий стаж которых составляет от 21 до 30 лет.

2. Потенциально опасными помощниками машинистов являются те, рабочий стаж которых составляет от 11 до 20 лет.

3. Статистика показывает, что потенциально опасными являются не те возрастные группы, в которых были замечены случаи недисциплинированности и недостаток опыта, а те, в которых проявляются проблемы среднего возраста человека: депрессия, беспокойство, ослабление внимания.

Сравнивая показателя безопасности движения для поездов тепловой и электрической тяги, видно, что для поездов электрической тяги они на порядок выше.



Рис. 9. Количество ошибок, приходящееся на одного человека (машиниста дизельного поезда и его помощника)



Рис. 10. Количество ошибок, приходящееся на одного человека (машиниста электропоезда)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Butkevičius J., Sakalauskas K., Jaržemskis V., Rezgaitis R. Lietuvos geležinkelių tinklo analizė (Анализ железнодорожной сети Литвы). *Transportas*, XVI t., Nr. 2. V.: Technika, 2001, p. 61–69.(на литовском языке).
- Butkevičius J. The implementation of new carriage in the Lithuanian railway transport and establischment of the prospective market for railway and road transport. *Transport*, ISSN 1392-1533. XVIII t., Nr. 4, Vilnius, Technika, 2003, 168-173.
- Lingaitis, L. P. The future of railways. *Lithuanian railways* (Lietuvos geležinkeliai), No 1, 2002, p. 56–61.
- 4. Trumpa, V. S. Transport corridors and the perspectives of their development. *Lithuanian railways* (Lietuvos geležinkeliai), No 1, 2002, p. 16–22.
- Toth, P.; Vigo, G. Heuristic algorithmus for the handicapped persons transportation problem. *Transportation Science*, 1997, Vol 31, p. 60–71.

УДК 629.4.027.24

С.Г. ВАСИЛЬЕВ, магистр техн. наук, ГУП НВЦ «Вагоны» (Россия)

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ И НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ БОКОВОЙ РАМЫ ТРЁХЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ, ОБОРУДОВАННОЙ УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ В СОЕДИНЕНИИ С БУКСОЙ

У роботі запропоновано конструкцію бокової рами з пружнім в'язком у з'єднанні з колісною парою. Пружній в'язок здійснюється введенням амортизаторів, які складаються з двох поліуретанових елементів, розташованих симетрично по обидві сторони букси. Для розрахунків бокових рам використано кінцевоелементну модель. Розглянуто різні форми прорізів для центрального та буксового підвішування. Встановлено причини виникнення концентраторів напружень і запропоновано методи їх усунення.

В работе предложена конструкция боковой рамы с упругой связью в соединении с колёсной парой. Упругая связь осуществляется путём введения амортизаторов, состоящих из двух полиуретановых элементов, расположенных симметрично по обеим сторонам буксы. Для расчёта боковых рам была использована конечно-элементная модель. Рассмотрены различные формы проёма для центрального и буксового подвешивания. Установлены причины возникновения концентраторов напряжений и предложены методы их устранения.

A classification of side frames for three-piece bogies was proposed. For side frames with elastic primary suspension finite element models considering this interaction, as well as the elastic interaction with the secondary suspension, were developed and verified through testing. An evolution series of side frames to optimize the strength and mass of the construction was developed analyzing stress concentration zones and methods to eliminate them.

В конструкциях трёхэлементных тележек одним из наиболее нагруженных элементов является боковая рама, от прочности которой зависит безопасность движения вагона. Проблема проектирования боковой рамы связана не только с улучшением металлоконструкции, но также со снижением динамических нагрузок на неё. Одной из причин низкой надёжности боковых рам является отсутствие амортизации действующих на них усилий, а также интенсивные износы и образование трещин в зонах буксовых проёмов. НВЦ «Вагоны» предложена конструкция боковой рамы с упругой связью в соединении с колёсной парой (рис.1), которая позволяет решить эти проблемы.

Упругая связь осуществляется путём введения амортизаторов, состоящих из двух полиуретановых элементов, расположенных симметрично по обеим сторонам буксы (рис. 2). Эластомерные пластины разделены внутренними металлическими листами, установленными параллельно внешним армировочным листам, что определяет необходимую жёсткость упругого комплекта.



Рис. 1. Общий вид трехэлементной тележки с упругим опиранием боковой рамы на буксу



Рис. 2. Общий вид полиуретанового упругого элемента связи колёсной пары с боковой рамой

Классификация боковых рам

При разработке боковой рамы на первом этапе был сделан обзор конструкций и классификация по форме проёма для центрального и буксового подвешивания. Формы проёмов для центрального и буксового подвешивания представлены на рис.3 и 4.

Тип I проёма центрального рессорного подвешивания – замкнутой прямоугольной формы, которая используется на подавляющем числе трёхэлементных тележек. Тип II – клиновидной замкнутой формы, преимущественно используется совместно с эластомерным рессорным подвешиванием. Тип III - незамкнутой прямоугольной формы. В конструкциях данного типа обычно присутствуют ножевые опоры для пружин рессорного подвешивания, поводковая связь боковой рамы и надрессорной балки. Тип IV – замкнутой круглой формы, используется в основном для обеспечения раздельного галопирования боковин в эксплуатации. Тип V – два отверстия круглой формы; используется только в конструкциях иностранных тележек. Тип VI – люлька – применятся в пассажирских тележках, а также в грузовых тележках некоторых типов.



Рис. 3. Основные формы проёма центрального рессорного подвешивания, используемые в трёхэлементных тележках.

Для буксового подвешивания были выделены следующие типы. Тип 1 – прямоугольная форма, используется, например, в тележках модели 18-100. Тип 2 – прямоугольная форма с возможностью установки плоского неметаллического упругого элемента. Тип 3 – прямоугольная форма с возможностью установки пружин внутри боковой рамы. Тип 4 – с выпуклой сферической формой опорной части. Тип 5 – пятиугольная форма с возможностью установки эластомерных упругих комплектов. Тип 6 – с вогнутой сферической формой опорной части, с возможностью установки неметаллического упругого элемента или с возможностью шарнирного опирания на буксовый узел.



Рис. 4. Основные формы проёма буксового подвешивания, используемые в трёхэлементных тележках

Тип 7- остроконечная форма для установки пружин или же эластомерных элементов в полости боковой рамы. Тип 8 – клиновидная форма, подразумевает установку фрикционных гасителей колебаний. Тип 9 – круглая форма для непосредственного или через эластомерную прокладку опирания на буксу. Тип 10 – параллелограммная форма, предусматривает непосредственное либо через пружины опирание на буксовый узел.

Предложенная классификация позволяет синтезировать принципиально возможные конструкции боковой рамы трёхэлементной тележки.

Методика расчёта боковой рамы трёхэлементной тележки с учётом упругих элементов

В процессе эксплуатации боковая рама подвергается воздействию различных нагрузок, которые должны быть учтены при расчёте на прочность. В соответствии с [1] нагрузки, действующие на боковую раму, можно разбить на 4 режима.

- Экстремальная вертикальная нагрузка, складывающаяся из веса брутто и вертикальной динамической добавки от силы инерции вагона (первый режим - первое сочетание нагрузок).
- Экстремальное сочетание вертикальной, поперечной и продольной нагрузок, возникающее при торможении тяжеловесного состава в кривой (первый режим - второе сочетание нагрузок).
- Экстремальное сочетание продольной и вертикальной нагрузок при проходе вагонного замедлителя (первый режим – третье сочетание нагрузок).

 Сочетание умеренных по величине продольных, поперечных и вертикальных нагрузок, характерное для движения вагона в поезде (третий режим).

При использовании конечно-элементных моделей для расчёта боковых рам важно правильно задать граничные условия и приложить нагрузки. Для боковой рамы, имеющей упругую связь с колёсной парой, а также рессорный комплект центрального подвешивания, предложена расчётная схема, приведенная на рис. 5. В табл. 1 показаны нагрузки, действующие на боковую раму, в различных режимах (для осевой нагрузки 25 т).

В расчётной схеме помимо металлоконструкции присутствуют упругие элементы в соединении колёсной пары с боковой рамой, имеющие соответствующие жёсткости, и упругие элементы в соединении надрессорной балки с боковой рамой, имеющие жесткости, соответствующие жёсткости клиновой системы на забегание. В расчётной схеме вертикальные и поперечные перемещения ограничены по оси колёсной пары, продольные перемещения ограничены на внешних плоскостях упругих элементов, имитирующих связь с надрессорной балкой.



Рис. 5. Граничные условия и нагрузки, действующие на боковую раму, с учётом введения упругих связей

Таблица 1

Величины усилий, действующих на боковую раму, для расчета на статическую прочность

Режим	F _{1x} , кН	F _{2x} , кН	F _{1y} , кН	F _{2y} , кН	F _z , кН
I-1	0	0	0	0	507
I-2	12	12,5	69	30	366
I-3	107,5	12,5	0	0	366
III	0	7	17	0	327

Вертикальные и поперечные нагрузки приложены к опорному листу центрального рессорного проёма. В первом режиме – первое сочетание нагрузок часть поперечных сил приложена к ограничивающим поперечное перемещение надрессорной балки планкам. Во всех расчётных режимах, кроме I-3, продольные нагрузки приложены к оси колёсной пары. В режиме I-3 часть продольной нагрузки приложена к ограничивающей буксовый проём планке.

Предложенная расчётная схема в наибольшей степени приближена к реальным условиям. Результаты расчёта показали, что при применении данной расчётной схемы определяющими режимами при проектировании боковины являются первый режим - первое сочетание нагрузок и первый режим - второе сочетание нагрузок, что связано с особенностями работы боковой рамы на скручивание и изгиб. Для оценки достоверности разработанной методики расчёта результаты численного эксперимента сравнивались натурным. Напряжённос деформированное состояние боковой рамы при первом режиме - первое сочетание нагрузок и первом режиме - второе сочетание нагрузок представлено на рис. 6. Расхождение эквивалентных напряжений в боковой раме, полученных в результате конечно-элементного расчета и в результате статических испытаний, не превысили 15%.



Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений (Па) в боковой раме:

а) первый режим – первое сочетание нагрузок;
 б) первый режим – второе сочетание нагрузок

Методика оценки долговечности сварной конструкции боковой рамы

Для оценки долговечности боковой рамы предложен режим нагружения, позволяющий спрогнозировать величины динамических напряжений при движении. Его отличие от третьего режима состоит в том, что величина вертикальной силы уменьшена на величину силы тяжести вагона брутто. Максимальные допускаемые значения напряжений по этому режиму были определены для различных зон боковой рамы по коэффициенту запаса сопротивлению усталости (табл. 2).

Таблица 2

Максимальные допускаемые динамические напряжения

Основной металл	Продольные сварные швы	Угловые сварные швы	Нахлёсточные и стыковые сварные швы
118 МПа	104 МПа	59 МПа	48 МПа

Ведутся работы по подтверждению достоверности предложенной методики оценки сопротивления усталости на основании стендовых усталостных и ходовых прочностных испытаний.

Результаты расчёта прочности боковых рам

На основе расчётов, выполненных для боковых рам различной конфигурации, установлено, что наиболее проблемными местами с точки зрения прочности являются зона перехода буксового проёма в наклонный пояс и зона перехода вертикальной стойки в узел плиты опирания центрального рессорного подвешивания, где присутствуют концентраторы напряжений.

При устранении концентраторов получен эволюционный ряд боковых рам (рис. 7), который позволил отследить причины их возникновения, а также найти пути решения проблемы повышения прочности боковой рамы при постоянной массе.

Анализ напряжённо-деформированного состояния боковых рам показал, что:

- эффективным способом устранения концентраторов в нижних углах центрального рессорного проёма является, одновременно, использование вертикальных листов большей толщины и максимальное увеличение радиуса;
- для устранения концентраторов в верхних углах рессорного проёма достаточно увеличить их радиус;
- конструкция опорной плиты центрального подвешивания без концентраторов предполагает установку подпорных листов под пружины в направлении плоских сечений балки;



Рис. 7. Эволюционный ряд боковых рам трёхэлементных тележек имеющих I тип формы проёма центрального рессорного подвешивания и 1 тип формы проёма буксового рессорного подвешивания (ход эволюции сверху вниз)

- устранение концентраторов в углах буксового проёма, вызванных приложением вертикальных и продольных нагрузок, возможно путём установки упругих элементов непосредственно на нижний лист боковой рамы, без переходных элементов, которые дают скачёк жёсткости;
- устранение концентратора в верхнем внутреннем углу буксового проёма, вызванного приложением поперечных нагрузок к боковой раме, возможно путём введения дополнительной упругости (поперечного листа).

Заключение

В статье описана методика проектирования боковых рам:

 предложена классификация на основе форм буксового проёма и проёма центрального рессорного подвешивания;

 разработана система нагрузок и граничных условий для расчёта статической и усталостной прочности, учитывающая упругое взаимодействие боковой рамы с колёсной парой и надрессорной балкой;

 установлены причины возникновения концентраторов напряжений и предложены методы их устранения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1983.
- Васильев С.Г. Особенности конструктивного исполнения и напряженного состояния боковой рамы трехэлементной тележки, оборудованной

упругими элементами в соединении с буксой // Этот сборник. – С. 43-47.

- Васильев С.Г. Влияние способов задания граничных условий и нагрузок при расчете на прочность боковой рамы тележки грузовых вагонов // Шаг в будущее (Неделя науки – 2004): Межвуз. сб. научн. трудов. – СПб.: ПГУПС, 2004.
- Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Васильев С.Г., Державец Ю.А., Аношин Г.В., Турков А.И. Полиуретановые элементы буксового подвешивания тележек грузовых вагонов // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. Сб. научн. статей. – СПб: ПГУПС-ЛИИЖТ, 2003. – С. 39-45.
- Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Рудакова Е.А., Васильев С.Г., Аношин Г.В. Экспериментальнотеоретические исследования надежности полиуретановых упругих элементов в соединении «букса – рама» тележек грузовых вагонов // Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте. Материалы конф. СПб.: ПГУПС, 2004.

В.Г. ВЕРБИЦКИЙ, д-р физ-мат наук, профессор, КУЕТТ (Украина) В.А. ДЕМЧЕНКО, ст. преподаватель, КУЕТТ (Украина)

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПРОФИЛЯ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ НА ХАРАКТЕР АВТОКОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

У роботі представлено обгрунтування спрощеного аналізу поперечних автоколивань, які виникають при перевищенні локомотивом критичної швидкості руху. Характеристика автоколивань одержано через аналіз підсистеми, яка відповідає одній колісній парі.

В работе представлено обоснование упрощенного анализа поперечных автоколебаний, возникающих при превышении локомотивом критической скорости движения. Характеристики автоколебаний получены на основе анализа подсистемы, соответствующей одной колесной паре.

The conditions of dangerous-safe loss of stability defined only by geometry of wheel profile. At certain geometry of wheel self-oscillations exist at supercritical speeds more; the stable limit cycle in this case limits growth of perturbations that corresponds to safe loss of stability. At infringement of some relationship of parameters of the wheel profile the unstable limiting cycle limits area of stability of rectilinear motion already at speeds less critical, narrowing an interval of operational speed; at speeds more critical growth of perturbations will be unlimited - a case of dangerous loss of stability.

Модельный подход к анализу устойчивости рельсовых экипажей

Причина потери устойчивости рельсовых экипажей «таится» в пятне контакта колеса с рельсом, а точнее, в соотношении сил, возникающих в пятне контакта при качении колеса. Однако даже для достаточно простых расчетных схем рельсового экипажа общая картина влияния характерных параметров системы на ее динамические качества нам неизвестна, так как условия устойчивости невозмущенного движения в общем виде чрезвычайно громоздки и непригодны для качественного анализа.

В данной работе предлагается модельный подход, который заключается в переносе результатов анализа устойчивости прямолинейного движения колесной пары (при некоторых конструктивных ограничениях) на модель тележки пассажирского вагона.

Смысл рабочей гипотезы заключается в том, что при принятых предположениях (надлежащий выбор характеристик упругого подвеса колесных пар обеспечивает совпадение парциальных частот в подсистемах, отвечающих фазовым координатам y_i , ψ_i – боковому относу и углу рысканья) суммарные жесткости, передаваемые колесной паре со стороны тележки в продольном и поперечном направлениях, совпадают между собой, но заранее не известны. Предположим, что критическая скорость прямолинейного движения тележки известна, например, получена на основе численных методов [4] для некоторого набора параметров системы. Тогда из формулы, определяющей критическую скорость продольного движения одиночной колесной пары, может быть определен «гипотетический» параметр («интегральная» жесткость, создаваемая всей конструкцией тележки).

Замечание. Зависимость между критической

$$\tau = K^* \frac{2k_y}{m_1} = K^* \frac{2k_x b^2}{j_1}$$

скоростью локомотива и эффективной коничностью поверхности катания колеса может приближенно задаваться соотношением

$$\left(Vkr_1 / Vkr_2\right)^2 = krl_2 / krl_1.$$

Сошлемся на результат экспериментальных исследований, приведенный в монографии [2]. Из экспериментально полученной зависимости критической скорости движения четырехосного локомотива как функции эффективной коничности поверхности катания колеса следует, что эффективной коничности $kr1_1=0,1$ соответствует критическая скорость $Vkr_1=138$ км/ч, тогда коничности $kr1_2=0,05$ из соотношения (*) должна соответствовать критическая скорость $Vkr_2=195,2$ км/ч (на экспериментальной кривой 195 км/ч) рис.1.



Предлагаемый модельный подход реализовывался для случая плоской модели тележки пассажирского вагона (рис.2).



Рис. 2.Определение критической скорости модели тележки – на основе численного анализа максимальной действительной части собственных значений системы линейного приближения. Матрица коэффициентов линеаризованной системы возмущенного движения тележки получена при некоторых конструктивных ограничениях: выбор параметров первичного подвешивания обеспечивает совпадение парциальных частот в подсистемах, отвечающих колесной паре

$$\left\{K_x = \frac{\tau J_1 - 2 f 12 + 2 dP 1 kr 1}{2b^2}, Ky = \frac{\tau m 1}{2} - 2 P 1 kr 2\right\}$$

Для ниже приведенного набора численных значений параметров тележки:

 τ =3820 с⁻², d=0.756 м, a=1.042 м, b=0.586 м, II=0, m1=1.19E3 кг, J1=0.408E3 кгм², M=3072 кг, J=1622 кгм², r0=0.356 м, kr1=.14, f33=8.6605E6 H, f12=1.5334E4 Hм, f11=7.5848E6 H, f22=61.56 Hм², P1=(32.82/8+3.072/4+1.19/2)E4 H имеем матрицу линейного приближения AA,

имеем матрицу линеиного приолижения АА, коэффициенты которой являются функциями скорости продольного движения V.

График зависимости максимальной действительной части собственных значений матрицы АА при V=Vkp имеет одну пару чисто мнимых собственных значений, действительные части остальных собственных значений отрицательны (рис. 3).

На основе критерия Рауса-Гурвица может быть получена неявная функция, определяющая границу области устойчивости в плоскости двух произвольных параметров тележки.

Оптимизация параметров первичного упругого подвеса тележки с целью увеличения критической скорости прямолинейного движения тележки (параметр оптимизации – приведенная жесткость т) $V_{\kappa p}$, м/с.





На рис. 4 представлены фрагменты границы области устойчивости невозмущенного движения в плоскости двух параметров: приведенной жесткости τ ; критической скорости движения $V_{\rm kp}$ представлены на рис. 4, а, б. Значению τ =3820 с⁻² соответствует критическая скорость $Vkp\approx59$ м/с (рис. 4, а); максимальная критическая скорость тележки (140,5 *м/с*) достигается при значении приведенной жесткости $\tau \approx 55000$ с⁻² (рис. 4, б).





Далее рассмотрим задачу о влиянии геометрии профиля колесной пары на поперечные автоколебания при движении по прямолинейному участку пути.

Если условия потери устойчивости прямолинейного движения локомотива могут быть определены на основе анализа подсистемы, «физически» порождающей неустойчивость всей модели, то естественно предположить, что и характеристики автоколебаний в этом случае могут быть получены на основе анализа подсистемы, соответствующей одной колесной паре. Зная профиль колеса в окрестности невозмущенного положения точки контакта с рельсом и обобщенную характеристику упругого подвеса, на основе модельного подхода можно предсказать особенности динамического поведения тележки – определить характер потери прямолинейного устойчивости движения (опасный-безопасный) и оценить амплитуды возникающих автоколебаний бокового относа τ, c^{-2} .

При использования модели крипа по Картеру или по Колкеру соответствующая последовательность шагов не изменяется:

- численное определение критической скорости модели тележки;
- определение приведенной (обобщенной) жесткости, передаваемой колесной паре со стороны тележки в продольном и поперечном направлениях, из соотношения

$$Vkr = \sqrt{\frac{\tau dr_0}{k_{r1}}};$$

 определение условий опасной-безопасной потери устойчивости и амплитуды автоколебаний на основе приближенного метода [1].

Заметим, что при описании крипа по Колкеру приближенный метод определения амплитуд

автоколебаний приводит к абсолютно «непрозрачному» с точки зрения качественного анализа соотношению. В случае описания крипа по Картеру приходим к «информативному» выражению, определяющему квадрат амплитуды автоколебаний бокового относа колесной пары в зависимости от конструктивных параметров тележки

$$A = \frac{kr \left(v^{2} - \frac{\tau dr 0}{kr1}\right)}{kr \left(8 \frac{d^{3} P 1 kr 4r 0}{kr \left(3 (J 1 + d^{2} m 1) - v^{2}\right)}\right)}$$

Причем, условие безопасной потери устойчивости обеспечивается неравенством

$$\frac{\tau}{kr1} > \frac{8d^2 P1kr4}{kr3(J1+d^2m1)}$$

Ниже представлены результаты численноаналитического анализа автоколебаний бокового относа колесной пары модели тележки пассажирского вагона в случае описания линейной теории крипа по Картеру; критическая скорость прямолинейного движения составляла $V_{kp} = 59$ м/с. На рис. 5, *а* представлен случай безопасной потери устойчивости (устойчивые автоколебания возникают при закритической скорости);



при модельном подходе амплитуда колебаний составляет A=0,0048 м (скорости V=80 м/с); на рис. 5, б – результаты численного моделирования подсистемы, отвечающей колесной паре (A=0.052 м) и полной модели тележки (A=0.078 м)

Случай опасной потери устойчивости: на рис. 6, а представлен фрагмент диаграммы неустойчивых автоколебаний (ограничивают область притяжения прямолинейного движения при докритических скоростях); на рис. 6, б полная диаграмма автоколебаний, амплитуда при скорости V=80 м/с составляет A=0.082 м; на рис. 6, в-г – сравнение результатов, полученных при модельном подходе, с результатами численного моделирования подсистемы, отвечающей колесной паре (A=0.098 м), и полной модели тележки (в модели тележки возникают многочастотные режимы).

При изменении параметра скорости в более широком диапазоне (при достаточно большой закритической скорости) наблюдаются существенные различия динамического поведения подсистемы (ей отвечает колесная пара) и всей системы (модели тележки). Для модели тележки реализуются бифуркации удвоения периода, которые приводят к хаотизации детерминированной системы [3], что не наблюдается в модели одиночной колесной пары.



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Вербицкий В.Г., Садков М.Я. Приближенный анализ автоколебательной системы // Доповіді НАН України – 2001. – № 10. – С. 48-52.
- Гарг В.К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава. – М.: Транспорт, 1988. – 392 с.
- Isaksen P., True H. On the ultimate transition to chaos in the dynamics of Cooperider's bogie // Chaos, Solitons & Fractals, vol.8, No. 4, 1997. – Pp. 559-581.
- He, Y. and McPhee, J.: Optimization of the Lateral Stability of Rail Vehicles. Vehicle System Dynamics 38 (2002). – Pp.361-390.



Рис.6.

УДК 625.245.6:62-758.2

В.А. ВОЛКОВ, ОАО «Мариупольский з-д тяж. маш.» (Украина)
В.М. БУБНОВ, д-р техн. наук, ОАО «Мариупольский з-д тяж. маш.» (Украина)
Г.И. БОГОМАЗ, д-р техн. наук, ИТМ НАНУ и НКАУ (Украина)
М.Б. КЕЛЬРИХ, д-р техн. наук, КУЭТТ (Украина)

РАЗРАБОТКА ГАЗОВЫХ ЦИСТЕРН НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ, ОБОРУДОВАННЫХ ЗАЩИТНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ ПОВЫШЕННОЙ ЭНЕРГОЕМКОСТИ

На підставі аналізу даних про аварійні ситуації з вагонами-цистернами й оцінки існуючих засобів захисту днищ казанів розроблена конструкція захисного пристрою у вигляді торцевого щита зі стільниковими енергопоглинаючими елементами. Визначено раціональні параметри запропонованого захисного пристрою і виконано його експериментальне відпрацьовування. Створено дослідний зразок вагона-цистерни для перевезення зріджених вуглеводородних газів з торцовими захисними щитами розробленої конструкції.

На основании анализа данных об аварийных ситуациях с вагонами-цистернами и оценки существующих средств защиты днищ котлов разработана конструкция защитного устройства в виде торцового щита с сотовыми энергопоглощающими элементами. Определены рациональные параметры предложенного защитного устройства и выполнена его экспериментальная отработка. Создан опытный образец вагона-цистерны для перевозки сжиженных углеводородных газов с торцевыми защитными щитами разработанной конструкции.

The response and the stress-strain state of new generation gas tank-car design elements at emergency impacts in the head are investigated. The tank-car is equipped with tank head protection devices of safety shields with cellular energy absorbing element type. Efficiency of their use at emergency loading is shown.

Для обеспечения безопасности железнодорожных перевозок, сохранности грузов и минимизации последствий возможных аварий, связанных, в частности, с расгерметизацией котлов в результате пробивания днищ автосцепкой соседнего вагона или перевозимым в нем длинномерным грузом, актуальной проблемой является разработка и создание нового поколения газовых цистерн с увеличенным объемом котла и пониженной материалоемкостью, оборудованных эффективными средствами защиты днищ от ударных воздействий.

В настоящее время в качестве средств защиты днищ вагонов-цистерн в аварийных ситуациях используются дополнительные металлические накладки на днища (фальшднища), предохранительные торцовые щиты, откидные крышки. Анализ существующих конструкций защиты днищ показал, что они имеют или малую эффективность, или большую массу, значительно ухудшающую технико-экономические характеристики вагона-цистерны. Отсутствие в защитных устройствах (ЗУ) энергопоглощающих элементов обуславливает передачу практически всей энергии аварийного удара на котел цистерны. Поэтому в основу разработки перспективных средств защиты положен принцип максимального поглощения кинетической энергии удара защитным устройством за счет особенностей его упругопластического деформирования и разрушения, учитывая при этом габариты конструкций цистерн нового поколения, условия их эксплуатации и возможности технического обслуживания.

На основе выполненного анализа разработаны требования к конструкции ЗУ повышенной энергоемкости, в частности:

наличие в конструкции ЗУ специальных энергопоглощающих элементов;

 с учетом габаритов перспективных конструкций газовых цистерн толщина ЗУ должна составлять 100...170 мм; высота – не менее 1/3 диаметра котла цистерны;

 вес конструкции ЗУ – согласован с нагрузкой на ось;

 изготовление ЗУ – технологичное с использованием доступных материалов;

 конструкция ЗУ – максимально унифицирована для возможности использования на цистернах различных модификаций;

 средний срок службы ЗУ без технического обслуживания должен соответствовать сроку службы нового вагона-цистерны до первого капитального ремонта.

Разработка и выбор рациональных параметров защитных конструкций выполнены на основе предварительных теоретических исследований с последующей экспериментальной отработкой.

Для оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) и нагруженности элементов конструкций железнодорожных цистерн с устройствами защиты днищ при аварийных ударных воздействиях использована методика [1], основанная на использовании метода конечных элементов в форме метода перемещений. Аварийные удары в днище котла, как правило, сопровождаются появлением остаточных деформаций в виде вмятин и даже могут привести к нарушению целостности котла и элементов его защиты. Методика [1] позволяет выполнять исследования НДС с учетом не только конструктивных особенностей вагона-цистерны И средств защиты днищ с энергопоглощающими элементами, но и специфики деформирования конструкции при сверхнормативных динамических нагрузках. При этом в зависимости от интенсивности ударного воздействия проводится квазистатический анализ НДС конструкции в целом и динамический анализ упругопластического деформирования наиболее нагруженных элементов конструкции (в частности, днищ котла) перед разрушением. Решение задачи оценки НДС элементов конструкции с учетом упругопластического характера ее деформирования проводится в рамках деформационной теории пластичности, учитывая нелинейную зависимость напряжений от деформаций и деформаций от перемещений.

Для расчетов НДС элементов конструкции вагона-цистерны использованы основанные на методе конечных элементов универсальные вычислительные пакеты прикладных программ, соответствующим образом адаптированные к решению поставленной задачи.

Согласно методике [1] проведено исследование динамических нагрузок и напряжений в элементах железнодорожной цистерны для перевозки сжиженных газов при ударах в днище автосцепкой вагона-бойка. Дана оценка динамической нагруженности элементов конструкции вагона-цистерны без средств защиты [2], а также в случае защиты днищ котла дополнительными металлическими накладками [3] или торцовыми щитами без энергопоглощающих элементов. В результате проведенных исследований установлено, что нарушение герметичности оболочки котлов вагонов-цистерн без защитных устройств и при оборудовании днищ дополнительными металлическими защитными накладками толщиной порядка 0,01 м может произойти при аварийных соударениях со скоростями выше 12 км/ч. Следует отметить, что дополнительные накладки не подлежат замене, поскольку даже при минимальной их деформации происходит деформация котла цистерны.

В качестве защитной конструкции рассмотрены торцовые щиты, жестко закрепленные на раме и отстоящие на расстоянии 0,09 м от днищ цистерны. Конструкция торцового защитного щита состоит из экрана размером 1,2×1,26×0,091 м, подкрепленного со стороны днища пятью горизонтальными и четырьмя вертикальными ребрами жесткости переменного сечения, увеличивающегося сверху вниз и от краев к центру.

На рис. 1 показано НДС защитного щита до взаимодействия с днищем котла цистерны (предел текучести материала щита – 310 МПа).

Использование для защиты днищ котлов предохранительных щитов в виде металлических пластин подкрепленных со стороны днищ ребрами жесткости, повышает эксплуатационную надежность защиты и позволяет обеспечить целостность днищ котлов вышеуказанных цистерн при скоростях аварийных столкновений порядка 20 км/ч. Тем не менее, уровень энергии, которая поглощается при упругом деформировании щита до взаимодействия с днищем котла, достаточно мал и составляет приблизительно 5 кДж. Поскольку вертикальные и горизонтальные ребра закреплены на щите со стороны днища, то при взаимодействии торцового щита с днищем упругопластические деформации днища появляются при скоростях удара порядка 4 км/ч.



Рис. 1

Исследования показали, что эффективность существующих защитных устройств в виде торцовых щитов можно существенным образом

повысить за счет усовершенствования их конструкций путем использования сотовых энергопоглощающих элементов, которые отличаются пониженной материалоемкостью и повышенной энергоемкостью. Проведены эксперименты по статическому сжатию под прессом сотового образца, в результате которых определен критерий для выбора геометрических размеров поперечного сечения шестигранного сотового заполнителя [3]. Учитывая особенности работы защитного устройства, которое должно разрушаться до появления вмятин на днище, выбор параметров сотовой ячейки защитного устройствам для конкретной модели цистерны должен определяться величиной критического давления, при котором начнут сминаться сотовые элементы. Это давление P_{kr с} определяется из условия, что критическое напряжение потери устойчивости стенки соты как шарнирно опертой пластинки должно быть не ниже предела текучести материала сот, и не должно превышать допускаемого наружного давления [p], определяемого из условий прочности и устойчивости днищ котла в пределах упругости [4]:

$$\sigma_T \leq \sigma_{kp} = 3,6E_c \left(\frac{\delta_c}{r}\right)^2 \leq \sigma_{bc} ,$$

$$\sqrt{\frac{\sigma_T}{3,6E_c}} \leq \frac{\delta_c}{r} \leq \sqrt{\frac{\sigma_{bc}}{3,6E_c}} , \quad P_{kr_c} = 1,54\frac{\delta_c}{r}\sigma_T$$

$$P_{kr_c} < [p], \qquad [p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_p}{[p]_e}\right)^2}} ,$$

где σ_{kr} – критическое напряжение потери устойчивости стенки соты; σ_T – предел текучести материала сот; $\sigma_{вc}$ – предел прочности материала сот; E_c – модуль упругости материала сот; δ_c – толщина листа сотового заполнителя; r – радиус описанной окружности ячейки сотового заполнителя; [p] – допускаемое значения наружного давления для днища котла, определяемое из условия прочности $[p]_p$ и из условия устойчивости в пределах упругости $[p]_e$.

В результате оценки параметров защитных устройств с энергопоглощающими элементами [3] для вагонов-цистерн, транспортирующих сжиженные газы, предлагается использовать защитные устройства в виде пакета из двух металлических листов, между которыми расположен энергопоглощающий сотовый заполнитель толщиной не менее 0,08...0,15 м. Радиус сотовой ячейки должен быть меньше толщины сотового заполнителя, а отношение толщины листов, образующих сотовые элементы, к радиусу сотовой ячейки примерно равно 1/60.

Разработанная конструкция предохранительного торцового щита с деформируемыми сотовыми элементами [5] показана на рис. 2.

Существенным отличием предлагаемого устройства от ранее существовавших защитных конструкций является наличие жестко закрепленных на пластине щита и расположенных между ним и днищем деформируемых блоков (рис 3).





При этом и блоки, и пластины повторяют по конфигурации форму днища. Особенностью предлагаемой защитной конструкции является

установка вертикальных и горизонтальных ребер на внешней стороне щита, обеспечивающих требуемую жесткость, а также изготовление блоков в виде сотовой конструкции из жестко соединенных между собой гофрированных листов низкоуглеродистой стали.

Проведена экспериментальная отработка предложенной защитной конструкции с помощью натурных испытаний вагона-цистерны при аварийном соударении его с вагоном-бойком, у которого автосцепка была закреплена на высоте, позволяющей осуществлять удары в днище котла (рис. 4).



Рис. 4

Экспериментально получено, что использование в защитных устройствах пластически деформируемых сотовых элементов позволяет смягчить ударное воздействие на вагонцистерну. Показана возможность использования предохранительного щита с энергопоглощающими элементами в качестве эффективного средства защиты днищ котлов вагоновцистерн при аварийных ситуациях.

Выполненные экспериментальные исследования подтвердили корректность используемой методики расчета и математических моделей. В результате проведенных натурных испытаний конструкция защитного устройства была доработана, и выбраны параметры предохранительного щита и сотовых элементов (высота, толщина, радиус ячейки) для вагона-цистерны нового поколения (модель 15-9503 АВП), предназначенной для транспортировки сжиженных углеводородных газов (бутана, пропана и их смесей). Доработанная конструкция торцового защитного щита с сотовыми энергопоглощающими элементами показана на рис. 5.

В соответствии с методикой математического моделирования [1] проведены исследования напряженно-деформированного состояния котла железнодорожной цистерны нового поколения для перевозки сжиженных газов модели 15-9503 АВП, оборудованной разработанными защитными устройствами повышенной энергоемкости, при эксплуатационных режимах нагружения и аварийных ударах в днище.

В результате выполненных исследований обоснована возможность снижения толщины днищ и обечайки котла цистерны с 0,024 до 0,022 м. Установлено, что наличие рассматриваемых средств защиты днищ котла от пробивания в аварийной ситуации позволяет сохранить герметичность котла при скорости соударения 34 км/ч. Выбранные параметры вагонацистерны обеспечивают в соответствии с Нормами [6] требуемую прочность конструкции, а применение предохранительных щитов, содержащих сотовые энергопоглощающие элементы, повышает ее эксплуатационную безопасность.





Для оценки прочности крепления предохранительных щитов с энергопоглощающими сотовыми элементами на раме вагона-цистерны (рис. 6) от действия ударных и вибрационныхэксплуатационных нагрузок были проведены натурные испытания на испытательных участках ИЦ "Азовмаштест".



Рис. 6

Испытания проходили в два этапа. На первом этапе были проведены испытания на соударение и испытания по сбрасыванию с клиньев. Основная задача испытаний на соударение – определение величин амплитуд напряжений в элементах крепления щита на раме вагона, количества циклов колебаний щита после соударений, ускорений его элементов при ударах в автосцепку с нормативными значениями сил.

Испытаниям на соударение подвергалась цистерна в порожнем состоянии стоящая в подпоре, так как этот режим является наиболее неблагоприятным для обеспечения прочности узлов крепления подвесного и навесного оборудования. Соударения проводились со скоростями от 3,3 до 13,0 км/ч сериями по 5 соударений в каждой. После каждой серии соударений щит и элементы его крепления осматривались. Всего было произведено 46 соударений с усилиями от 0,40 до 2,30 MH.

Основная задача испытаний по сбрасыванию с клиньев – определение уровня, статистической повторяемости и частотного состава динамических напряжений, возникающих в элементах крепления щита при движении цистерны. При испытаниях по сбрасыванию с клиньев порожняя цистерна накатывалась на клинья, установленные под все колеса одной тележки (имитация галопирования). Всего было проведено три опыта. При испытаниях фиксировались нагружения в элементах щита и частота колебания щита.

Второй этап включал в себя непосредственно вибрационные усталостные испытания щита, основная задача которых - определение количественных характеристик сопротивления усталости предохранительного щита и элементов его крепления на раме вагона-цистерны при обоснованно заданных режимах длительного вибрационно-циклического нагружения. Испытаниям подвергалась цистерна в порожнем состоянии, так как этот режим является наиболее неблагоприятным для обеспечения прочности узлов крепления подвесного и навесного оборудования. При поведении вибрационных испытаний в центре щита был установлен пневматический вибратор, который вызывал колебания щита. Всего было произведено 5702400 циклов вибрации с частотой 18 Гц (собственная частота колебаний щита) и амплитудой динамических напряжений 40 МПа.

При проведении испытаний определялись: целостность сварных швов элементов крепления щита на раме цистерны; скорость соударения вагонов и сила удара в автосцепку; напряжения в элементах щита и количество циклов его колебаний; собственные частоты колебаний щита.

В результате проведенных испытаний получено, что конструкция крепления щита обеспечивает запас прочности при действии ударных и вибрационных нагрузок в эксплуатации на срок службы нового вагона-цистерны для перевозки сжиженных газов до первого капитального ремонта (10 лет). Вагон-цистерна для перевозки сжиженных углеводородных газов (модель 15-9503 АВП), оборудованная разработанными торцовыми защитными щитами с сотовыми энергопоглощающими элементами, внедрена в серийное производство.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Богомаз Г.И., Волков В.А., Соболевская М.Б., Хрущ И.К. Особенности математического моделирования напряженно-деформированного состояния элементов железнодорожных цистерн при сверхнормативных ударных воздействиях в днище // Транспорт. – 2000. – Вып. 5. – С. 25-30.
- Богомаз Г.И., Волков В.А., Соболевская М.Б. Динамическая нагруженность элементов конструкций вагонов-цистерн при аварийных ударах в днище // Транспорт. 2000. – Вып. 6. – С. 48-51.
- Богомаз Г.И., Бубнов В.М., Волков В.А., Соболевская М.Б., Хрущ И.К. Оценка параметров средств защиты днищ котлов железнодорожных цистерн при аварийных воздействиях // Техническая механика. 2000. – Вып. 1. – С. 135-143.
- Средства защиты в машиностроении: Расчет и проектирование: Справочник. – М.: Машиностроение, 1989. – С. 269-277.
- Заявка на винахід № 2004021252 від 20.02.04. Україна, МПК7 В 61 D 5/00; Залізнична цистерна / Волков В.А., В.М. Бубнов, Богомаз Г.І. та інші; ООО "ГСКБ", ТД "Азовмаш", ОАО "Азовобщемаш". – 15 с.
- Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИвагоностроения – ВНИ-ИЖТ, 1996. – 319 с.

УДК 629.4.027.2

А.С. ЕВСТРАТОВ, д-р техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия) В.С. КОССОВ, д-р техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия)

УМЕНЬШЕНИЕ УГЛА НАБЕГАНИЯ ТРЕХОСНЫХ ТЕЛЕЖЕК ЛОКОМОТИВОВ

У роботі представлена розроблена у ВНІКТІ конструкція візка тепловоза 2ТЭ116 з механізмом примусової зміни кута набігання колісних пар у рамі візка.

В работе представлена разработанная во ВНИКТИ конструкция тележки тепловоза 2ТЭ116 с механизмом принудительного изменения угла набегания колесных пар в раме тележки.

The mechanism of radial wheelset positioning due to the central acceleration provides efficient reduction of the angle of attack and of a lateral displacement. The results obtained theoretically are confirmed by tests.

Во ВНИКТИ разработана конструкция тележки тепловоза 2ТЭ116 с механизмом принудительного изменения угла набегания колесных пар в раме тележки (рис. 1). Продольные силы тяги от первой и третьей колесных пар на раму передаются стержнем 5 на продольной оси тележки. Поводки передают лишь рамные силы (в продольном направлении имеют зазор 15 мм). Крайние колесные пары получили возможность углового перемещения. Продольная жесткость одной буксы в раме тележки снижается с 100·10⁶ до 0,66·10⁶ Нм⁻¹ за счет деформации изгиба буксовых пружин. Вторая колесная пара при движении в кривой сдвигается к наружному рельсу от продольной оси рамы тележки. Эта особенность вписывания используется для разворота крайних колесных пар, то есть для установки первой и третьей колесных пар с перекосом в раме тележки. Поперечное смещение второго колесно-моторного блока (КМБ) через упруго-шарнирные поперечные тяги 4 вызывает разворот крайних колесных пар на определенный угол (рис. 2). Так, при смещении $y_2 = 12$ мм, первая и третья колесные пары развернутся на угол $\alpha_{\partial} = 13$ мрад. На эту величину изменятся углы набегания первой и третьей колесных пар.

Типовая методика определения сил трения в контакте колес с рельсами не учитывает зоны упругого скольжения колес, коничность бандажей, перекос колесных пар в раме тележки, положение колесной пары в колее. Без этого невозможно оценить эффективность поворота колесных пар и определить силовые факторы. В основе существующей методики динамического вписывания в кривые заложен принцип разложения абсолютной скорости движения экипажа на поступательное перемещение полюса качения и поворота экипажа вокруг полюса за счет скольжения в точках контакта колес с рельсами. Полюс вращения экипажа располагается в основании перпендикуляра, опущенного на продольную ось экипажа из мгновенного центра вращения – центра кривой.



Рис. 1. Тележка тепловоза 2ТЭ116 с механизмом разворота крайних колесных пар: 1 – рама тележки; 2 – крайние колесные пары; 3 – средняя колесная пара; 4 – поперечные тяги; 5 – продольные тяги



Рис. 2. Установка тележки в кривой R = 300 м: а – серийное исполнение тележки; б – тележки с механизмом разворота колесных пар; a₁, a₂, a₃ – углы набегания

При учете коничности бандажей и углов набегания колесных пар методически расчет вписывания следует начинать с определения координат колесных пар в колее. Каждая колесная пара движется по своей траектории, и возникающие в точках контакта с рельсами силы определяют иное положение продольной оси тележки в колее, чем это было без учета конусности бандажей и перекосного положения колесной пары.

Корректировка методики расчета сводится к нескольким принципиальным поправкам: принимаются во внимание силы упругого проскальзывания в точках контакта колес с рельсами (крип), разность диаметров и коничность бандажей, неперпендикулярность оси колесной пары к продольной оси рамы тележки (доворот и перекос); силы трения в относительном движении определяются положением колесной пары в колее с учетом зоны крипа и полюсных расстояний тележки.

Показатели динамического вписывания (ПДВ), когда проскальзывание колес учитывается максимальным значением силы трения в контактах колес с рельсами, все силовые факторы могут быть завышены, так как существуют режимы движения, когда $f < f_0$. В этом случае текущее значение коэффициента трения fили его отношение к номинальному значению f_0 зависит от скорости относительного скольжения (отношение скорости скольжения к скорости переносного движения (1):

$$f: f_o = f(v_{c\kappa} / v). \tag{1}$$

В откорректированной методике вместо сил сухого трения в относительном движении вводится относительное скольжение, по которой далее определяется фактический коэффициент трения, соответствующий этой скорости. При движении в кривой скорости скольжения колес направлены перпендикулярно прямой, соединяющей точку контакта с полюсом поворота. Для первой по ходу колесной пары это расстояние равно $\sqrt{x_1^2 + s^2}$.

Учитывая равенство угловых скоростей переносного Ω и относительного ω движений, получим:

$$\omega = \Omega = \frac{v}{R}; \qquad v_{c\kappa} = \frac{v}{R} \cdot \sqrt{x_1^2 + s^2} .$$

Относительная скорость скольжения колеса равна:

$$\xi = \frac{v_{c\kappa}}{v} = \frac{\sqrt{x_1^2 + s^2}}{R}; \quad \xi_x = \frac{s}{R}; \quad \xi_y = \frac{x}{R}, \quad (2)$$

где
$$\xi = \frac{v_{c\kappa}}{v}$$
 – полное скольжение;

$$\xi_x = \frac{s}{R}$$
 – продольное скольжение колеса;
 $\xi_y = \frac{x}{R}$ – поперечное скольжение колеса.

Относительная скорость продольного скольжения с учетом коничности бандажей и разности диаметров колес $2\Delta r$ равна:

$$\xi_x = 2\left(\frac{s}{R} - \frac{\Delta r}{s \cdot r}\right) = 2s\left(\frac{1}{R} - \frac{1}{\rho}\right), \quad (3)$$

где ρ – радиус конуса качения,

$$\rho = \frac{s \cdot r}{iy} \, .$$

Первое слагаемое в формуле (3) – путь, проходимый скольжением, второе – качением. Разница диаметров колес способствует уменьшению относительного проскальзывания и когда второе слагаемое будет равно первому, продольного скольжения не будет. Скольжение изза разности пути наружного и внутреннего колеса будет скомпенсировано качением колес.

Разница диаметров колес 2∆г в первую очередь возникает от поперечного смещения колесной пары в колее. Так, для первой набегающей колесной пары при номинальном зазоре в колее 14 мм и уширении колеи в 10 мм в кривой R=300 м смещение от среднего положения

равно 12 мм и Δr для одного колеса равно:

$$\Delta r = iy = \frac{1 \cdot 12}{20} = 0,6$$
 MM

Расчеты в зоне упругого скольжения производились по обобщенной кривой второго порядка близкой к кривой С.М. Андриевского и Н.Н. Меншутина при $f_0 = 0,25$. По этим зависимостям определен линейный участок силы крипа: прямая линия от начала координат до точки, в которой $\xi_x = 0,0015$, f: $f_0 = 0,6$. Для этого участка коэффициент крипа на колесо равен:

$$K = \frac{\frac{P_{cm} \cdot f_0 \cdot J}{f_0}}{\xi_x} = \frac{P_{cm} \cdot f_0 \cdot 0.6}{15 \cdot 10^4} = 11250\kappa H,$$

где Р_{ст} – осевая нагрузка на колесо.

Примерно такой уровень коэффициента крипа принят в ряде работ для линейного участка при исследовании колебаний виляния локомотивов. Так, профессор Медель В.Б. принимает К = 15000 кН., профессор Савоськин А.Н. для электровоза принимает К = 10465 кН. Для поперечного крипа принята аналогичная зависимость по данным японских авторов. В результате расчетов получены все основные показатели динамического вписывания в кривую радиусом 300 м с возвышением наружного рельса 90 и 150 мм. Расчеты выполнены по типовой и новой, откорректированной, методике, учитывающей зону упругого скольжения, коничность бандажей и др. факторы. Одновременно проведено компьютерное моделирование колебаний тепловоза как сложной колебательной системы с 78 степенями свободы. Результаты для пути без неровностей совпали с квазистатическим вписыванием по откорректированной методике.

Сопоставление основных результатов динамического вписывания при учете сил сопротивления в виде сухого трения или в виде упругого скольжения дает существенно различные результаты, а именно, силовые показатели вписывания во втором случае заметно уменьшаются.

Эффект доворота крайних осей тележки проявляется по величине полюсных расстояний и соответствующих им углов набегания (см. рис. 2). В опытном варианте благодаря довороту колесных пар рама тележки занимает хордовую установку, и ее полюсное расстояние уменьшается в 4...5 раз. При этом для первой колесной пары угол набегания снижается в рабочем диапазоне скоростей до нуля или даже становится отрицательным (предварение набегания - b1 смещено назад от точки контакта круга катания). При скоростях более 60 км/ч эффект доворота несколько снижается. Угол набегания первой колесной пары в тележке с доворотом вообще невелик из-за хордовой установки тележки.

Направляющее усилие (рис. 3) первой оси при наличии доворота снижается во всем диапазоне скоростей: для серийного варианта они растут от 54,7 до 101,4 кН при v = 80 км/ч, в опытном варианте соответственно от 20 до 90 кН.



Рис. 3. Направляющие усилия колесных пар Y₁, Y₂, Y₃ в кривой R=300м, h=190мм: × – серийное исполнение тележки; О– с доворотом колесных пар.

Важным показателем склонности экипажа к подрезу гребней является фактор износа Ф, равный произведению направляющего усилия на угол набегания. Этот показатель отражает процессы износа гребней колеса и боковой грани рельса. Так, для первой колесной пары среднее значение Ф при скорости 80 км/ч равно для серийного варианта 1,2 кН рад, а для опытного 0,6, то есть снижается в 2 раза.

Основной эффект от применения механизма доворота достигается за счет снижения поперечных составляющих сил трения, на первой оси они снижаются примерно в 2 раза. Одним из основных нормируемых показателей динамических качеств является величина отжатия наружного рельса. Как видно из рис 4, вариант с доворотом колесных пар дает эффект во всем диапазоне скоростей. Снижение составляет от 0,5 до 1,5 мм.



Рис. 4. Отжатие наружного рельса в кривой R=300м, h=250мм: × – серийное исполнение тележки;

О – с доворотом колесных пар

Выводы

1. Для расчета квазистатического вписывания подвижного состава в кривые в существующую методику внесены ряд изменений: для каждой колесной пары, упруго связанной с рамой тележки, устанавливается свое полюсное расстояние (и угол набегания); учитывается коничность бандажей и силы крипа. Откорректированная методика расчета рекомендуется для практического применения.

2. Применение механизма радиальной установки путем доворота крайних колесных пар за счет разбега средней колесной пары является высокоэффективным с точки зрения снижения износа бандажей и динамического воздействия на путь. Благодаря довороту колесных пар третья колесная пара приобретает положительный угол набегания и отодвигается к наружному рельсу, рама тележки занимает во всем диапазоне скоростей хордовую установку, ее угол набегания снижается в 1,5...2 раза.

3. Учет зоны упругого скольжения колес открывает новую возможность определения распределения силы тяги по колесам. Считалось, что оно распределяется между правым и левым колесом 50:50, то есть поровну. Однако на практике и по расчетам это не подтверждается.

УДК 629.012.3:620.192.3:001.5

В.П. ЕСАУЛОВ, д-р техн. наук, профессор, НМетАУ (Украина)
Ю.С. ПРОЙДАК, д-р техн. наук, профессор, НМетАУ (Украина)
С.И. ГУБЕНКО, д-р техн. наук, профессор, НМетАУ (Украина)
А.В СЛАДКОВСКИЙ, д-р техн. наук, профессор, Силезский политехнический ун-т, (Польша)
М.ИСЬКОВ, асп., НМетАУ (Украина)
В.М. РУБАН, асс., НМетАУ (Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ ВБЛИЗИ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Досліджено структурні і хімічні зміни поблизу поверхні катання залізничних коліс з різним профілем цієї поверхні, що відбуваються в процесі експлуатації. Установлено вплив структурних змін у сталі на формування мікроруйнувань і знос поверхонь катання. Показано переваги комплексно-криволінійного профілю поверхні катання.

Исследованы структурные и химические изменения вблизи поверхности катания железнодорожных колес с разным профилем этой поверхности, происходящие в процессе эксплуатации. Установлено влияние структурных изменений в стали на формирование микроразрушений и износ поверхностей катания. Показаны преимущества комплексно-криволинейного профиля поверхности катания.

The structural and chemical changes near the tread surface of the railway wheels with the different tread profiles during operation were investigated. The influence of the structural changes in steel on forming of the micro-destructions and tread wearing was determined. The advantages of the complex-curvilinear tread surface were shown.

Введение

Качество колесного металла во многом определяет безопасность движения поездов. Железнодорожное колесо имеет сложную конфигурацию. Оно служит опорой экипажа, направляющим элементом при движении и тормозным барабаном. Каждый из его элементов (обод, диск, ступица) имеет свои функции и испытывает присущие ему напряжения. На колесо действует сложный комплекс вертикальных и боковых нагрузок от тяговых, направляющих и боковых сил, значительную часть которых составляют инерционные силы от необрессоренных деталей. При эксплуатации колесо находится в сложном напряженном состоянии, определяемом системой контактных, динамических и циклических напряжений. Динамические напряжения возникают от давления колеса при его качении по рельсу, нагрузки при ударах о стыки рельсов и др. Контактные напряжения обусловлены взаимодействием колеса с рельсом и тормозными колодками, когда возникают касательные напряжения и напряжения от тепла трения при торможении.

Тепловые напряжения, действующие в ободе и диске, являются циклическими. Все эти напряжения вызывают в колесе упруго-пластические и тепловые явления, способствуют усталостным процессам в ободе и диске, подрезу гребня и разрушению поверхности катания. В колесе при эксплуатации возникают различного рода повреждения: износ поверхности катания (изменение профиля поверхности обода по кругу катания), дефекты теплового воздействия (ползуны навары, тормозные выщербины, термические трещины), усталостное выкрашивание, хрупкие трещины.

Комплексный подход к механизму изнашивания железнодорожных колес включает изучение структурных изменений, происходящих в поверхностных слоях, и анализ частиц износа. Резко возросший в последние годы интерес к изучению механизма износа связан не только с необходимостью сокращения связанных с износом потерь, но и с разработкой эффективных методов прогнозирования долговечности колес, обеспечением надежности их работы, особенно в экстремальных условиях (большие нагрузки, высокие скорости, повышенные температурные нагрузки на затяжных спусках и т.д.).

Объект и методики исследования

Важную роль в понимании механизма износа колес играет исследование изменений, происходящих в процессе эксплуатации в поверхностных слоях ободьев. Эти изменения связаны с развитием пластических сдвигов от действия внешних нагрузок, тепловых напряжений при торможении, а также образованием «белых слоев» при нагреве металла от тепла торможения и резкого охлаждения при отключении тормозов. Исследованы изношенные колеса разных конструкций: стандартные колеса с плоскоконической поверхностью катания, имеющей уклоны 1:20 и 1:7 (колесо 1) [1], а также колесо с комплексно-криволинейной поверхностью катания, разработанное в ДМетИ (колесо 2) [1]. Колеса проработали более 5 лет под пассажирским составом. Химический состав стали исследованных колес приведен в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав сталей исследованных колес (об.%)

ко- лесо	С	Mn	Si	S	Р	Cr	Ni	Cu
1	0,59	0,72	0,31	0,025	0,012	0,14	0,15	0,20
2	0,57	0,78	0,34	0,023	0,012	0,14	0,16	0,21

Из колес вырезались поперечные темплеты и в этом сечении изучали характер их структуры по ширине обода. Микроструктурный анализ проводили на оптическом микроскопе «Neophot-21». Характер тонкой структуры стали и плотность дислокаций в поверхностном слое определяли при электронномикроскопических исследованиях (просвечивающий электронный микроскоп «Tesla»), а также рентгеноструктурным анализом.

При визуальном осмотре колеса 1 с сильно изношенным ободом на поверхности катания обнаружены такие дефекты как ползун, наволакивание металла, отслоения, наплыв металла с поверхности катания на наружную боковую грань обода, усталостно-коррозионный износ. В результате наплыва произошло искажение профиля колеса в процессе эксплуатации (рис. 1, а).

От ползуна в глубинные слои обода расходятся многочисленные трещины, сопровождающиеся зонами смятия металла, а также коррозионным разъеданием стали. Макроструктурный анализ поперечного темплета колеса 2 с комплексно-криволинейной поверхностью катания не выявил искажения профиля колеса (рис. 1, б). На поверхности имеются небольшой ползун, следы коррозионного разрушения и небольшой наплыв металла на наружную боковую грань обода.



Рис.1. Макроструктура колес 1 (а) и 6 (б) с изношенным ободом

При исследовании изменения химического состава стали вблизи поверхности катания содержание элементов определяли лазерным спектральным анализом на установке МСЛ-3, проводя сошлифовки параллельно поверхности катания через 5 мкм.

Результаты исследования и их обсуждение

Микроструктура ободьев всех колес вблизи поверхности катания характеризуется наличием зоны деформированных зерен и участков «белого слоя». Появление зоны деформированных зерен связано со смятием металла в контакте с рельсом от давления. Пластические сдвиги в тонком поверхностном слое прошли в условиях относительно высоких давлений и циклически изменяющейся температуры. Характер микроструктуры свидетельствует о неоднородном протекании пластической деформации по сечению обода, что связано с неоднородным распределением контактных напряжений: известно, что в зоне выкружки они выше, чем в середине поверхности катания [2].

В зоне выкружки колеса 1 зерна значительно вытянуты и измельчены (рис. 2, а); при выходе на поверхность катания зерна крупнее, степень вытянутости их несколько снижается и становится все меньше при подходе к середине поверхности катания (рис. 2, б). При удалении от середины поверхности катания к противогребневой боковой стороне степень вытянутости зерен вновь возрастает и становится значительной у края обода. Характер структуры в этой части поверхности катания свидетельствует о значительном течении стали в этой зоне, приведшем к изменению профиля колеса. В зоне наплыва обнаружены расслоения, ориентированные параллельно поверхности катания (рис. 2, в). Как правило, они располагаются на границе между областями с резко различной микроструктурой и разделяют зоны вытянутых и равноосных зерен. Наплыв происходил постепенно, слоями, которые при своем смещении деформировались. При этом в них возникали хрупкие трещины, способствующие разрушению металла в слоях. На самом краю наплыва на боковую грань обода нависают лепестки с сильно деформированной структурой (рис. 2, г). Они также свидетельствуют о послойном механизме наплыва. Между этими слоями, а также между наплывшим металлом и боковой гранью видны трещины.



Рис. 2. Микроструктура разных участков изношенной поверхности катания колеса 1; x200

Значения величин степени вытянутости зерен є, глубины зоны пластических сдвигов h и плотности дислокаций ρ_{\perp} в разных участках поверхности катания колеса 1 приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения параметров микроструктуры ε, h и ρ_⊥ на поверхности катания колеса 1

	ε, %		k	, мкм		ρ⊥, см⁻²		
выкружка	середина	наплыв	выкружка	середина	наплыв	выкружка	середина	наплыв
65 75	22 25	90	300	30	600	9,22.10 ¹¹	$3,732.10^{9}$	$9,60.10^{11}$

Следует отметить, что при эксплуатации на поверхности катания в условиях деформационных процессов при трении качения образуются текстуры качения, которые реализуются в результате совместного действия нормальных и контактных напряжений. Примеры таких текстур, которые выявлены в колесе 1, а потом и в других колесах с плоскоконическим профилем поверхности катания: (223) $[03\bar{2}]$, (212) $[5\bar{2}6]$, (112) $[\bar{1}32]$, (221) $[11\bar{1}]$. В деформированном слое металла на поверхности катания сформировалась типичная дислокационная ячеистая субструктура с легкой ориентировкой стенок ячеек в направлении трения - полосовая субструктура (рис. 3). Физическое уширение линий (110) меняется по глубине от поверхности катания, что связано с разной плотностью дислокаций.

Глубина зоны деформированных зерен по ширине обода колеса 1 неодинакова. Наиболее глубоко пластическая деформация распространилась в месте выкружки гребня и зоне наплыва у края обода. Степень вытянутости зерен позволяет судить о степени деформации стали в поверхностном слое обода. Характер изменения микротвердости аналогичен. Плотность дислокаций, определенная рентгеноструктурным методом, также не одинакова в различных местах поверхности катания.



Рис.3. Дислокационная субструктура стали вблизи поверхности катания; x20000

Участки "белого слоя" представляют собой бесструктурный мартенсит (гарденит) – это хрупкая структурная составляющая, которая выкрашивается в процессе работы колеса (см. рис. 2, б). Появляется «белый слой» вследствие нагрева тонкого поверхностного слоя от тепла торможения до температуры выше А₃ и последующего резкого охлаждения после отключения тормозных колодок. Ширина «белого слоя» составляет 20...40 мкм.

Характер микроструктуры колеса 1 вблизи поверхности катания в направлении качения аналогичен рассмотренной выше для поперечного сечения, однако, степень вытянутости зерен в продольном направлении значительно выше. При изучении структуры в плоскости катания обнаруживается сложный характер течения стали в поверхностном слое (рис. 4). В зоне наплыва есть области с изогнутыми и закрученными зернами, где течение стали носило явно вихревой, турбулентный характер.



и, 0) Рис. 4. Микроструктура изношенного обода колеса 1 в плоскости качения; x 200

Исследование микроструктуры ободьев в зонах наплыва показало, что смещение металла с уклона 1:20 на уклон 1:7 нецелесообразно, так как наплыв происходит слоями и сопровождается сложным турбулентным течением стали. Это влечет за собой повышенный износ, появление трещин, расслоений и зон неоднородной деформации, отколов, наплывов на горочных замедлениях. Следовательно, существующая геометрия поверхности катания с уклонами 1:20 и 1:7 далека от геометрического совершенства и требует замены на криволинейную поверхность, у которой, как показал опыт многолетних испытаний, наплыв происходит в значительно меньшей степени. Эти же недостатки в большей или меньшей мере присущи и другим коническим поверхностям катания.

Проведено изучение механизма износа поверхности катания колес с плоскоконическим профилем. Вдоль всей поверхности катания встречаются микротрещины и расслоения, приводящие к формированию и отслоению частиц износа или хрупкому разрушению в зоне выкружки, что на практике вызывает массовые подрезы гребней колес. Большое количество частиц износа обнаруживается по всей ширине обода и способствует подрезу гребня и интенсивному наплыву, а значит интенсивному износу колеса. Образование частиц износа имеет разные причины.

Одной из главных причин является протекание пластических сдвигов с довольно большой степенью деформации, которая имеет неоднородный характер. Именно на границах зон с разной степенью деформации возникают микротрещины, отслоения, частицы износа (рис. 5, а). Так называемый, «белый слой» обладает повышенной хрупкостью (рис. 5б), кроме того, на границе его раздела с основной структурой возникают значительные напряжения, обусловленные различными физическими и механическими свойствами зон с различной структурой. Это способствует выкрашиванию «белого слоя» (рис. 5, в), поэтому он практически всегда он не является сплошным.



Рис. 5. Микротрещины и расслоения вблизи поверхности катания

Образованию трещин и частиц износа также способствует окисление и коррозионное разрушение поверхности катания, причем окисление следует отнести к образованию грубых неметаллических включений на поверхности катания. При наличии в поверхностном слое неметаллических включений, которые имеют металлургическое происхождение, они становятся концентраторами напряжений. Вблизи включений в исходном состоянии уже существует повышенная концентрация напряжений [3]. В процессе развития пластических сдвигов зерна стали огибают включение (рис. 5, г), что приводит к неоднородному развитию деформации и накоплению напряжений, которые ведут к образованию микротрещин (рис. 5, д) и разрушению самих включений. Около неметаллических включений при экстренных торможениях возникают и значительные термические напряжения, которые достигают критической величины и также способствуют зарождению трещин и частиц износа. Следует отметить, что неметаллические включения нередко являются центрами локального обезуглероживания стали, что вызывает структурную неоднородность и влечет за собой неоднородное развитие пластических сдвигов, а также образование микротрещин (рис. 5, е) и частиц износа.

Таким образом, многократное циклическое термомеханическое воздействие на поверхность катания колеса при взаимодействии ее с рельсом приводит к накоплению напряжений и дефектов (микротрещин, расслоений, отслоений), что способствует образованию частиц отрыва (рис. 6 а, б).

Наиболее распространенные частицы износа представляют собой чешуйки или пластины разной толщины. Они характерны для нормальных условий износа [4] и их появление связано с пластической деформацией. Согласно теории износа «отслаиванием» при трении максимальная плотность дислокаций возникает непосредственно не на поверхности, а на некоторой глубине, где и появляются протяженные трещины, которые растут до критического размера, образуя отслаиваю-щиеся чешуйки. Главная роль в этом процессе относится к пластическим актам, приводящим к накоплению дислокаций и появлению трещин, параллельных поверхности. Образование чешуек износа происходит путем вязкого отслоения.





Рис.6. Частицы износа вблизи поверхности катания

Иногда частицы износа выглядят в виде петель, спиралей, аналогичных стружкам при резании (рис. 6, в). Такие частицы предшествуют повреждению и обнаруживаются, главным образом, на поверхности катания перед локальным разрушением. Обнаружены также частицы износа в виде осколков с острыми краями неправильной формы (рис. 6, г). Такие частицы обычно возникают при очень высоких давлениях и их появление можно связать с образованием в поверхностных слоях ободьев мелких усталостных трещин, выход которых на поверхность является началом образования частиц износа.

Результаты анализа микротрещин, отслоений и частиц износа показали, что износ поверхностей катания железнодорожных колес имеет несколько механизмов и является многофакторным процессом.

Проведены сравнительные исследования структурных изменений вблизи комплекснокриволинейной поверхности катания изношенного обода (колесо 2). В зоне выкружки зерна вытянуты и измельчены (рис. 7, а), при выходе на поверхность катания степень вытянутости зерен уменьшается (рис. 7, б). При удалении от середины поверхности катания степень вытянутости зерен вновь возрастает (рис. 7, в) и становится значительной у самого края обода. У наружной боковой грани обода произошел небольшой наплыв (рис.7, г), где обнаружены расслоения, участки окисленной стали и микротрещины.





В табл. 3 показаны параметры зоны структурных изменений в колесе 2. Как и у колес с плоско-конической поверхностью катания, у колеса 6 наиболее глубоко зона деформации распространилась в местах выкружки и наплыва. Характер изменения микротвердости стали по ширине обода аналогичен. Резкий скачок микротвердости на расстоянии 2\3 ширины от гребня связан с наличием участка «белого слоя». Результаты определения плотности дислокаций показали, что их количество также максимально в зонах выкружки и наплыва (табл. 5).

Таблица 3

Значения параметров микроструктуры ε, h и ρ_⊥ на поверхности катания колеса 2

	ε, %			і, мкм		ρ _⊥ , см ⁻²			
выкружка	середина	наплыв	выкружка	середина	яілілы	выкружка	середина	внллыв	
60	10	80	180	20-40	420	$6,54.10^{10}$	$6,41.10^{8}$	8,0.10 ¹¹	

Микроструктура стали в плоскости катания характеризуется наличием равноосных зерен и пятен «белого слоя», лишь в зоне наплыва зерна вытянуты. Зон турбулентного течения стали не наблюдали.

Сравнительный анализ микроструктуры колес с плоско-коническим (колесо 1) и комплексно-криволинейным профилем поверхности катания (колесо 2) показал, что качественно структурные изменения в ободьях одинаковы, но параметры этих зон различны и зависят от конструкции колеса (геометрии поверхности катания). Исследование структурных изменений указывает на несовершенство плоскоконической поверхности катания (с уклонами 1:20 и 1:7), способствующей неоднородному развитию пластических сдвигов в поверхностном слое и неодинаковой степени деформации зерен в различных зонах. Протекание интенсивных пластических сдвигов в условиях действия довольно высоких контактных напряжений приводит к интенсивному износу колес с плоскоконическим профилем поверхности катания. Особенно опасны процессы, протекающие в зоне выкружки и приводящие к подрезу гребней. Эта проблема в настоящее время очень актуальна.

Следует отметить, что пластические сдвиги вблизи поверхности катания нельзя рассматривать только как отрицательное явление. На первых порах они способствуют прирабатываемости колес, вызывают наклеп (упрочнение в процессе эксплуатации – своеобразное автоупрочнение), что позволяет обеспечить повышенную твердость и износостойкость ободьев.

Возникающие в поверхностном слое обода пластические сдвиги, термоциклирование в

процессе торможения и взаимодействие с окружающей атмосферой создают условия для интенсивного развития диффузионных процессов, которые могут повлечь изменение химического состава стали. Анализ показал, что химический состав стали в процессе эксплуатации меняется неравномерно. На расстоянии от поверхности катания 5 мкм максимум выгорания элементов приходится на выкружку и прилегающую к ней область вплоть до середины обода, причем на этом расстоянии различие в химическом составе стали незначительно. При переходе к наружному краю обода содержание элементов (кроме углерода) постепенно возрастает и у самого края почти выходит на уровень среднего состава стали. Изменение содержания элементов в зоне выкружки по сравнению с химическим составом стали, % (объ- $\Delta C = 0.37$. Δ Mn=0.34, $\Delta S = 0.018$, емн.): Δ Si=0,16, Δ P=0,008; у края обода в зоне наплыва: $\Delta C=0,13$, $\Delta Mn=0,02$, $\Delta S=0,008$, $\Delta Si=0,01$, ΔР=0,002. Таким образом, максимальное «выгорание» в зоне выкружки у поверхности катания по элементам составило 63% C, 48% Mn, 72% S, 47% Si, 77% P, в зоне наплыва – 22% C, 4% Mn, 32% S, 3% Si, 17% Р. При последующих сошлифовках содержание элементов постепенно возрастает, однако неравномерный характер их "выгорания" сохраняется. На расстоянии 20 мкм от поверхности катания в зоне выкружки и в прилегающих областях вплоть до середины и при приближении к его краю содержание элементов достигает уровня среднего состава стали.

Глубина зоны «выгорания» элементов составляет в зависимости от места по ширине обода 20...30 мкм. Наблюдаемый характер изменения состава стали связан со структурными изменениями в тонком поверхностном слое. Наиболее сильно элементы «выгорают» в местах интенсивных пластических сдвигов и ярко выраженного «белого слоя», причем эти два структурных фактора выступают в комплексе, так как не обнаружено интенсивного «выгорания» элементов в зоне наплыва в других колесах в тех участках поверхности катания, где не было «белого слоя» и зоны пластических сдвигов.

Изменение химического состава стали в поверхностном слое обода обусловлено наличием свободной поверхности (поверхность катания), служащей стоком для атомов примесей и дефектов кристаллического строения, движением дислокаций и вакансий в процессе пластических сдвигов, облегчающих диффузию, повышением температуры стали при интенсивном торможении и разницей химических потенциалов элементов в стали и атмосфере.

По-видимому, температурное поле по ширине обода в процессе эксплуатации колес, особенно при торможении, имеет неравномерный характер, что способствует неоднородности диффузионных процессов. Действие обнаруженного явления на надежность и безопасность движения глубоко не изучено. Необходимы исследования по оптимизации «выгорания» с точки зрения надежности эксплуатации колес, изучению влияния на этот процесс уровня контактных напряжений в колесах с разной геометрией поверхности катания, системы тормозов, коэффициента сцепления колеса с рельсом и т.д. Ясно одно, что изменение химического состава стали в тонком поверхностном слое способствует снижению прочностных свойств, твердости, износостойкости поверхности катания и этот слой необходимо периодически удалять, что и происходит при переточках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- В.П.Есаулов, А.И.Козловский, А.Т.Есаулов, М.И.Староселецкий. Конструкции железнодорожных колес мира. – Д.: Сич, 1997. – 428 с.
- Таран Ю.Н., Есаулов В.П., Губенко С.И. Повышение износостойкости железнодорожных колес с разным профилем поверхности катания // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2000. – № 2. – С. 42-44.
- Губенко С.И. Трансформация неметаллических включений в стали. – М.: Металлургия, 1991. – 225 с.
- Марченко Е.А. О природе износа поверхностей металлов при трении. – М.: Наука, 1979. – 118 с.
УДК 62-83

А.Н.ЗАЙЦЕВ, ведущий инженер, ИТСТ НАН Украины «Трансмаг» (Украина), В.Э.ВОСКОБОЙНИК, канд.техн.наук, ст. научн. сотр., ИТСТ НАН Украины «Трансмаг», С.В.КОМАРОВ, ведущий инженер, ИТСТ НАН Украины «Трансмаг», А.С.ВОРОШИЛОВ, ведущий инженер, ИТСТ НАН Украины «Трансмаг»

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРИВОДА С ЛИНЕЙНЫМ СИНХРОННЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ

Запропоновано варіант математичної моделі лінійного синхронного електропривода, що дозволяє врахувати особливості конструкції і співвідношення параметрів. Модель дозволяє досліджувати електромеханічні і теплові процеси в лінійному електроприводі із синхронним двигуном.

Предложен вариант математической модели линейного синхронного электропривода, который позволяет учесть особенности конструкции и соотношения параметров. Модель позволяет исследовать электромеханические и тепловые процессы в линейном электроприводе с синхронным двигателем.

The variant of mathematical model of the linear synchronous electric drive which allows to take into account features of a design and a ratio of parameters is offered. The model allows to investigate electromechanical and thermal processes in the linear electric drive with synchronous motor.

Наравне с железнодорожным транспортом, в последние годы ведутся разработки нетрадиционных высокоскоростных систем наземного транспорта (BCHT) с магнитным подвесом.

Наиболее известными ведущими странамиразработчиками ВСНТ, в которых уже созданы коммерческие образцы, являются Германия (Transrapid) и Япония (MLU) [1]. В Китае собрана первая коммерческая ветвь ВСНТ, созданная по технологии Transrapid (разработчик Германия). Максимальная скорость, достигнутая ВСНТ, действующей в Китае, составила 450 км/ч.

Линейный электрический двигатель является основным элементом, который создает тяговое усилие для перемещения транспортного средства и единственно приемлемым для бесконтактного движения BCHT с магнитным подвесом.

Для экспериментального исследования и отработки системы тяги, основным элементом которой является линейный синхронный двигатель (ЛСД), на опытном полигоне ИТСТ НАНУ «Трансмаг» был создан линейный стенд [2].

Известные теоретические модели не учитывают специфику ЛСД для ВСНТ. Поэтому целью статьи является разработка математической модели привода с линейным синхронным двигателем для исследования переходных режимов.

Как один из вариантов системы тяги в данной статье рассматривается вентильный элек-

тропривод, который реализован на линейном стенде (рис. 1).

Датчик положения ротора (ДПР), преобразователь координат (ПК), силовой полупроводниковый преобразователь (СПП) совместно формируют на обмотках статора двигателя напряжения u_A , u_B , u_C таким образом, чтобы результирующий вектор питающего напряжения \vec{u}_S всегда был сдвинут на угол θ относительно оси магнитного поля ротора (рис. 2). В этом случае результирующий вектор тока будет сдвинут относительно потока ротора ($\vec{\Phi}_0$), что и создает тяговое усилие в вентильном двигателе (ВД).

Для решения поставленной задачи можно рассмотреть основные соотношения, описывающие стационарный режим работы ЛСД при движении транспортного средства с постоянной скоростью $v = 2\pi f$ в направлении координаты *x* (рис. 3).



Рис. 1. Структурная схема ВД



Рис. 2. Физическая модель ВД



Рис. 3. Схема путевой обмотки и обмотки возбуждения ЛСД

Предполагается, что обмотка возбуждения имеет относительно путевой обмотки произвольные смещения в направлении соответствующих координатных осей *x*, *y*, *z*.

Рассматривается типовая конструкция линейного двигателя с односторонним размещением путевой обмотки и обмотки возбуждения.

Уравнения для мгновенных значений напряжений, токов и потокосцеплений ЛСД можно составить при следующих допущениях:

 активные сопротивления, собственные и взаимные индуктивности фазных обмоток не зависят от величины, частоты и формы протекающих в них токов;

 соединительные провода между отдельными катушками путевых обмоток не имеют магнитной связи с электрическими контурами, а их собственные параметры учитываются в параметрах фазных обмоток;

 – фазные обмотки ЛСД симметричные, то есть имеют одинаковую конструкцию и одинаковые пространственные смещения друг относительно друга;

 не учитывается краевой эффект, обусловленный конечным числом катушек путевой обмотки ЛСД;

- не учитывается изменение намагничива-

ющей силы постоянных магнитов, обусловленное влиянием магнитного поля катушек путевой обмотки ЛСД;

 не учитывается влияние вихревых токов, наводимых в материале катушек путевой обмотки ЛСД.

Тогда уравнения напряжений ЛСД, имеющего трехфазную путевую обмотку, можно представить в виде:

$$\begin{split} u_{A} &= R_{A}i_{A} + L_{AA}\frac{di_{A}}{dt} + M\frac{di_{B}}{dt} + \\ &+ M\frac{di_{C}}{dt} + \frac{d\psi_{Af}}{dt}; \\ u_{B} &= R_{B}i_{B} + L_{BB}\frac{di_{B}}{dt} + M\frac{di_{A}}{dt} + \\ &+ M\frac{di_{C}}{dt} + \frac{d\psi_{Bf}}{dt}; \\ u_{C} &= R_{C}i_{C} + L_{CC}\frac{di_{C}}{dt} + M\frac{di_{A}}{dt} + \\ &+ M\frac{di_{B}}{dt} + \frac{d\psi_{Cf}}{dt}, \end{split}$$
(1)

где \mathbf{u}_A , \mathbf{u}_B , \mathbf{u}_C , \mathbf{i}_A , \mathbf{i}_B , \mathbf{i}_C — мгновенные значения фазных напряжений и токов; R, L, M — активные сопротивления, собственные и взаимные индуктивности фазных обмоток; ψ_{Af} , ψ_{Bf} , ψ_{Cf} потокосцепления фазных обмоток, обусловленные полем возбуждения.

Рассматриваемый объект представлен нелинейными уравнениями, и его анализ возможен с помощью разложения выражений в гармонический ряд. Вычисления таким способом занимают много времени. А результаты имеют невысокую точность, поскольку можно учесть лишь ограниченное количество гармоник. Расчеты усложняются при определении тяговых усилий ЛСД, когда постоянные магниты необходимо представить эквивалентной катушкой.

Реализация варианта математической модели осуществляется аналогично ротативной машине с допущениями принятыми выше, которые отражают свойства присущие линейному ВД линейного стенда.

Уравнения равновесия ЭДС в обмотках статора в неподвижной системе координат базируется на втором законе Кирхгофа (ротор не имеет обмоток, рис. 3). Используя выражения (1), для статора можно получить

$$u_{A} = R_{A}i_{A} + \frac{d\psi_{A}}{dt};$$

$$u_{B} = R_{B}i_{B} + \frac{d\psi_{B}}{dt};$$

$$u_{C} = R_{C}i_{C} + \frac{d\psi_{C}}{dt},$$
(2)

где $R_A = R_B = R_C = R_S$ – активное сопротивление фазы для симметричных обмоток статора.

Потокосцепления обмоток

$$\Psi_{A} = L_{AA}i_{A} + Mi_{B} + Mi_{C};$$

$$\Psi_{B} = Mi_{A} + L_{BB}i_{B} + Mi_{C};$$

$$\Psi_{C} = Mi_{A} + Mi_{B} + L_{CC}i_{C}.$$
(3)

Уравнения показывают, что потокосцепление каждой обмотки зависит от токов во всех обмотках с учетом взаимоиндукции. В уравнениях (3) L_{AA} , L_{BB} , L_{CC} являются собственными индуктивностями соответствующих обмоток, М – взаимоиндуктивности.

Для (2) можно записать

$$\begin{split} \Psi_{A} &= L_{A}i_{A} + \Phi_{0}\cos\omega t; \\ \Psi_{B} &= L_{B}i_{A} + \Phi_{0}\cos\left(\omega t - \frac{2\pi}{3}\right); \\ \Psi_{C} &= L_{C}i_{A} + \Phi_{0}\cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{3}\right). \end{split}$$
(4)

)

Для упрощения описания вентильного двигателя можно применить метод пространственного вектора [3]. Метод позволяет связать полученные уравнения в единую систему с векторными переменными состояния.

Чтобы преобразовать уравнения в мгновенных значениях к уравнениям в пространственных векторах умножим первое уравнение на $\frac{2}{3}$, второе – на $\frac{2}{3}\ddot{a}$, третье – на $\frac{2}{3}\ddot{a}^2$, где $\vec{a} = e^{j\frac{2\pi}{3}}$, $\vec{a}^2 = e^{j\frac{4\pi}{3}}$ – векторы, учитывающие пространственное положение обмоток.

После суммирования полученных уравнений можно получить пространственные векторы напряжения и потокосцепления в неподвижной системе координат:

$$\vec{u}_{s} = R_{s}\dot{i}_{s} + \frac{d\vec{\psi}_{s}}{dt},$$

$$\vec{\psi}_{s} = L_{s}\dot{i}_{s} + \Phi_{0}e^{j\omega t} = L_{s}\dot{i}_{s} + \vec{\Phi}_{0},$$
(5)

где L_{S} – индуктивность статора; $\vec{\psi}_{S}$ – потоко-

сцепление статора; 1_s – вектор тока статора. По закону Ленца

$$\vec{F} = k(\vec{\Psi} \times i), \qquad (6)$$

где k – коэффициент, учитывающий число пар полюсов.

Вследствие того, что пространственные положения векторов токов и потокосцеплений рассматриваются в плоскости, перпендикулярной направлению перемещения, а векторы усилия и скорости совпадают с направлением перемещения, векторные величины усилия и скорости могут быть заменены их модульными значениями. Следовательно, сила тяги, развиваемая вентильным двигателем, равна

$$F = \frac{3}{2} p \cdot mod(\overrightarrow{\Psi_{s}} \times \dot{i}_{s}) =$$

= $\frac{3}{2} p \cdot mod(\overrightarrow{\Phi_{0}} \times \dot{i}_{s}),$ (7)

где р – число пар полюсов.

Уравнение механического движения для линейного ВД можно представить в виде [4]

$$m\frac{dv}{dt} = F - F_C, \qquad (8)$$

где m – масса транспортного средства, кг; V – скорость транспортного средства, m/c^2 ; F – сила тяги; F_C – сила сопротивления движению транспортного средства.

Уравнения вентильного двигателя (математическая модель) в неподвижной системе координат определяются на основании выражений

$$(2...8) c y = Tom \quad \frac{d\Phi_0}{dt} = 0$$

$$\vec{u}_s = r_s \dot{i}_s + L_s \frac{d\dot{i}_s}{dt} + jv \vec{\Phi}_0,$$

$$F = \frac{3}{2} p \cdot mod(\vec{\Phi}_0 \times \vec{i}_s),$$

$$m \frac{dv}{dt} = F - F_c$$

$$(1.9)$$

Для решения системы уравнений в векторной форме удобно использовать проекции уравнений (9) на прямоугольные координаты α, β неподвижные в пространстве:

$$u_{S\alpha} = r_{S}i_{S\alpha} + L_{S}\frac{di_{S\alpha}}{dt} - v\Phi_{0\beta},$$

$$u_{S\beta} = r_{S}i_{S\beta} + L_{S}\frac{di_{S\beta}}{dt} + v\Phi_{0\alpha},$$

$$F = \frac{3}{2}p(\Phi_{0\alpha}i_{S\beta} - \Phi_{0\beta}i_{S\alpha}),$$

$$m\frac{dv}{dt} = F - F_{C}.$$
(10)

В уравнениях (10) значения проекций потока и напряжения на неподвижные оси α , β связаны между собой за счет датчика положения ротора (ДПР, рис. 1). В реверсивных электроприводах ДПР устанавливается таким образом, чтобы пространственный вектор напряжения был сдвинут на 90 эл.град. относительно пространственного вектора потока. В этом случае проекции пространственных векторов \vec{u}_S

 $\overrightarrow{\Phi_0}$ на оси α , β запишутся в виде:

$$\Phi_{0\alpha} = \Phi_{0} \cos vt,
\Phi_{0\beta} = \Phi_{0} \sin vt,
u_{S\alpha} = U_{m} \cos\left(vt + \frac{\pi}{2}\right),
u_{S\beta} = U_{m} \sin\left(vt + \frac{\pi}{2}\right).$$
(11)

Для упрощения расчетов удобно использовать относительные величины, а в качестве базовых принять

$$U_{b} = \sqrt{2}U_{\Phi} = U_{m},$$

$$I_{b} = \frac{U_{b}}{r_{s}}, \quad v_{b} = \frac{U_{b}}{\Phi_{0}} = pv,$$

$$F_{b} = \frac{3}{2}p\Phi_{0}I_{b}.$$

Тогда уравнения в относительных величинах (10) с учетом (11) будут иметь вид

$$\begin{array}{l}
\cos\left(\overline{vt} + \frac{\pi}{2}\right) = \overline{i}_{S\alpha} + \overline{T}_{S} \frac{d\overline{i}_{S\alpha}}{d\overline{t}} - \overline{v}\sin\overline{vt},\\ \sin\left(\overline{vt} + \frac{\pi}{2}\right) = \overline{i}_{S\beta} + \overline{T}_{S} \frac{d\overline{i}_{S\beta}}{d\overline{t}} + \overline{v}\cos\overline{vt},\\ \overline{F} = (i_{S\beta}\cos vt - i_{S\alpha}\sin vt),\\ \overline{T}_{m} \frac{d\overline{v}}{d\overline{t}} = \overline{F} - \overline{F}_{C},\\ \end{array}\right) (12)$$

где относительные переменные и параметры определены выражениями:

$$\begin{split} & \overline{u} = \frac{\overrightarrow{u}}{U_b}, \quad \overline{i} = \frac{\overrightarrow{i}}{I_b}, \quad \overline{v} = \frac{v}{v_b}, \\ & \overline{F} = \frac{F}{F_b}, \quad \overline{T}_S = \frac{v_b L_S}{r_S}, \\ & \overline{T}_m = \frac{J v_b^2}{F_b}, \quad \overline{t} = v_b t, \end{split}$$

где J = m – масса транспортного средства.

Параметры модели соответствуют вентильному двигателю линейного стенда. Базовые значения переменных и относительные параметры вентильного двигателя приведены в табл. 1.

Вариант моделирования соответствовал $\vec{F}_{C} = 0$.

На вход модели в начальный момент времени $\bar{t} = 0$ подаются напряжения (12):

$$u_{S\alpha} = \cos\left(\overline{vt} + \frac{\pi}{2}\right), \quad u_{S\beta} = \sin\left(\overline{vt} + \frac{\pi}{2}\right),$$

тем самым реализуется прямой пуск вентильного двигателя.

Таблица 1

Базовые значения переменных и относительные параметры вентильного двигателя линейного стенла

Базовые значения	$U_b(B)$	$I_b(A)$	v _b (1/c)	$F_{b}(H)$
перемен-	466 69	129.45	6 667	755 162
ных	100,09	127,13	0,007	755,162
Относите-	T	T		
льные	15	IM		
параметры	0,095	35,316		
вентильно-				
го двига-				
теля				

Проекции пространственных векторов тока и ЭДС самоиндукции вентильного двигателя в неподвижной системе координат соответственно:

$$\bar{i}_{S\alpha}+\overline{T}_S\frac{di_{S\alpha}}{d\bar{t}}\,;\quad \bar{i}_{S\beta}+\overline{T}_S\frac{di_{S\beta}}{d\bar{t}}\,,$$

ЭДС перемещения в статоре от перемещения ротора вентильного двигателя (12) можно представить проекциями на оси α , β соответственно:

$$-\overline{v}\sin\overline{vt}$$
, $\overline{v}\cos\overline{vt}$.

Сила тяги (12) описывается выражением

$$\mathbf{F} = (\mathbf{i}_{S\beta} \cos vt - \mathbf{i}_{S\alpha} \sin vt) \,.$$

Уравнение механического движения (12), равновесие силы тяги и силы сопротивления, определяют динамику движения транспортного средства

$$\overline{T}_{m} \frac{d\overline{v}}{d\overline{t}} = \overline{F} - \overline{F}_{C}.$$

При исследовании модели измеряются относительные значения токов $i_{S\alpha}$, $i_{S\beta}$, силы тяги и скорости. Результаты моделирования представлены осциллограммами (рис.4). Скорость изменяет свое значение от нуля до установившегося значения. Тяговое усилие изменяется от единицы до установившегося значения. Изменения происходят по экспоненте.

Для улучшения качества и уменьшения времени переходного процесса, применялось форсирующее звено, через которое подавалось повышенное напряжение на статорные обмотки вентильного двигателя.

Результат моделирования показан на рис. 5. Скорость нарастает линейно с заданным ускорением до установившегося значения. Значение тягового усилия, совершающего колебательные движения, равно единице в точке максимума при разгоне ВД до установившегося значения скорости, затем скачком снижается. Продолжая совершать колебательные движения, тяговое усилие переходит в квазиустановившийся режим.

Созданная модель вентильного двигателя функциональна, выполняет предъявляемые к ней требования, позволяет учесть реальное распределение магнитного потока вдоль оси х и использовать это распределение при анализе исследуемых процессов.



Рис.4. Осциллограммы результатов моделирования при подаче напряжения на обмотку статора



Рис. 5. Осциллограммы результатов моделирования при использовании форсирующей цепи

В модели показана возможность задания постоянного ускорения.

При соответствующих изменениях модель позволяет исследовать: процессы при питании ЛСД от инвертора напряжения (тока) со ступенчатой коммутацией или с использованием ШИМ модуляции, тепловые режимы линейного ВД; тепловые режимы силовых элементов преобразователя; переходные режимы при коммутации секций ВД.

Таким образом, в данной статье приведено математическое описание линейного вентильного двигателя. Получены результаты математического моделирования переходных процессов линейного вентильного двигателя при подключении обмоток статора к источнику питающего напряжения. Установлено, что с точки зрения динамического звена ВД близок по своим характеристикам к машине постоянного тока. Основной управляющий сигнал – амплитуда напряжения двигателя. Формированием управляющего сигнала во времени можно добиться постоянства движущего усилия при разгоне или торможении. Созданная модель дает возможность подробно исследовать ВД в переходных, квазиустановившихся и установившихся режимах.

Результаты показали, что специфические особенности электромагнитных и механических процессов требуют дополнительных исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

 Дзензерский В.А., Омельяненко В.И., Васильев С.В., Матин В.И., Сергеев С.А. Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией / Под общей ред. В.А. Дзензерского, В.И. Омельяненко. – К.: Наукова думка. – 2001. – 479 с.

- Линейный синхронный электропривод транспортных средств на магнитном подвесе: Отчет о НИР (итоговый) / Институт транспортных систем и технологий (ИТСТ) НАН Украины "Трансмаг". № гос.рег. 0194U022246 Т.2 Д.: ИТСТ, 1995. 130 с.
- Герман-Галкин С.Г.. Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в МАТLAB 6.0: Учебное пособие. – СПб.: КРОНА принт, 2001. – 320 с.
- Зайцев А.Н., Комаров С.В., Ворошилов А.С. Энергетические характеристики режимов разгона транспортных экипажей на магнитном подвесе // Траспорт. – Вип. 9. – 2001. – 180 с.

УДК 625.143.3

П.С. ИВАНОВ, А.Ф. ЛЕСУН, М.Н. БУКИН, А.А.ПЕТРОВ, О.А.ЧУРАШОВ, Н.И. ЗАЙЦЕВ, А.В. РОДИОНОВ Горьковская железная дорога – филиал ОАО «РЖД» (Россия)

ПРОБЛЕМА «КОЛЕСО-РЕЛЬС». КАЧЕСТВО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

Невідповідність параметрів взаємодії колії і рухомого складу на мережі доріг РФ і країн СНД привело до різкого збільшення кількості дефектів у рейках, інтенсивному зносу рейок і коліс, пік яких приходиться на 1995 рік. Усунення наднормативного зауження рейкової колії позитивно позначилося на зниженні кількості дефектів рейок і коліс.

Несоответствие параметров взаимодействия пути и подвижного состава на сети дорог РФ и стран СНГ привело к резкому увеличению количества дефектов в рельсах, интенсивному износу рельсов и колес, пик которых приходится на 1995 год. Устранение сверхнормативного заужения рельсовой колеи положительно сказалось на снижении количества дефектов рельсов и колес.

Discrepancy of parameters of the track and rolling stock interaction with standards of Russian and CIS countries railways leads to the sharp increase of rails defects, rails and wheels wear the maximum of which falls on 1995. An elimination of supernormal railway track narrowing has positive effect on the reduction of wheels and rails defects.

Несоответствие параметров взаимодействия пути и подвижного состава на сети дорог РФ и стран СНГ привело к резкому увеличению количества дефектов в рельсах, интенсивному износу рельсов и колес, пик которых приходится на 1995 год. Устранение сверхнормативного заужения рельсовой колеи положительно сказалось на снижении количества дефектов рельсов и колес.

В начале 90-х годов прошлого столетия на сети дорог РФ и стран СНГ был отмечен резкий рост различных дефектов рельсов, максимальное количество которых пришлось на 1995 год. Увеличение количества дефектных рельсов в пути сопровождалось интенсивной подрезкой гребней, остроконечным накатом, изломами рельсов и колес в пути под поездами.

Рост количества дефектных рельсов в пути происходил на фоне значительного снижения грузооборота, который с 1990 по 1995 гг. снизился в 2,5 раза, а коэффициенты изъятия дефектных остродефектных рельсов увеличились за эти годы в 6...10 раз !

Особенно резко увеличился боковой износ рельсов по дефекту 44, коэффициент изъятия которого увеличился в 15...20 раз! На первое и второе место по количеству дефектных рельсов в пути в 1995 году, впервые в истории железнодорожного транспорта, вышли дефекты 44 и 41.

Аналогичный процесс проходил и на Горьковской железной дороге, которая в 1994 году «лидировала» на сети дорог по количеству дефектных и остродефектных рельсов, по количе-

ству изломов рельсов в пути под поездами, по интенсивности подрезки гребней колес подвижного состава и по ряду других негативных показателей. В 1994 году на Горьковской железной дороге был создан Научно-инженерный центр «ПУТЬ» для решения сложных технических задач, в том числе и для исследования природы интенсивного износа рельсов и колес.

Общая характеристика количества дефектных и остродефектных рельсов по годам на сети дорог Российской Федерации и на Горьковской железной дороге представлена в виде диаграммы на рис. 1. Диаграммы, характеризующие изменение годового грузооборота на сети дорог РФ и значения коэффициентов выхода рельсов по годам на сети дорог РФ, представлены на рис. 2 и 3.

В 1995 году нами было установлено, что ГОСТ 10629-88 на железобетонные шпалы для рельсовой колеи в 1520 мм является неверным и дает сверхнормативное заужение рельсовой колеи бесстыкового пути до 1508 мм и меньше. Вышеназванный ГОСТ был отменен, и в 1996 году были введены новые ТУ на железобетонные шпалы, где колеюобразующие размеры были скорректированы в сторону уширения рельсовой колеи. Сегодня известны шпалы, выпущенные до 1996 года и железобетонные шпалы, выпущенные после 1996 года. Исправление этой грубейшей ошибки положительно сказалось на динамике дефектов рельсов и колес.

Сегодня нужно признать, что сверхинтенсивный износ рельсов и колес в начале 90-х годов прошлого столетия, связан со сверхдопустимым заужением рельсовой колеи до значений в 1510...1508 мм и меньше на расчетном уровне.

В начале 90-х годов прошлого столетия на страницах технических журналов, сборников научных трудов и в СМИ развернулась острая дискуссия о причинах сверхинтенсивного износа рельсов и колес, которая продолжается до настоящего времени. Специалисты Горьковской железной дороги активно участвуют в этой дискуссии и утверждают, что многократный, катастрофический износ рельсов и колес связан с недопускаемым сверхнормативным заужением рельсовой колеи фактически до значений, требующих закрытия перегонов для движения поездов. Все мероприятия, направленные на устранение этого явления, дали только положительный результат.



Количество дефектных и остродефектных рельсов по годам на сети дорог РФ

Количество дефектных и остродефектных рельсов по годам на Горьковской ж.д.



Грузооборот на сети дорог РФ

Рис. 1. Количество дефектных и остродефектных рельсов в пути по годам





Рис. 2. Диаграмма годового грузооборота на сети дорог РФ

Следующая задача, которую решил НИЦ «ПУТЬ», – это изучение условий зарождения и развития дефекта 69 с последующим изломом рельсов под поездами. В плане теоретического рассмотрения вопроса нами были построены кривая усталости и кривая перегрузок объемнозакаленных рельсов Р65, по которым были установлены «вина» пути и «вина» подвижного состава в изломах рельсовых плетей под поездами [1].

Комплексные исследования НИЦ «ПУТЬ», проведенные на Горьковской железной дороге по изучению природы дефектов в рельсах, причин их зарождения и развития дали новые результаты, значительно отличающиеся от результатов, изложенных в НТД/ЦП-93. Нами было установлено, что изломы рельсов под поездами по дефектам 21, 69, 79 происходят, в том числе, и на прямых участках пути при отличном его состоянии и при «нулевой» бальности по вагону-путеизмерителю.

Металлографические исследования срезов объемнозакаленных рельсов Р65 при изломах по дефектам 21, 69, 79, проведенные в лучших металлографических лабораториях оборонных предприятий Москвы, Нижнего Новгорода и Подольска, а также в металлографических лабораториях вузов, показали, что никаких сверхнормативных отступлений в рельсовой химическому составу, стали по физикомеханическим свойствам, в том числе и по термообработке, не зафиксировано. Был сделан вывод, что изломы рельсов под поездами по дефектам 21, 69, 79 претерпевают качественные объемнозакаленные рельсы.

В результате натурного обследования мест излома рельсов с высокоточным измерением параметров рельсовой колеи по методике НИЦ-ПУТЬ, было установлено, что изломы рельсов происходят в местах со сверхнормативными отступлениями в параметрах путевой решетки, где возникает кручение рельса от приложенной поездной нагрузки.

При продольном кручении рельсовой плети и максимальной затяжке клемм скрепления КБ-65, происходит перегрузка подошвы рельса. В точке максимальных напряжений, называемой полюсом, в подошве рельса зарождается и развивается усталостная трещина, которая приводит к излому рельса под поездами по дефектам 69 и 79.

В результате построения кривых усталости объемнозакаленных рельсов Р65 была предложена рабочая гипотеза, по которой первопричина излома рельсов по дефектам 69 и 79 заключается в перегрузке подошвы рельса клеммными болтами при продольном кручении рельса под поездной нагрузкой [2]. Для предотвращения поперечных изломов рельсов при обнаружении средствами дефектоскопии усталостной трещины по дефекту 69 необходимо снизить или полностью ослабить усилие затяжки клеммных болтов. С этой целью на рельсовую плеть с усталостной трещиной в подошве рельса по дефекту 69 устанавливались шестидырные накладки на четыре крайних болта [3].

Основной смысл установки шестидырных накладок на дефект 69 заключается в том, что при накладках практически невозможно затянуть до предела клеммные болты. С 1995 года по настоящее время на дороге было установлено более 500 пар накладок на дефект 69, которые классифицировались как дефект 69H, и за годы эксплуатации вплоть до капитального ремонта пути не произошло ни одного излома рельсов по дефекту 69 H.

В ряде случаев нами зафиксировано, что изломы рельсовых плетей по усталостным дефектам, а также их обнаружение происходит по одной рельсовой плети. Это наблюдается для рельсов одного завода, одного года выпуска, одной плавки, уложенных в один год и пропустивших один и тот же тоннаж. Так что же, коррозия и строчки-дорожки неметаллических включений по одной рельсовой нити есть, а по другой нет? В действительности и коррозия подошвы рельса, и строчки-дорожки есть в обеих рельсовый нитях, а почему разрушается только одна? Почему в отдельных случаях боковой износ рельсов имеет место на прямых участках пути с переходом бокового износа с одной рельсовой плети на другую? Ответ на эти и многие другие вопросы, связанные с изломами рельсов, с зарождением и развитием усталостных дефектов дает методика натурного обследования, разработанная НИЦ «ПУТЬ» Горьковской железной дороги.

В результате было установлено, что на участках пути, где происходят изломы рельсов по дефекту 21 или где установлены шестидырные накладки на обнаруженный дефект 21 без излома рельсовой плети, также имеет место отклонение параметров рельсовой колеи. Очень часто на дефект 21 накладываются дефекты 10, 11, 30 (рис. 4).



Значения коэффициентов выхода рельсов по годам на сети дорог РФ.

Рис. 3. Диаграммы изменения коэффициентов выхода рельсов по годам на сети дорог РФ



Рис. 4. Излом рельсовой плети по дефекту 21 с наложением дефектов 30Г, 10, 11

При разной подуклонке рельсов в колее происходит боковое смещение колесной пары в сторону рельса с большей подуклонкой с ударным взаимодействием головки рельса с боковой выкружкой гребня колеса. Сила соударения рабочей грани рельса с выкружкой гребня колеса связана с подуклонкой рельсов в колее и зависит от осевой нагрузки, скорости движения, от полноты колесной пары, зазора между колесом и рельсом на расчетном уровне, величины бокового смещения.

В результате многократного ударного воздействия колес на рабочую боковую грань рельса наблюдается наклеп в верхней части головки со значительным повышением твердости металла, с зарождением и развитием горизонтальных, продольных поперечных трещин, вплоть до разрушения. И здесь, основным «виновником» в зарождении и развитии перечисленных дефектов является качество рельсошпальной решетки.

Таким образом, условия зарождения и развития большинства дефектов рельсов в плане рассматриваемой проблемы «Колесо-рельс», связано с низким качеством и точностью рельсошпальной решетки по параметрам рельсовой коли.

Однако, современное мировоззрение на природу контактно-усталостных дефектов рельсов связывается только с металлургическим качеством рельсовой стали, что является неверным. Металлургическое качество рельсов является условием необходимым, но недостаточным для бездефектной работы рельсов в пути.

А достаточным условием бездефектной работы рельсов в пути является качество и точность рельсошпальной решетки по параметрам рельсовой колеи и качество рельсовых скреплений.

Огромный резерв ресурсосбережения в путевом хозяйстве железных дорог содержится в реальной возможности увеличения срока службы отечественных объемнозакаленных рельсов существующего качества при незначительных затратах.

Мы считаем, что за счет повышения качества взаимодействия в системе «колесо – рельс», и, прежде всего, за счет повышения качества рельсошпальной решетки, рабочий ресурс объемнозакаленных рельсов Р65 может быть увеличен, при прочих равных условиях, в 2...3 раза! Гарантированный срок службы объемнозакаленных рельсов P65 может быть доведен до 1,0 млрд т. км брутто на километр пути, причем максимальный срок службы рельсов P65 может быть увеличен до 1,5...2,0 млрд т. км брутто, без усталостных дефектов и изломов. Для этого нужно понять механизм зарождения и развития усталостных дефектов в рельсах под поездами, повысить качество взаимодействия в системе «колесо-рельс» за счет повышения качества рельсошпальной решетки и подвижного состава.

На рис. 5 представлена структурная схема современной проблемы «колесо-рельс», где краеугольным камнем проблемы или её сердцевиной, является качество взаимодействия пути и подвижного состава.

Наши предложения по повышению качества и точности сборки рельсошпальной решетки железнодорожного пути на бетоне, внедренные на Горьковской железной дороге, резко снизили количество дефектов рельсов при эксплуатации и дают значительный экономический эффект.

Основные выводы.

1. Резкое увеличение количества дефектных и остродефектных рельсов на сети дорог РФ в начале 90-х годов прошлого века, максимум которых пришелся на 1994 – 95 гг., связано со сверхнормативным заужением рельсовой колеи до значений, требующих закрытия перегонов для движения поездов

2. Зарождение и развитие дефектов рельсов и их изломы под поездами происходят в качественных объемнозакаленных рельсах.

3. Металлургическое качество рельсов является необходимым, но не достаточным условиями для бездефектной работы рельсов в пути.

4. Основными причинами зарождения и развития дефектов рельсов контактноусталостного происхождения и других характерных дефектов являются перегрузки и перенапряжения в рельсах, возникающие при ударном взаимодействии колесных пар и подвижного состава с рабочими гранями рельсовых плетей, или при продольном кручении рельсовых плетей на рельсошпальной решетке с отступлениями по параметрам рельсовой колеи.

5. Для снижения количества дефектных и остродефектных рельсов в пути, а также для снижения количества изломов рельсов и колес под поездами необходимо повысить качество взаимодействия пути и подвижного состава, в том числе по параметрам взаимодействия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Иванов П.С., Клочко В.А., Природа усталостных дефектов рельсовых плетей бесстыкового пути // Техническая механика НАНУ. – № 1. – 2000.
- 2. Иванов П.С., Малов Е.В., Кулемин В.Н. Усталостное разрушение рельсовых плетей // Путь и путевое хозяйство. – № 2, 3, 4, 5. – 1998.
- Временные технические указания на эксплуатацию бесстыкового пути при появлении коррозионно- усталостных трещин в подошве рельса. ЦП МПС, М, 2000 г.

СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ПРОБЛЕМЫ «КОЛЕСО – РЕЛЬС»

Проблема «Колесо-рельс»



Взаимовлияющие параметры пути и подвижного состава
Параметры рельсовой колеи и параметры колесных пар («величи- на зазора»)
Ширина колеи, возвышение наружного рельса в кривых, поду- клонка рельсов в колее
Работа системы «Колесо-рельс» при расчетных и нерасчетных нагрузках и перегрузках в режиме движения поезда (ударное воз- действие, кручение, продольные и поперечные ударные силы при рыскании)
Нагруженность в зоне контакта при продольном и поперечном смещении и ударе.
Умеренная (разумная) лубрикация рельсов и колес
Прочие параметры взаимодействия

Рис.5. Структурная схема проблемы «Колесо-рельс»

Б.Г. КЕГЛИН, А.П. БОЛДЫРЕВ, БГТУ (Россия) А.В. ИВАНОВ, Д.А. СТУПИН, ВНИИЖТ (Россия)

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМБИНИРОВАННЫХ ФРИКЦИОННЫХ ПОГЛОЩАЮЩИХАППАРАТОВ НА БАЗЕ ПМК-110А

Розглянуто питання розробки і впровадження комбінованих фрикційних поглинаючих апаратів класів T1 і T2, у яких як підпірний блок використовуються пружні елементи з полімерного матеріалу Durel, а також еластомерна вставка.

Рассмотрены вопросы разработки и внедрения комбинированных фрикционных поглощающих аппаратов классов Т1 и Т2, у которых в качестве подпорного блока используются упругие элементы из полимерного материала Durel, а также эластомерная вставка.

Questions of the development and application of the combined frictional shock-absorbers of T1 and T2 classes which use elastic elements made of Durel polymeric material as the working elements are considered.

Таблица 1

Последние годы отмечены повышенным вниманием организаций железнодорожного транспорта и вагоностроительных заводов к проблеме совершенствования межвагонных амортизирующих устройств, проблеме повышения их энергоемкости, долговечности и стабильности работы. Более того, пришло давно ожидаемое осознание Министерством путей сообщения и его научных организаций, прежде всего ВНИИЖТ, того, что поглощающие аппараты должны быть специализированными, различающимися по своим характеристикам в зависимости от того, на каком объекте они будут эксплуатироваться. В результате совместной работы ряда научных предприятий, в том числе и ООО «НПП Дипром», созданном при участии работников кафедры «Динамика и прочность машин» БГТУ, был разработан отраслевой стандарт ОСТ32.175-2001 «Аппараты поглощающие автосцепного устройства грузовых вагонов и локомотивов. Общие технические требования», который предусматривает подразделение поглощающих аппаратов по основным технологическим показателям на 4 класса: ТО, Т1, Т2, Т3 (табл. 1).

Аппараты класса T0 могут использоваться только в качестве запасных частей или при регламентных ремонтных работах на вагонах. Установка их на вагоны новой постройки запрещена. Наиболее широкое применение должны иметь аппараты класса T1, которые могут устанавливаться на все виды неспециализированного подвижного состава, а также на вагоны, предназначенные для эксплуатации в маршрутных поездах постоянного формирования.

Нормируемые показатели поглощающих аппаратов

	Нормативные значения показа-					
Показатель	теля для аппаратов класса					
	Т0	T1	T2	T3		
Конструктивный	70 110	90 120	90 120	120		
ход, мм	/0110	<i>J</i> 0120	<i>J</i> 0120	120		
Номинальная энер-						
гоемкость, кДж (при						
силе, не превышаю-						
щей 2 MH)	40	70	100	140		
Максимальная энер-						
гоемкость, кДж (при						
силе, не превышаю-						
щей 3 MH)	50	90	130	190		
Статическая сила за-						
крытия, МН, не ме-						
нее	-	1,5	1,5	1,5		
Номинальная энер-						
гоемкость в состоя-						
нии поставки, кДж	30	50	100	140		

Специализированные вагоны, перевозящие опасные и дорогостоящие грузы, которые могут быть повреждены при воздействии на вагон больших продольных сил, должны оборудоваться аппаратами классов Т2 и Т3. Класс обычно оговаривается техническими условиями на специализированный вагон. Так, для нефтебензиновых цистерн и вагонов для перевозки ряда химических продуктов необходимо, как минимум, использование аппаратов класса Т2; для цистерн, перевозящих сжиженный газ, опасные химические продукты, контейнерных платформ или специализированных вагонов оборонного назначения требуется использование аппаратов класса ТЗ.

ОСТ 32.175-2001 наряду с показателями, приведенными в табл. 1, регламентирует ряд других определяющих стабильность свойств поглощающего аппарата и его ресурс. Стабильность характеристик связывается, прежде всего, с климатическими факторами. Регламентированный диапазон рабочих температур обеспечивает возможность эксплуатации аппаратов во всех климатических зонах России и ближнего зарубежья. Аппараты должны сохранять функциональную работоспособность при температуре -60°С, а изменение номинальной энергоемкости, определенной при температуре $18\pm5°$ С в диапазоне температур от -40 до +50°С, не должно превышать 30%.

Ресурс вновь разрабатываемых аппаратов до выхода из строя (полная потеря работоспособности) или до снижения номинальной энергоемкости на 30 % от нормативного значения для аппаратов данного класса должен обеспечивать восприятие введенной энергии не менее 250 МДж.

Стремление МПС жестко связывать вопросы аттестации и сертификации вагонов новой постройки с характеристиками устанавливаемых на них поглощающих аппаратов придали значительный импульс обновлению гаммы поглощающих аппаратов, применяемых на грузовом составе железных дорог России и стран СНГ.

С конца 80-х годов прошлого столетия потребность в поглощающих аппаратах для всех типов вагонов удовлетворялась за счет пластинчатых металлокерамических аппаратов ПМК-110А, ПМК-110К-23. Для вагонов постройки УВЗ с рядом ограничений после значительной модернизации конструкции была разрешена установка аппарата Ш-6-Т0-4. Установка устарелых аппаратов типов Ш-1-ТМ, Ш-2-Т и Ш-2-В90 на новые вагоны запрещена. Аппараты типа ПМК и Ш-6-Т0-4 и сейчас являются базовыми для неспециализированного подвижного состава, хотя они не вполне отвечают требованиям, предъявляемым к аппаратам класса Т1. Их номинальная энергоемкость составляет 65 кДж, а максимальная энергоемкость (при силе до 3 МН) существенно ниже регламентируемой величины 90 кДж. Кроме того, использование в серийных аппаратах тяжелонагруженных заневоленных пружин из стали 60С2ХФА создает ряд серьезных проблем при обеспечении стабильности и надежности их работы.

Опыт исследования последних лет [1, 2] по-

казывает, что определяемые ОСТом нормативные показатели могут быть получены в комбинированных фрикционных поглощающих аппаратах. Основное поглощение энергии в них происходит на поверхностях трения. Однако использование современных высокоэффективных полимерных материалов, а также применение в качестве рабочих элементов гидравлических и эластомерных амортизаторов значительно улучшает характеристики аппаратов.

Аппарат ПМКП-110, разработанный ООО «НПП Дипром», предназначен для установки на универсальных вагонах широкого назначения. По существующим нормативам он должен соответствовать классу Т1. От аппарата типа ПМК новый аппарат отличается тем, что в нем вместо пружинного упругого подпора используются полимерные упругие блоки [1] (рис. 1).



Рис. 1. Поглощающий аппарат ПМКП-110

Использование полимерного упругого блока повышает полноту и энергоемкость силовых характеристик амортизатора. За счет увеличения жесткости подпорного комплекта уменьшаются управляющие углы клиновой системы, и соответственно стабилизируется трение на вспомогательных поверхностях; демпфирующие свойства полимеров значительно снижают фрикционные автоколебания, сопровождающие ударное сжатие.

Наибольшую трудность при разработке аппарата вызвал выбор полимерного материала. К нему предъявляется ряд специфических требований, среди которых наиболее важными являются достаточная энергоемкость, высокая эластичность и морозостойкость.

На первых этапах были предприняты попытки использования для этой цели различных резин, однако невысокая эластичность (максимальные относительные деформации не превышают 0,25...0,30) и низкая морозостойкость побудили к поиску более современных полимерных материалов.

Наиболее перспективной оказалась группа полиэфирных термоэластопластов, получаемых путем поликонденсации полифурита, бутандиола и диметилтерефталата. К ним относятся, прежде всего, материалы типа Hytrel (США), Durel (ФРГ) и Беласт (Белоруссия). Перспективность этих материалов определяется сочетанием требуемых показателей податливости и диссипативных свойств при высокой технологичности и возможности утилизации элементов, исчерпавших свой ресурс. В отличие от элементов из резины и полиуретана применение термоэластопластов позволяет изготовить упругие блоки, не имеющие жесткой связи с металлическими пластинами.

В данной работе рассмотрены результаты стендовых исследований упругих элементов из материала Hytrel 4556 и макетных образцов аппарата ПМКП-110, в котором эти элементы были использованы.

После широких экспериментальных и теоретических исследований была принята форма элемента, изображенная на рис. 2. Она обеспечивает высокую эластичность элемента (относительная деформация при плюсовых температурах превышает 0,5 при нагрузке 400 кН) и достаточно стабильную статическую и динамическую силовую характеристику.



Рис. 2. Полимерный элемент из материала Hytrel

Статические характеристики элементов регистрировались при испытании на стенде ПММ-250 при низкой скорости сжатия (менее 1 мм/с). Одним из главных вопросов при их изучении является влияние на них изменения температуры образца. Некоторые результаты такого исследования приведены на рис. 3, где показаны статические характеристики для широкого температурного диапазона. С понижением температуры эластичность материала снижается, относительная деформация при силе 410...420 кН снижается с 0,62 (для температуры +50°С) до 0,29 (для температуры -61°С). При этом за счет изменения полноты силовой характеристики энергоемкость изменяется незначительно: от 6,5 (при +50°С) до 6,14 кДж (при -61°С).



Рис. 3. Статическая характеристика элемента из материала Hytrel для различных температур: $\triangle - 50^{\circ}$ C; $\Box - 15^{\circ}$ C; $\bigcirc - -5^{\circ}$ C; $\bigcirc - -35^{\circ}$ C; $\triangle - -51^{\circ}$ C; $\blacksquare - -61^{\circ}$ C

Были также проведены испытания образцов, которые длительное время (более 30 часов) находились в условиях повышенных температур (до 150°С). Этот режим соответствует работе поглощающих аппаратов на полувагонах, когда они размораживаются в так называемых «тепляках». Испытания показали, что это не приводит к каким-либо необратимым последствиям в виде изменения формы образца или его силовой характеристики.

Исследование динамических характеристик пакетов из пяти элементов проводилось в специальном приспособлении на стенде-горке БГТУ-БСЗ с ударной тележкой массой 44 т. На рис. 4 сопоставлены динамические характеристики пакета при скоростях удара 0,6 и 0,9 м/с с его статической характеристикой: ударный характер нагружения существенно повышает сопротивляемость материала.



лимерного пакета: $\mathbf{O} - V_0 = 0,6 \text{ м/c}; \mathbf{O} - V_0 = 0,9 \text{ м/c};$ $\mathbf{I} - \mathbf{C}$ татическая характеристика

Обширный объем испытаний позволил выбрать геометрические параметры аппарата ПМКП-110, обеспечивающие выполнение нормативов класса Т1 и соответственно наиболее эффективную работу как при маневровых операциях, так и при переходных режимах ведения поезда. Повышенная энергоемкость упругого полимерного подпора (более 20 кДж вместо 12 кДж при применении пружинного комплекта) позволила существенно снизить величину управляющего геометрического параметра аппарата: угла α – до 38°, что благоприятно сказалось на стабильности работы аппарата, повышении полноты его силовой характеристики и уменьшении скачкообразного изменения силы.

Типичные силовые характеристики опытных образцов поглощающих аппаратов ПМКП-110, полученные на ударном стенде, приведены на рис. 5. На рис. 6 приведена зависимость энергоемкости аппарата от максимальной силы сжатия. Нормативная номинальная энергоемкость 70 кДж достигается при силе 1,85 МН, нормативная максимальная энергоемкость 90 кДж – при силе 2,5 МН.



Рис. 5. Силовые характеристики поглощающего аппарата ПМКП-110 с элементами из материала Hytrel "----" – V₀=1 м/с; "——" – V₀=2,2 м/с.



Рис. 6. Зависимость энергоёмкости аппарата ПМКП-110 от максимальной силы сжатия

В настоящее время завершаются паспортные динамические испытания опытных аппаратов при соударении натурных вагонов массой 100 тонн.

Предварительные оценки показывают, что применение аппаратов ПМКП-110 позволит существенно (в 2...3 раза) снизить объем ремонтных затрат на вагонах, а вероятность возникновения аварийных ситуаций – в 3...5 раз. От зарубежных аналогов аппарат ПМКП-110 будет отличаться более высокой энергоемкостью при меньшей стоимости.

Одновременно с экспериментальными исследованиями проводились расчеты оптимальконструкции ных параметров аппарата ПМКП-110. По данным испытаний опытных образцов проводилась идентификация математических модулей, которые использовались при оптимизации. Универсальная математическая модель фрикционных поглощающих аппаратов приведена в [8]. Математическая модель учитывает способность межвагонной связи амортизировать не только сжимающие, но и растягивающие усилия, наличие двух последовательно соединенных поглощающих аппаратов в каждой межвагонной связи, наличие зазора в автосцепном устройстве, резкое возрастание силы сжатия или растяжения межвагонной связи при выбранном суммарном ходе поглощающего аппарата. Ниже приведены основные зависимости, описывающие работу межвагонной связи. Следует отметить, что данная модель построена на основе детерминированной автоколебательной модели фрикционного аппарата и поэтому тоже является автоколебательной.

 $P_a(x, v, z) = min[P_1(x, z) + P_2(x, z) sign v, c_a x], (1)$

где
$$P_1(x, z) = \frac{1}{2} [P_H(x, z) + P_P(x, z)],$$

 $P_2(x, z) = \frac{1}{2} [P_H(x, z) - P_P(x, z)],$

sign v – специальная функция, учитывающая сдвиговую податливость контакта:

$$\overline{\text{signv}} = \begin{cases} [c_{a}(x-y)+\sigma_{a}v]/P_{2}(x,z), \\ \pi \mu u |c_{a}(x-y)+\sigma_{a}v| < P_{2}(x,z); \\ \text{signv}, \pi \mu u |c_{a}(x-y)+\sigma_{a}v| \ge P_{2}(x,z); \end{cases}$$
(2)

где c_a — жёсткость контактной зоны при сдвиге; α_a — коэффициент вязкого трения, препятствующего возникновению незатухающих колебаний силы сжатия при скоростях сжатия, близких к нулю.

Вспомогательная координата *у* до сжатия аппарата равна нулю, а затем вычисляется по формулам:

$$y = \begin{cases} const, \pi p \mu | c_{a} (x - y) + \delta_{a} v | < P_{2} (x, z); \\ x - \frac{P_{2} (x, z) - \delta_{a} v}{c_{a}}, \\ \pi p \mu | c_{a} (x - y) + \delta_{a} v | \ge P_{2} (x, z). \end{cases}$$
(3)

Силы сжатия аппарата на этапах нагрузки P_{μ} и разгрузки P_{ρ} описывается с использовани-

ем специальной функции у 0 :

$$P_{H}(x, z) = P_{1H}(x) + [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)] y_{0}$$
[x-a-z, P_{2H}(x) - P_{1H}(x)];

$$P_{p}(x, z) = P_{1P}(x) - [P_{1P}(x) - P_{2P}(x)] \overline{y}_{0}$$
[z--x, P_{1P}(x) - P_{2P}(x)]; (4)

где

$$\overline{y}_{0}(Дx, \Delta P) = \begin{cases} 0, \text{ при } Дx \le 0; \\ \min[1, c_{a} Дx/ДP], \text{ при } Дx > 0. \end{cases}$$

При этом дополнительная координата *z* перед сжатием равна нулю, затем определяется формулами:

$$z = \begin{cases} x + [P_{1P}(x) - P_{2P}(x)]/c_{a}, \\ \pi p u x - z \le [P_{1P}(x) - P_{2P}(x)]/c_{a}; \\ const, \pi p u [P_{1P}(x) - P_{2P}(x)]/c_{a} \le x - \\ -z \le a + [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)]/c_{a}; \\ x - a - [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)]/c_{a}, \\ \pi p u x - z > a + [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)]/c_{a}. \end{cases}$$
(5)

Сила сжатия аппарата на различных стадиях его работы:

$$P_{1H}(\mathbf{x}) = \Psi_1 \cdot \mathbf{i} \cdot \mathbf{c} \cdot (\mathbf{x} + \mathbf{x}_0);$$

$$P_{1P}(\mathbf{x}) = \Psi_{1P} \cdot \mathbf{i} \cdot \mathbf{c} \cdot (\mathbf{x} + \mathbf{x}_0);$$

$$P_{2H}(\mathbf{x}) = \Psi_2 \cdot \mathbf{i} \cdot \mathbf{c} \cdot (\mathbf{x} + \mathbf{x}_0);$$

$$P_{2P}(\mathbf{x}) = \Psi_{2P} \cdot \mathbf{i} \cdot \mathbf{c} \cdot (\mathbf{x} + \mathbf{x}_0),$$
(6)

где *i* – коэффициент передачи при нулевых коэффициентах трения; с – жёсткость пружинного комплекта; *x*₀ – величина начальной затяжки.

Коэффициенты передачи фрикционных аппаратов на этапе нагрузки:

$$\psi_{1}(v) = \frac{\sin u \left[1 + tgr tg(B + c_{3}) \right] + \left[tg(B + c_{3}) - tgr \right] \times}{\sin u \left[1 - tgr tg(G + c_{2}) \right] - \left[tg(G + c_{2}) + tgr \right] \times} \dots$$

$$\dots \frac{\times f_{0} \exp(-bv)}{\times f_{0} \exp(-bv)};$$

$$\psi_{2}(v) = \psi_{1}(v) + \left[\psi_{1}(v) - 1 \right] \times$$

$$\times \frac{\left[1 - tgr f_{0} \exp(-bv) \right] \cdot 2f_{0} \exp(-bv)}{tgr + f_{0} \exp(-bv)};$$
(7)

где α , β , γ , θ – геометрические параметры аппарата; ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 – углы трения на главных и вспомогательных поверхностях; f_0 – максимальное значение коэффициента трения; b – параметр, учитывающий зависимость коэффициента трения от скорости скольжения.

Углы трения связанны с коэффициентами трения следующими соотношениями:

$$\rho_1 = \operatorname{arctg}(f_0/\sin\theta),$$

$$\rho_2 = \rho_3 = \operatorname{arctg}(f_{\scriptscriptstyle \mathrm{BCII}}), \quad (8)$$

где f_{всп} – коэффициент трения на вспомогательных поверхностях.

Коэффициент передачи на первом этапе разгрузки определяется формулой

$$\Psi_{1P} = \frac{1 + tg(B - c_3)tg(\Gamma - c_1)}{1 - tg(G - c_2)tg(\Gamma - c_1)}.$$
(9)

При $x \le (x_{max} - a)$ начинается второй этап разгрузки. Коэффициент передачи в этом случае может быть найден следующим образом:

$$\Psi_{2P} = \frac{\Pi_{1P}}{1 + (f_4 + f_5)(\Pi_{1P} - 1)ctg(r - c_1)}, \quad (10)$$

где $f_4 = f_5 = f_0$

Введём обозначения: x_w , $v_w - деформация межвагонной связи и её скорость; <math>n_w$ – количество аппаратов в межвагонной связи; δ – зазор в межвагонной связи, приходящийся на один аппарат; c_w – жёсткость межвагонной связи после закрытия аппарата. Тогда силовая характеристика межвагонной связи, учитывающая вышеперечисленные особенности, описывается:

$$P_{w}(x_{w}, v_{w}, z) = \begin{cases} 0, & \pi p u \frac{|x_{w}|}{n_{w}} < z; \\ [P(x, v, z) + c_{w} (x - x_{\Pi}) \times (11) \\ \times y_{0} (x - x_{\Pi})] \text{sign} x_{w}, \pi p u \frac{|x_{w}|}{n_{w}} \ge z; \end{cases}$$

где x_{n} – полный ход аппарата; $x = \frac{|\mathbf{x}_{W}|}{n_{W}} - \delta$ – сжатие

аппарата; $v = \frac{v_W}{n_W}$ sign x_w – скорость сжатия аппарата.

Представленная математическая модель использовалась для описания работы аппарата ПМКП-110. При этом в выражениях (6), (11) подпорное усилие пружин с·(x+x₀) заменяется силой пакета полимерных элементов $P_n(x+x_0)$.

Сила $P_{\pi}(x+x_0)$ вычислялась с использованием методики расчета характеристик резинометаллических поглощающих аппаратов автосцепки, изложенной в [2].

Статическая силовая характеристика на этапе нагрузки

$$P_{\text{ст }\pi}(x) = c_{\pi} x + \beta_1 x^3 + \beta_2 x^5, \quad (12)$$

где c_n – жёсткость пакета полимерных элементов при малых деформациях; β_1 , β_2 – коэффициенты, определяющие нелинейную часть.

Математическая модель (динамическая силовая характеристика) работы пакета полимерных элементов имеет следующий вид:

$$P_{n}(x, v) = P_{1}(x) + P_{2}(x) \operatorname{sign} v + \mu v, (13)$$

где $P_1(x) = [c_n(x+x_0)+\beta_1(x+x_0)^3+\beta_2(x+x_0)^5](1-\eta_{cT}/2);$ $P_2(x) = [c_{\pi}(x+x_0)+\beta_1(x+x_0)^3+\beta_2(x+x_0)^5]\eta_{cT}/2;$

sign v – функция, вычисляемая согласно (2); µ – коэффициент вязкого сопротивления, зависит от материала; η_{ст} - коэффициент необратимого поглощения энергии при квазистатическом сжатии.

Перед расчетом характеристик аппарата была проведена идентификация параметров математической модели. В частности, по данным статических испытаний полимерных элементов были подобраны параметры сп, β1, β2 и ηст. На рис. 7 приведены экспериментальная и расчетная силовая характеристика элемента из материала Hytrel-45.



Рис.7. Силовые характеристики элемента из материала Hytrel-45: пунктир – экспериментальная, прямая линия соответствует расчётам.

В дальнейшем параметры c_п, β₁, β₂, µ и η_{ст} были скорректированы по результатам динамических испытаний подпорного блока и использовались при расчете характеристик аппаратов ПМКП-110, а также оптимизации его параметров.

На рис. 8 представлена расчетная модель соударения, имитирующая удар вагона в жесткий упор. При этом вагон описывается двухмассовой расчетной схемой, позволяющей разделить упруго-диссипативные свойства вагона и его поглощающего аппарата.



Рис. 8. Расчётная модель соударения

Дифференциальные уравнения движения для представленной расчетной схемы имеют вид:

$$M_{B} \ddot{X}_{B} + P_{B} (X_{B} - Xa, V_{B} - Va) = 0;$$

Ma $\ddot{X}_{A} - P_{B}(X_{B} - Xa, V_{B} - Va) + Pa(Xa, Va) = 0;$ (14)

где М_в и Ма – массы вагона и амортизирующе-

го устройства; Хв, Ха, Vв, Va – перемещения и скорости соответствующих масс; Ра – сила в межвагонной связи; Рв – сила, возникающая при деформации вагона для двухмассовой расчетной схемы.

В простейшем случае сила Рв учитывает только упругую деформацию вагона и определяется Рв = Св (Хв – Ха). Здесь Св – динамическая жесткость вагона.

Сила Ра вычисляется в соответствии с представленными выше зависимостями, описывающими работу аппарата ПМКП-110.

Уравнения (14) решались при начальных условиях: $X_B = X_a = 0$, $V_B = V_a = V_0$. Значения параметров расчетной модели: M_B = 90000 кг (42000 кг для стендовых соударений); $M_A=2000 \text{ kg}; \ \beta=15^{\circ}; \ \gamma=3^{\circ}; \ \theta=90^{\circ}; \ f_0=0,43;$ b=0,1 c/m; $f_{\text{BCII}} = 0,2$; $x_0 = 0,3$ m; $c_a = 882$ MH/m; $c_{\scriptscriptstyle B}$ = 92 MH/m; $c_{\scriptscriptstyle W}$ = 500 MH/m; $c_{\scriptscriptstyle \Pi}$ = 8,299E+5 H/m; $\alpha_a = 500000 \text{ kg/c};$ $\beta_1 = -2,47E + 7 \text{ H/m}^3$; $\beta_2 = 1,251E+9 \text{ H/m}^5$; $\mu = 1000 \text{ kr/c}$; $\eta_{cr} = 0,01$.

Для расчета динамических характеристик подпорного блока расчетная модель упрощалась: тележка ударного стенда описывалась одномассовой схемой. На рис. 9 представлены расчетная и экспериментальная динамические характеристики подпорного блока для начальной скорости удара 1,2 м/с. Можно отметить удовлетворительную сходимость расчета и эксперимента.



На рис. 10 представлены расчетные силовые характеристики аппарата ПМКП-110, полученные в соответствии с моделью (14) для стендовых соударений при различных начальных скоростях удара. Хорошая сходимость с экспериментом (рис. 11) позволила использовать модель для оптимизации параметров клиновой системы аппарата. Использовалась методика минимизации обобщенного критерия эффективности [2], при этом значения критерия получали путем имитации условий эксплуатации вагона.

С учетом экспериментальных данных значения углов клиновой системы аппарата составили $\alpha = 38^{\circ}, \beta = 18^{\circ}.$

На следующем этапе расчетов оценивалась эффективность работы аппарата ПМКП-110 при маневровых соударениях сцепов вагонов. С использованием специализированной программы TRAIN были проведены расчеты для нескольких ситуаций: удар одиночного вагона в отцеп из 6-ти вагонов, а также удар сцепа из 3-х вагонов в отцеп из 6-ти вагонов. При этом на некоторых вагонах для сравнения устанавливались различные поглощающие аппараты. На рис. 12 представлена расчетная модель соударения. Необходимо отметить, что по рекомендациям [2] использовались двухмассовые упруговязкие модели вагонов.



Рис.10. Расчётные силовые характеристики поглощающего аппарата ПМКП-110 (скорости соударения: ••••• 1,18 м/с, - - - 1,56 м/с, ---- 2,18 м/с)



Рис. 11. Экспериментальная и расчетная силовая характеристика аппарата ПМКП-110 (начальная скорость удара 1,56 м/с)



Рис.12. Расчётная схема соударения сцепов.

По данным расчетов силовые характеристики аппарата ПМКП-110 близки к полученным для ситуации удара вагона в упор. Для оценки эффективности работы аппаратов проводилось сравнение диаграмм распределения максимальных сжимающих сил по длине сцепа. На рис. 13 приведены диаграммы для ситуации удара грузового вагона массой 90000 кг с начальной скоростью 1 м/с в сцеп из 6-ти грузовых вагонов, а на рис. 14 – такие же диаграммы для удара сцепа из 3-х вагонов в отцеп из 6-ти вагонов. При этом рассматриваются случай, когда первый вагон сцепа оборудован различныпоглощающими аппаратами: ΜИ Ш-2-В. ПМК-110А, ПМКП-110 (остальные вагоны при этом оборудовались аппаратами Ш-2-В). Расчет подтвердил снижение продольных нагрузок для аппаратов ПМКП-110 по сравнению с аппаратами Ш-2-В и ПМК-110А. При этом преимущество аппаратов ПМКП-110 проявляется на первом со стороны удара вагоне при достаточно высоких скоростях.



Рис. 13. Распределение максимальных сжимающих сил по длине состава при ударе вагона в сцеп из 6-и вагонов; 1-й вагон оборудован аппаратом:

● – Ш-2-В; ■ – ПМК; ▲ – ПМКП



Рис.14. Распределение максимальных сжимающих сил по длине состава при ударе 3-х вагонов в сцеп из 6-и вагонов; 1-й вагон оборудован аппаратом: ● – Ш-2-В; ■ – ПМК; ▲ – ПМКП

На заключительном этапе исследований проводилась оценка эффективности работы аппарата при переходных режимах движения поезда. Рассматривался, в частности, пуск поезда, а также режимы полного служебного и экстренного торможения. Расчетная модель поезда представлена на рис. 15.

Эффективность работы поглощающих аппаратов ПМКП-110 при переходных режимах движения поезда оценивалась в сравнении с серийными поглощающими аппаратами ПМК-110А и Ш-2-В. Для трех расчетных ситуаций – пуск поезда, экстренное и полное служебное торможение – анализировались распределения максимальных сил по длине состава, а также временные зависимости сил в межвагонных связях и силовые характеристики аппаратов. При этом исследовались короткие (18...36 вагонов), средние (65 вагонов) и длинные (110 вагонов) составы.



Рис. 15. Расчётная модель поезда

На рис. 16 приведены распределения максимальных растягивающих сил по длине состава при трогании с места осаженного поезда из 65 вагонов, оснащенных аппаратами Ш-2-В и аппаратами ПМКП-110 (вагоны 9, 22, 33, 45, 57). Отмечается снижение на 10...15 % сил на вагонах с аппаратами ПМКП-110. При этом в некоторых расчетных ситуациях на соседних вагонах наблюдается небольшое повышение продольных нагрузок. На общий уровень максимальных сил включение аппаратов ПМКП-110 не оказывает значительного влияния.



Рис. 16. Распределение максимальных растягивающих сил по длине состава при трогании поезда из 65

вагонов (···· -все вагоны оборудованы аппаратами Ш-2-В; --- - вагоны 9, 22, 33, 45, 57 оборудованы аппаратами ПМКП-110)

На рис. 17 приведены распределения максимальных сжимающих сил по длине состава при экстренном торможении поезда из 36 вагонов, оборудованных соответственно аппаратами Ш-2-В, ПМК-110А и ПМКП-110. Как и в предыдущих случаях, отмечается снижение уровня продольных сил для аппаратов ПМКП-110.



Рис. 17. Распределение максимальных сжимающих сил по длине состава при экстренном торможении поезда из 36 вагонов (вагоны оборудованы аппаратами … – Ш-2-В; - - - – ПМК-110А; --- ПМКП-110)

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о том, что аппарат ПМКП-110 существенно превосходит по своим характеристикам серийные аппараты, эффективно работает как при маневровых соударениях, так и при поездных режимах, по своим характеристикам соответствует классу Т1. Конструкция рекомендуется к широкому внедрению на подвижном составе железных дорог.

Практика разработки поглощающих аппаратов классов T2 и T3 в последнее десятилетие ориентирована на использование конструкций, в которых применяются объемносжимаемые эластомерные материалы. В настоящее время прошли полный цикл испытаний и MBK эластомерный аппарат 73ZW, разработанный польской фирмой «Катах», и близкий ему по конструкции аппарат АПЭ-95-УВЗ производства УВЗ. Они имеют энергоемкость, соответствующую классу T2 (табл. 2), но не отвечают ОСТ 32.175-2001 по величине статической силы закрытия. Кроме того, аппараты имеют достаточно высокую стоимость \$1000.

Фрикционно-эластомерный поглощающий аппарат ПМКЭ-110 класса Т2, созданный ООО «НПП Дипром» при участии работников кафедры «Динамика и прочность машин» БГТУ, обеспечивая необходимые технические характеристики по ОСТ МПС [9], имеет существенно меньшую стоимость. Это достигается за счет конструкции, созданной на базе серийно выпускаемого поглощающего аппарата ПМК-110К-23, в котором вместо пружинного комплекта используется подпорно-возвратное устройство (ПВУ), представляющее собой эластомерный амортизатор. Эластомерный амортизатор одновременно выполняет две функции: обеспечивает подпорное усилие при ударном сжатии и востанавливает фрикционную часть

после удара. Достаточная жесткость подпора позволяет значительно уменьшить управляющий угол α клиновой системы, что в сочетании с демпфирующими свойствами эластомерной вставки стабилизирует процессы трения при ударном сжатии. В результате фактически ликвидируются скачки и срывы на силовых характеристиках. Все это позволяет при сохранении всех преимуществ гидроамортизатора значительно повысить надежность конструкции при сравнительной простоте изготовления.

Конструкция аппарата приведена на рис. 18. Эластомерная вставка состоит из корпуса 2, внутри которого перемещается плунжер 5. Внутренний объем плунжера разделен на две камеры: камеру сжатия 3 и камеру расширения 4.



Рис. 18. Поглощающий аппарат ПМКЭ-110

При соударении железнодорожных экипажей продольная сила передается через автосцепку на нажимной клин 1, что приводит к перемещению корпуса эластомерной вставки 2 и изменению объемов камер 3 и 4. Из-за возникающего при этом перепада давлений происходит перетекание эластомера из камеры сжатия в камеру расширения через кольцевой зазор между плунжером и поршнем и дроссельные отверстия. Восстановление аппарата после удара происходит под действием давления на плунжер объемно сжатого эластомера.

При разработке такого аппарата необходимо было решить ряд технических и технологических проблем:

 – разместить эластомерную вставку в ограниченном габарите;

 обеспечить надежность работы в широком диапазоне температур;

 подобрать рациональные параметры фрикционной части и эластомерной вставки.

Для расчетной оценки параметров конструкции на основе математических моделей фрикционного поглощающего аппарата разработаны модели эластомерно-фрикционных амортизаторов. Для аппарата ПМКЭ-110 (рис. 18) имеем

$$\overline{P}(x,z,v) = P_1(x,z,v) + P_2(x,z,v) \overline{\text{sgn}} v, \quad (15)$$

где

$$P_{1}(x,z,v) = \frac{i_{1}}{2} [\psi_{H}(x,z,v) + \psi_{P}(x,z,v)] P_{\Gamma}(x,v); (16)$$
$$P_{2}(x,z,v) = \frac{i_{1}}{2} [\psi_{H}(x,z,v) - \psi_{P}(x,z,v)] P_{\Gamma}(x,v); (17)$$

Сила сопротивления эластомерной вставки $P_{\Gamma}(x,v)$ определяется на основании модели эластомерного поглощающего аппарата ЭПА 120 [10] в соответствии с зависимостями:

$$\begin{cases} P_{\Gamma} = q_{C} \cdot S_{C} - q_{P} \cdot S_{P} \\ \frac{dq_{C}}{dt} = \frac{E_{0} + a \cdot q_{C}}{V_{C0} - x_{P} \cdot S_{C}} [Q_{C} + \dot{x}_{P} \cdot S_{C}] \\ \frac{dq_{P}}{dt} = \frac{E_{0} + a \cdot q_{P}}{V_{P0} + x_{P} \cdot S_{P}} [Q_{P} - \dot{x}_{P} \cdot S_{P}] \\ Q_{C} = -Q_{CP} \\ Q_{P} = Q_{CP} \end{cases}$$

где q_C и q_P – давления в камерах сжатия и расширения; S_C и S_P – соответствующие площади эффективных сечений. Параметры E_0 , а, Q_{CP} , Q_C , Q_P , определяющие работу эластомерной вставки, приведены в [10].

На рис. 19 приведены экспериментальная и расчетная силовые характеристики аппарата ПМКЭ-110, полученные для ситуации стендовых соударений (модель приведена на рис. 8) при начальной скорости 1,75 м/с.



Рис. 19. Силовые характеристики аппарата ПМКЭ-110: --- расчётная; - - – экспериментальная

По результатам расчетов были определены рациональные параметры конструкции аппара-

та: углы клиновой системы и основные размеры деталей и проходных сечений эластомерной вставки, обеспечивающие выполнение нормативов класса T2.

На рис. 20 представлены характеристики образцов аппарата ПМКЭ-110. опытных полученные при стендовых соударениях. Номинальная энергоемкость составила 110 кДж, максимальная – 127 кДж при силе 2,5 MH. При этом коэффициенты полноты силовых характеристик достигают значений 0,4...0,6, а коэффициент необратимого поглошения энергии – 0,9.

P, MH



Рис. 20. Силовые характеристики аппарата ПМКЭ-110: --- V₀=2,01 м/с; --- - V₀=2,77 м/с

Для обеспечения надежной работы вставки использованы уплотняющие манжеты шевронного типа, выполненные из современных полимерных материалов (полиамид, полипропилен, графилон). Кроме того, эластомерная вставка сжимается в направляющих, что значительно снижает износы и улучшает условия работы уплотнений.

Очевидные преимущества комбинированных фрикционных поглощающих аппаратов по сравнению с серийными фрикционными доказывают необходимость скорейшего перехода отечественного вагоностроения на применение таких амортизаторов удара.

В заключении приведем показатели современных серийных и перспективных поглощающих аппаратов (табл. 2).

Итак, в последние годы отечественной транспортной науке и промышленности удалось устранить отставание от зарубежных фирм в области создания современных амортизирующих устройств, вновь созданная гамма различных конструкций вполне соответствует мировому уровню. В то же время следует отметить, что значительно медленнее решаются вопросы постановки на массовое производство эластомерных аппаратов класса тЗ. К тому же промышленность и транспорт не вполне готовы к их использованию из-за относительно высокой стоимости и необходимости организации сервисного обслуживания [7]. Организация серийного выпуска фрикционных поглощающих аппаратов класса т1 и фрикционно-эластомерных аппаратов класса т2 не требует столь объемной подготовки производства и значительных первоначальных затрат, их продвижению на транспорт будет способствовать и существенно меньшая стоимость.

Таблица 2

Тип аппара- та	Конст- рук- тивный ход, мм	Номи- нальная энерго- емкость, кДж	Статиче- ская сила закры- тия, МН	Класс
ПМК-	110	65	-	Т1 (усл.)
110К-23				
Ш-6-ТО-4	120	65	* -	Т1 (усл.)
73ZW	90	110	0,85	Т2 (усл.)
АПЭ-95-	95	108	1,15	Т2 (усл.)
УВЗ				
АПЭ-	120	160	1,7	Т3
120И				
ЭПА-120	120	145	1,8	Т3
73ZW12M	120	135	1,85	ТЗ (усл.)
ПМКП-110	110	75	_*	T1
ПМКЭ-110	110	110	_*	T2

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Патент РФ № 2128301. Фрикционный амортизатор, 1999.
- Кеглин Б.Г., Шлюшенков А.П., Болдырев А.П. и др. Повышение эффективности продольной амортизации вагонов, предназначенных для перевозки особо ценных и опасных грузов // Труды III Междунар. научно-техн. конф. «Проблемы повышения качества промышленной продукции». – Брянск, 1998. – С. 38-39.
- Кеглин Б.Г., Прилепо Т.Н., Болдырев А.П., Белоусов А.Г., Алдюхов В.А. Разработка и экспериментальное исследование фрикционнополимерного поглощающего аппарата ПМКП-110 // Динамика, прочность и надежность транспортных машин. – Брянск, БГТУ, 2003.
- 4. Патент РФ № 2115578. Поглощающий аппарат автосцепки, 1998.
- 5. Авторское свидетельство № 1720914. Поглощающее устройство автосцепки рельсового транспортного средства, 1991.
- 6. Патент РФ № 2198809. Фрикционный поглощаюший аппарат автосцепки, 2002.
- Положение о порядке сервисного обслуживания эластомерных поглощающих аппаратов автосцепного устройства грузовых вагонов на сети железных дорог стран СНГ и Балтии. – Приложение 1 к Указанию МПС России от 21.01.2003 № 17-50у.

- Никольский Л.Н., Кеглин Б.Г. Амортизаторы удара подвижного состава. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.
- 9. ОСТ 32.175-2001. Аппараты поглощающие автосцепного устройства грузовых вагонов и локомотивов. Общие технические требования.
- Болдырев А.П., Бакун Д.В., Николайчик А.Н. Расчетная оценка эффективности работы поглощающих аппаратов ЭПА-120 при поездных режимах движения // Динамика, прочность и надежность транспортных машин. – Брянск, БГТУ, 2002.

УДК 629.4.023.1

В.С. КОССОВ, д-р техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия)

ИССЛЕДОВАНИЯ ВНИКТИ ПО СОЗДАНИЮ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ 245 кН

Представлено конструкцію триелементного візка для вантажних вагонів. За результатами моделювання були обрані раціональні характеристики пружних елементів буксових адаптерів і бічних ковзунів, що забезпечують стійкість руху й установку колісних пар візків у кривих, близьку до радіального.

Представлена конструкция трехэлементной тележки для грузовых вагонов. По результатам моделирования были выбраны рациональные характеристики упругих элементов буксовых адаптеров и боковых скользунов, обеспечивающих устойчивость движения и установку колесных пар тележек в кривых, близкую к радиальной.

Some results of designing a three-piece bogie of a freight car with the help of a precise computer model are presented. The computer model is developed using the Universal Mechanism software. The Hierarchy Analysis Process is applied to choose the rational solution in the parameter space of the model.

Опыт многолетней эксплуатации грузовых вагонов показал, что тележки с литыми элементами 18-100 обладают рядом серьезных недостатков, снижающих безопасность их обращения. Один из таких недостатков состоит в низкой усталостной долговечности литых элементов, что ведет к раннему развитию трещин и разрушению. Другой серьезный недостаток заключается в несовершенстве ее механических связей, что ухудшает ходовые качества и способствует возникновению интенсивных колебаний виляния при скоростях движения выше 60...70 км/ч.

В Программе обновления парка грузовых вагонов МПС РФ основным направлением принята модернизация тележек 18-100 и создание новых трехэлементных тележек с осевой нагрузкой до 245 кН (25 тс) и скоростями движения до 120 км/ч.

При создании трехэлементной тележки для грузовых вагонов с осевой нагрузкой 245 кН (25 тс) ВНИКТИ были выполнены следующие работы:

1) разработка сварных боковых рам и надрессорных балок.

2) разработка литых боковых рам и надрессорных балок.

3) разработка и выбор рациональных характеристик механических связей, в том числе:

- боковых скользунов постоянного замыкания;
- упругих элементов буксовых адаптеров;
- клиньев фрикционного узла гашения колебаний;
- пятникового узла.

Целью проведения указанных работ является повышение безопасности движения, увеличение межремонтных пробегов, снижение воздействия на путь.

Разработка сварной и литой конструкций боковой рамы и надрессорной балки велась с учетом результатов исследования напряженного состояния штатных боковых рам и надрессорных балок тележек 18-100 и 18-194. Наиболее сложным вопросом оказался выбор предельно плавной формы силового контура от рессорного выреза рамы к буксовому проему с максимально увеличенными радиусами перехода (до R=125 мм вместо R=40 мм), а также увеличенными моментами сопротивления опасных сечений на 20...70 % по сравнению тележкой 18-100 и до 60 % по сравнению с тележкой 18-194. Благодаря найденному техническому решению сформировано усиленное закрытое коробчатое сечение рамы с пониженной концентрацией напряжений. Сравнительные характеристики боковых рам и надрессорных балок приведены в таблице 1.

Подробные расчеты по выбору силовых контуров боковой рамы (рис. 1) и надрессорной балки (рис. 2) выполнялись на виртуальных моделях с применением лицензионных программных комплексов Patran, Nastran, Fatigue фирмы MSC.Software Corp. При этом использовались объемные конечно-элементные модели, построенные из tet-элементов со сгущением сетки в зонах концентрации напряжений. Сравнительный анализ результатов расчета и стендовых статических испытаний показал:

	-			
Vanateonuariuta	Модель тележки			
Ларактеристика	18-100	18-194	ВНИКТИ	
Масса [кг]				
-боковой рамы	377	398	440	
-надрессорной балки	500	626	600	
Момент сопротивления опасного сечения [м ³ .10 ⁻⁶]				
A-A	385	405	665	
Б-Б	550	660	670	
B-B	312	371	445	
Максимальные экв. напряжения [МПа] от статических вер-				
тикальных и боковых сил - расчет (эксперимент)				
A-A	80	70	55 (63)	
Б-Б	90	85	75 (81)	
B-B	116	100	80 (82)	
Г-Г	154	147	125 (133)	

Сравнительные характеристики боковых рам и надрессорных балок тележек грузового вагона



Рис. 1. Боковая рама ВНИКТИ



Рис. 2. Надрессорная балка ВНИКТИ

 хорошее совпадение рассчитанных и измеренных напряжений, что говорит о корректности выполненного виртуального моделирования и пригодности его для исследования прочности тележек с осевыми нагрузками до 30 тс и более;

– максимальные напряжения в элементах сварной тележки ВНИКТИ уменьшились по сравнению с максимальными напряжениями в литых элементах серийных тележек 18-100 и 18-194 соответственно на 20...30 % и 10...20%.

По результатам ходовых испытаний в наиболее напряженных сечениях получены следующие амплитуды динамических напряжений:

- в сечении А-А боковой рамы – 25 МПа;

в сечении Б-Б – 30 МПа;

- в сечении В-В надрессорной балки – 28 МПа;

• в сечении Г–Г – 46 МПа.

Коэффициент динамики обрессоренной части составил 0,49, а необрессоренной – 0,58. Динамические напряжения наблюдались в основном на частоте 3,5 Гц, что близко к частоте подпрыгивания. Как известно, чем ниже частота динамических напряжений, тем медленнее идет накопление усталостных повреждений, следовательно, выше усталостная долговечность.

Коэффициент запаса по сопротивлению усталости, полученный по методике, принятой для локомотивов, составил для боковой рамы 2,5 и надрессорной балки 2,0. Как показала практика, коэффициент запаса 2,0 обеспечивает надежную работу сварных рам тепловозных тележек на протяжении не менее 40 лет.

По результатам ускоренных испытаний на усталость по методике ВНИИЖТ боковая рама при постоянной средней нагрузке 343 кН, амплитуде переменной нагрузки 245 кН и боковой нагрузке 40 кН прошла более 1,8 млн циклов, что соответствует коэффициенту запаса по сопротивлению усталости более 1,8. Надрессорная балка при постоянной средней нагрузке 441кН и амплитуде переменной нагрузки 343 кН прошла более 2 млн циклов, в наиболее напряженных сечениях трещин нет, испытания продолжаются.

Таким образом, в сварной и литой конструкциях рамы и надрессорной балки ВНИКТИ увеличенных коэффициентов запаса по сопротивлению усталости в сравнении с серийными литыми элементами тележек 18-100 и 18-194 удалось добиться традиционными методами, а именно:

 – за счет снижения уровня номинальных напряжений путем рационального выбора формы и размеров опасных сечений;

 за счет уменьшения концентрации напряжений путем использования более плавной формы силового контура.

Но при этом использовалась мощная теоретическая и расчетная проработка проектов.

Путь, на котором проводились ходовые испытания грузового вагона со скоростями до 100 км/час, отвечает удовлетворительному состоянию. С применением электронного тахиометра определены вертикальные и горизонтальные неровности пути, которые были использованы при проведении компьютерного моделирования.

Выбор рациональных упругодиссипативных характеристик связей «тележка – кузов» выполнялся на математических моделях методами компьютерного моделирования. Имитировалось движение сцепов вагонов в груженом и порожнем состояниях в кривых и прямых участках пути с учетом продольной динамики, неровностей пути до скоростей 140 км/ч с определением показателей динамических качеств, безопасности движения и сопоставления их с нормируемыми показателями.

По результатам моделирования были выбраны рациональные характеристики упругих элементов буксовых адаптеров и боковых скользунов, обеспечивающих устойчивость движения и установку колесных пар тележек в кривых, близкую к радиальной.

Проведены стендовые испытания по определению момента сопротивления повороту тележки относительно кузова, со скользунами из композита Ф4К15М5 (на основе фторопласта), подпятника с прокладками из полиуретана, композита и из стали 30ХГСА с использованием твердой смазки с присадками из молибдена и мелкодисперсионного графита.

Выбор материала скользящих накладок боковых опор произведен из условия обеспечения необходимого значения момента сопротивления повороту тележек груженого и порожнего вагонов. Выбран диапазон значений момента сопротивления повороту тележек относительно кузова:

– для груженых вагонов $M_{\text{conp}}{=}15{\ldots}25~\kappa\text{H·m},$

– для порожних вагонов М_{сопр}=9...11 кН·м.

Этому условию удовлетворяют пары Ф4К15М5 – сталь и чугун–сталь.

Для реализации выбранных характеристик были спроектированы упругие элементы буксового адаптера V-образной и U-образной формы, изготовленные из резины и полиуретана различной твердости.

Для боковых скользунов разработаны конструкции конусообразных упругих элементов и конструкция боковой опоры с наборными по высоте блочными элементами из полиуретана различной твердости, которые должны обеспечить стабильные характеристики (при релаксации не более 7...10 % от статического прогиба) при эксплуатации.

Упругие элементы боковых скользунов должны обеспечить предварительное поджатие 20...22 кН при прогибе 20 мм и динамический прогиб не менее 10 мм.

Надрессорная балка разрабатывалась под пяту увеличенного диаметра до 350 мм и уширенные клинья фрикционного узла. При разработке клиньев реализуется уменьшенный коэффициент трения на наклонной поверхности клина «полиуретан–сталь» и значение коэффициента трения равное 0,4 – на вертикальной поверхности «чугун–сталь».

Предусмотрено два исполнения балок: под конусообразные упругие скользуны, под скользуны с наборными по высоте полиуретановыми блочными элементами или пружинами, установленными в трубах надрессорных балок.

В подпятник для улучшения взаимодействия с пятой кузова запрессовывается закаленная втулка толщиной 12 мм из стали 40Х и устанавлена плавающая прокладка толщиной 6 мм. В пятниковом узле опробованы различные виды сухой смазки. Для их длительной сохранности в подпятнике применяется упругое защитное кольцо.

Во ВНИКТИ был спроектирован и изготовлен комплекс стендового оборудования, на котором определены упруго-диссипативные, релаксационные и ресурсные характеристики упругих элементов. Полученные результаты по ресурсу показывают возможность установки разработанных упругих элементов под вагоны для проведения предварительных, приемочных и пробеговых испытаний.

Испытания по воздействию на путь в кривой радиусом 300 м были проведены с тремя вариантами буксовых амортизаторов различной твердости:

из полиуретана однослойные твердостью
 60 единиц;

из полиуретана двухслойные твердостью
 80 единиц;

из резины двухслойные твердостью 60 единиц.

Испытания показали, что жесткостные характеристики элементов буксовых адаптеров оказывают существенное влияние на величину кромочных напряжений в рельсах. При упругих элементах буксовых адаптеров с продольной жесткостью 3 МН/м и поперечной 4 МН/м – полуразность кромочных напряжений в рельсах в кривой радиуса 300 м под тележкой ВНИКТИ в 1,2...1,4 раза меньше в зависимости от непогашенного ускорения, чем под тележкой 18-194. Это свидетельствует о том, что в этом случае колесные пары тележки ВНИКТИ принимают установку близкую к радиальной.

Результаты проведенного компьютерного моделирования: также показывают, что при движении в кривых груженого вагона работа сил трения гребней колес под тележкой ВНИКТИ снижается на 34%, по сравнению с тележкой 18-194.

Максимальные кромочные напряжения в рельсах и их полуразности от воздействия полувагона на тележках ВНИКТИ с осевой нагрузкой 245 кН меньше, чем от воздействия тепловоза 2ТЭ116 с осевой нагрузкой 230 кН. Это показывает, что воздействие на путь в кривых участках пути вагона с осевой нагрузкой 245 кН не выше, чем вагона на серийных тележках 18-100 с осевой нагрузкой 225 кН.

В настоящее время в соответствии с Указанием МПС изготовлена опытная партия сварных элементов тележек. Изготовлены вагонокомплекты упругих элементов для боковых скользунов постоянного замыкания и буксовых адаптеров тележек.

Разработаны чертежи литых элементов рам и надрессорных балок. Конструкции разработанных ВНИКТИ литых элементов тележки с нагрузкой 25 тс на ось базируются на разработках конструкции сварных элементов и являются взаимозаменяемыми. Литые балки и рамы должны пройти цикл стендовых и ходовых динамико-прочностных испытаний по определению предела выносливости. На литых балках и рамах предусмотрено применение всех элементов, что и на сварных конструкциях, в том числе съемного подпятника из легированной стали с высокой твердостью рабочих поверхностей и безремонтным пробегом не менее 1 млн км.

В III квартале 2004 г. будут проведены предварительные динамико-прочностные испытания тележек со сварными и литыми рамами и вагоны будут представлены на экспериментальное кольцо ВНИИЖТ для проведения пробеговых и приемочных испытаний.

В.С. КОССОВ, д-р техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия) Ю.А. ПАНИН, ФГУП ВНИКТИ (Россия)

СНИЖЕНИЕ ФРИКЦИОННОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В КРИВЫХ

Приводиться концепція комбінованої лубрікації рейок, результати теоретичних та експериментальних досліджень її ефективності.

Приводится концепция комбинированной лубрикации рельсов, результаты теоретических и экспериментальных исследований ее эффективности.

The concept of combined rail lubrication, the results of theoretical and experimental researches of its efficiency are considered.

ВНИКТИ более 10 лет занимается проблемой «колесо-рельс». За это время разработана, успешно внедрена и продолжает расширяться лубрикация рельсов по технологии ВНИКТИ.

На девяти дорогах эксплуатируются 102 рельсо-смазывателя конструкции ВНИКТИ (рис. 1), от-личительной особенностью которых от аналогов является бесконтактное нанесение смазочного покрытия на боковую грань головки рельса. Конструкция рельсосмазывателя постоянно совершенствуется. Так, например, снижено потребление воздуха на нужды поддержания смазки в рабочем состоянии в бакахсмесителях рельсосмазывателя до размеров естественных утечек из пневмосистемы локомотива, устранен шум, производимый бакомсмесителем. Эксплуатационная скорость поднята до 70 км/ч и введена зависимость подачи смазки от скорости движения локомотива. По официальным данным [1] благодаря применению автономных рельсосмазывателей остановлен рост подреза гребней на сети железных дорог России. Теперь акцент эффективности применения лубрикациии смещается в сторону снижения энергетических затрат на тягу поездов. Перед железнодорожной наукой поставлена задача повышения экономии энергоресурсов [2]. Достижению указанной цели давно служит применяемая на сети железных дорог технология лубрикации боковой грани головки рельса. По данным [3] подобная технология позволяет за счет снижения фрикционного сопротивления в кривых снизить потребление энергоресурсов на тягу поездов до 9 %. Эффект лубрикации боковой грани головки рельса наружной нитки кривой с точки зрения экономии энергоресурсов этим и ограничивается. Технология лубрикации боковых граней головок рельсов по большому счету себя исчерпала. Поэтому целям экономии энергоресурсов, которые напрямую зависят от снижения фрикционного сопротивления в кривых, на данном этапе уделяется за рубежом, а теперь и в России, особое внимание.

Замечено [4], что при смазывании только боковой грани головки рельса существует некоторое увеличение сил воздействия на путь. В США и Канаде давно обратили внимание [5] на эффект снижения бокового воздействия на путь при дополнительном смазывании поверхности катания внутреннего рельса кривой.



Рис. 1. Внешний вид рельсосмазывателя

С целью изучения этого эффекта ВНИКТИ провел ряд натурных экспериментов с привлечением специалистов из БГТУ. Каждый натурный эксперимент был смоделирован на компьютере, что позволило получить предварительные теоретические данные проводимого эксперимента.

Компьютерное моделирование проводилось для трехосной тепловозной тележки при следующих вариантах трибологического состояния головок рельсов.

Вариант 1 – коэффициент трения скольжения в возможных точках контакта колесной па-

ры с рельсами (рассматривается двухточечный контакт колеса с рельсом) одинаков и равен 0,3 (исходный вариант).

Вариант 2 – коэффициент трения скольжения в контакте между гребнем левого (по ходу движения) колеса с боковой поверхностью и выкружкой наружного рельса равен 0,1 (смазывание боковой грани головки наружного рельса), в остальных точках контакта – 0,3.

Вариант 3 – коэффициент трения скольжения гребня левого колеса по боковой грани головки наружного рельса и поверхности катания правого колеса по внутреннему рельсу равен 0,1, в остальных точках контакта – 0,3.

На рис. 2, 3 приведены изменения показателей, по которым оценивалось влияние лубрикации на рамные, боковые и направляющие силы, углы набегания, факторы износа, для режимов выбега и тяги в зависимости от скорости.

На рис. 2 видно, что рамные силы во всех трех вариантах трибологического состояния практически не меняются. Это объясняется природой рамных сил, которая напрямую связана с силами инерции обрессоренных масс. Во втором варианте наблюдается незначительный их рост в пределах 5...7 %. Направляющие силы, боковые давления во втором варианте также вырастают на 5 %. Однако в третьем варианте, то есть при дополнительном смазывании, еще и поверхности катания внутреннего рельса боковые давления и направляющие силы снижаются в 1,5...2 раза. Этот интересный факт можно объяснить уменьшением поперечной составляющей сил трения внутреннего колеса. Надо отметить, что угол набегания при всех трех вариантах практически одинаков и изменяется только с ростом скорости в пределах от 12,5 до 11.10-3 рад. Во втором и третьем вариантах наблюдается резкое снижение (в 3...5 раз) факторов износа по удельной работе сил трения Фа и фактору износа по мощности трения Ф_с (см. рис. 3). В результате компьютерного моделирования также получены значения сил продольного и поперечного крипа. В табл. 1 показано изменение их от скорости. Таблица наглядно демонстрирует, что поперечный крип ППК на колесную пару по второму варианту несколько увеличился (2...3 %), а по третьему варианту снизился даже на 30 % при скоростях движения 30...50 км/ч и на 10...13 % - при скорости 70 км/ч. Силы продольного крипа на левых колесах снизились: в вариантах 2 и 3 в 1,5...1,8 раза, а на правых колесах – в 5...8 раз.

Таблица 1

Номер Обозначение крина на		Скорость, км/ч				
варианта	соозначение крипа на	30	50	70		
лубрикации	колеее	Поперечные силы крипа	первой колесной пары в	режиме выбега, кН		
	ППК11	17,5	18,7	22,8		
1	ППК12	31,8	28,8	21,5		
	На кол. пару	49,3	47,5	44,3		
	ППК11	21,8	23,5	28,8		
2	ППК12	31,9	29	21,9		
	На кол. пару	53,7	52,5	50,7		
	ППК11	24,5	26	30,5		
3	ППК12	10,9	10,0	7,7		
	На кол. пару	35,4	36	38,2		

На рис. 4 приводится распределение сил продольного и поперечного крипа и трения в забеге по колесным парам первой тележки в режиме тяги на скорости 30 км/ч. Здесь видно, что при втором варианте в 3 раза уменьшаются продольные силы трения на гребнях набегающих на этот рельс колес и одновременно возрастают продольные силы крипа, так как сила тяги в основном реализуется на поверхностях катания колес, поперечные силы крипа изменяются незначительно. При дополнительном смазывании поверхности катания внутреннего рельса по третьему варианту происходит уменьшение в 2,5 раза поперечных сил крипа на набегающей колесной паре, в 8 раз силы трения на гребне набегающего колеса и увеличение продольных сил крипа на колесах, перемещающихся по наружному рельсу, таким образом, появляется момент, отворачивающий колесные пары от наружного рельса в кривой.

В табл. 2 приведены моменты сопротивления повороту передней тележки, создаваемые силами в контакте колес с рельсами для рассматриваемых вариантов смазывания рельсов.

Номер варианта	Момент сопротивления	Угол набегания тележки,	Полюсное расстояние Х ₁ , м
лубрикации	повороту тележки, кН/м	рад	
1	298,51	0,0129	3,87
2	290,23	0,0132	3,96
3	68,61	0,0125	3,72

По табл. 2 видно, что лубрикация по варианту два, то есть нанесение смазочного покрытия на боковую грань головки рельса, ненамного уменьшает момент сопротивления повороту тележки. Лубрикация по третьему варианту (дополнительное смазывание поверхности катания внутреннего рельса) этот момент уменьшает в 4,3...5 раза.

Трибологическое состояние поверхностей головок рельсов оказывает существенное влияние на тяговые качества локомотивов. Многолетним опытом эксплуатации тягового подвижного состава на рельсах, подвергшихся лубрикации боковой грани в кривых участках пути доказано, что эта технология лубрикации не вызывает отрицательных последствий в реализации тяги локомотивом. При смазывании боковой грани головки наружного рельса в кривой уменьшается работа сил трения скольжения гребней набегающих колес на этом рельсе и, следовательно, уменьшается величина дополнительной составляющей сопротивления движению локомотива в кривых. Сравнение продольных сил крипа колес, которые реализуют силу тяги в контакте, особенно при наименьшей из рассмотренных скоростей движения V=30 км/ч (рис. 4) (максимальная сила тяги), показывает, что существенных изменений этих сил нет, но смазывание поверхности катания приводит к снижению коэффициента трения и сцепления колес с рельсами. Возникает естественное опасение в возможной потере тяги локомотивом. Рассмотрим механизм перераспределения тяги по колесам поподробнее.

Для начала следует определить силу тяги, реализуемую каждой колесной парой и в целом локомотивом при первом и третьем вариантах лубрикации рельсов. Сила тяги каждой колесной пары определяется из суммы продольной силы крипа на каждом колесе и силы трения на гребне набегающего на рельс колеса. Результаты теоретических расчетов для скорости 30 км/ч приводятся в табл. 3.

Таблица 3

Номер	Сила тяги по осям тепловоза, кН					Сила тяги	
варианта	1	r	3	4	5	6	на локомо-
лубрикации	1	2	5	4	5	0	тив, кН
1	35,4	36,2	36,1	34,5	35,0	36,4	213,5
3	35,1	35,6	38,7	35,3	35,7	36,4	216,8

Суммарная сила тяги на локомотив по третьему варианту лубрикации даже несколько выше, что можно объяснить снижением дополнительного сопротивления в кривой, на преодоление которого расходовалась часть мощности локомотива. Суммарные силы крипа по колесам, являющиеся векторными суммами двух составляющих (продольной и поперечной), определим по формуле

 $\mathbf{F}_c = \sqrt{\boldsymbol{\Pi} \mathbf{P} \mathbf{K}^2 + \boldsymbol{\Pi} \boldsymbol{\Pi} \mathbf{K}^2} \,.$

Результаты расчетов сил в контакте колес с рельсами для реализации тяги на скорости движения 30 км/ч приводятся в табл. 4.

Анализируя данные табл. 4, можно сказать, что большая часть силы тяги реализуется все же правыми колесами, то есть колесами, движущимися по внутреннему рельсу. Разница сил крипа на левом и правом колесах существенна. На смазанных же рельсах большая часть силы тяги реализуется левыми колесами, а разница между левым и правым колесами по продольным силам крипа уже меньше. Сравнивая суммарные силы крипа и силу трения скольжения соответствующих колесных пар, можно заметить, что запас по трению, то есть разница между этими силами, при несмазанных рельсах неоспоримо больше смазанных, исключая набегающее левое колесо первой оси, сильно разгруженное в точке контакта поверхностей качения колеса и рельса. В обоих вариантах лубрикации первая колесная пара является лимитирующей по силе тяги. Правые колеса катятся по смазанной поверхности внутреннего рельса на пределе по сцеплению, но левые колеса, катящиеся по наружному рельсу, имеют некоторый запас по трению, поэтому срыва колесных пар при боксовании не наблюдается. Нормальные нагрузки в первом варианте в точках контакта колес с рельсами меньше, чем в третьем варианте. Если просуммировать все нормальные силы варианта 1 и варианта 3, то получится соответственно N1=1227,6 кН и N1=1300,3 кН, то есть значительная часть вертикальной нагрузки при несмазанных рельсах передается через гребни набегающих колес из-за действия большой направляющей силы. Разница в направляющих силах левого набегающего колеса первой колесной пары для вариантов лубрикации 1 и 3 составляет 49,8 кН.

Для проведения натурных экспериментов был сформирован состав, состоящий из секции

тепловоза 2ТЭ116, вагона-лаборатории и порожнего полувагона. Состав прокатывался в кривой R = 300 м по одним и тем же рельсам в разные временные периоды с разным трибологическим состоянием поверхностей головок рельсов. Был выбран участок кривой длиной 100 м, оборудован тензометрическими датчиками для определения бокового воздействия на путь экспериментальным составом. Трибологическое состояние поверхностей рельсов определялось инструментально – трибометром конструкции ВНИКТИ. Было три варианта трибологического состояния поверхностей рельсов. Результаты измерений приведены в табл. 5.

Таблица 4

Вариант лубрикации 1 (не смазанные рельсы)							
No roteco	ПРК ин	ППК "н	E wH	Сила			
JNº KOJIECa	ПГК, КП	ППК, КП	Г _с , КП	грузка N, кН	трения, кН		
11	6,6	17,5	18,7	64,5	19,35		
12	15,8	26,6	30,94	104,6	31,38		
21	7,0	20,5	21,66	79,6	23,88		
22	21,3	27,6	34,86	123,7	37,11		
31	2,1	9,6	9,82	96,4	28,92		
32	34,0	5,6	34,46	127,6	38,28		
41	70	20,2	21,38	72,1	21,63		
42	17,4	29,5	34,25	119,3	35,79		
51	6,0	22,6	23,38	88,9	26,67		
52	21,1	26,8	34,11	125,4	37,62		
61	6,6	-2,6	7,09	115	34,5		
62	29,8	-1,0	29,80	110,5	33,15		
Вариант лубрикации 3 (смазана боковая грань головки наружного							
рельса и поверхность катания внутреннего f=0,1)							
<u>11</u> <u>23,6</u> <u>13,8</u> <u>26,94</u> <u>91,0</u> <u>27,3</u>							
12	9,9	4,8	11,00	110,4	11,04		
21	24,0	13,5	27,54	96,0	28,8		
22	11,6	4,2	12,24	122,1	12,21		
31	23,5	1,2	23,53	100,6	30,2		
32	12,1	0,21	12,10	122,6	12,26		
41	23,8	14,8	28,03	94,3	28,29		
42	11,5	4,9	12,50	125,9	12,95		
51	21,4	8,5	23,33	99,6	29,88		
52	12,3	1,6	12,4	115,7	11,57		
61	23,1	-23,6	33,02	123,1	36,93		
62	9,1	-3,6	9,78	99,0	9,9		

Таблица 5

Место измерения коэффициента трения на головке	Вариант	Вариант	Вариант
рельса	лубрикации 1	лубрикации 2	лубрикации 3
Боковая поверхность головки наружного рельса	0,30,35	0,08	0,08
Поверхность катания внутреннего рельса	0,140,27	0,140,27	0,08

На рис. 2 приведены значения полуразностей кромочных напряжений и боковых сил, действующих на наружный рельс от первой и четвертой осей тепловоза 2ТЭ116. Аналогичные зависимости наблюдаются и при прохождении вагона-лаборатории и полувагона. Результаты приведенных натурных испытаний, также как и результаты компьютерного моделирования, подтвердили эффективность смазывания поверхности катания внутреннего рельса при одновременной лубрикации боковой грани головки наружного рельса. Так, для набегающей первой оси в диапазоне скоростей 30...70 км/ч в варианте 3 по сравнению с исходным вариантом 1 полуразность кромочных напряжений снижается на 23...61 %, боковые силы – на 28...50 %.

Второй эксперимент, проведенный BO ВНИКТИ, был посвящен определению сопротивления движению подвижного состава, а именно секции тепловоза 2ТЭ116 порожнего полувагона и вагона-лаборатории при трибологическом состоянии поверхностей рельсов, показанным в табл. 5. Испытания показали, что при нанесении смазки одновременно на боковую поверхность наружного рельса и на поверхность катания внутреннего рельса для экипажей с трехосными тележками общее снижение основного и дополнительного сопротивления составляет от 22,6 % в кривой радиусом 620 м и до 34,5 % - в кривой радиусом 300 м. Для экипажей с двухосными тележками общее снижение основного и дополнительного сопротивлений в круговых кривых для груженых вагонов составляет приблизительно 7,5 %, для порожних вагонов - 5,7 %.

Таким образом, расчетами и экспериментально установлено, что целенаправленным изменениям трибологического состояния рельсов в кривых малого радиуса (коэффициент трения боковой поверхности наружного рельса составляет 0,06...0,15, поверхности катания наружного рельса – 0,25...0,35, внутреннего рельса - 0,15...0,20) можно уменьшить сопротивление движению локомотивов в 1,6...1,8 раза, боковое воздействие экипажа на путь - на 30...60 %, фактор износа по удельной работе сил трения на гребнях направляющих колес - в 4...11 раз в зависимости от скорости. Однако с точки зрения реализации силы тяги локомотивов существующая на данном этапе лубрикации практика некачественного нанесения лубрикантов на боковую грань головки наружного рельса в кривой, то есть случайные занесения смазки на поверхность катания рельса, может свести на нет все попытки внедрения комбинированной лубрикации, то есть дополнительного смазывания поверхности катания головки внутреннего рельса. Это одна из причин, почему на железных дорогах США стала широко применяться технология со стабилизированным коэффициентом трения на поверхности катания, который достигается за счет внедрения в качестве смазочного материала так называемого модификатора трения (смазочной композиции с коэффициентом трения в пределах 0,2...0,3). Подобная технология является компромиссом между комбинированной лубрикацией с одинаковым коэффициентом трения и применением активаторов трения, повышающих коэффициент сцепления.

В 2002 году разработана конструкция рельсосмазывателя для комбинированной лубрикации на базе существующих рельсосмазывателей ВНИКТИ. Были проведены натурные эксперименты по отработке технологии нанесения модификатора трения, который представляет собой жидкую субстанцию, наносимую на рельс методом мелкодисперсного распыла. Отособенностью личительной технологии ВНИКТИ является бесконтактное нанесение на рельс как лубриканта (смазочного вещества), так и модификатора. Конструкция рельсосмазывателя для комбинированной лубрикации предусматривает навешивание оборудования на все типы локомотивов и смазывание рельсов после локомотива последней колесной пары перед колесами следом идущего вагона. Характеристики модификатора и лубриканта подобраны с расчетом прохода 200 колесных пар, то есть количества осей одного состава.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Стратегическая программа обеспечения устойчивого взаимодействия в системе «колесорельс». – М., 2004.
- 2. Богданов В.М., Захаров С.М. Современные проблемы системы «колесо–рельс» // Железные дороги мира. – 2004. – № 1. – С. 57-62.
- 3. Продление срока службы рельсов и колес // Железные дороги мира. 2000. № 9. С. 62-65.
- Улучшение взаимодействия подвижного состава и пути // Железные дороги мира. 2003. – № 2. – С. 48-53.
- 5. Энергетические испытания при смазке боковой поверхности рельса. США: Отчет ААR, 1997.



Рис. 2. Зависимость рамных, боковых и направляющих сил от трибологического состояния рельсов в кривой R = 300 м. Профиль конический



Рис. 3. Зависимость угла набегания, удельной работы и фактора износа от трибологического состояния рельсов в кривой R = 300 м



Рис. 4. Распределени сил продольного и поперечного крипа и трения в забеге по колесным парам первой тележки, v = 30 км/ч, режим тяги




УДК 004.94:629.4

В.С.КОССОВ, д-р техн. наук, ФГУП ВНИКТИ МПС (Россия) Э.М. СОРОЧКИН, инженер, ФГУП ВНИКТИ МПС (Россия) Г.С. МИХАЛЬЧЕНКО, д-р техн. наук, профессор, БГТУ (Россия) Д.Ю. ПОГОРЕЛОВ, д-р физ.-мат. наук, профессор, БГТУ (Россия) В.А. СИМОНОВ, канд. техн. наук, доцент, БГТУ (Россия)

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА МЕТОДАМИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЕГО ДИНАМИКИ

В роботі приводяться результати досліджень розробленої у ВНІКТІ МПС конструкції візка вантажного вагона с підвищеним до 250 кН навантаженням від оси на рейку.

В работе приводятся результаты исследований разработанной во ВНИКТИ МПС конструкции тележки грузового вагона с повышенной до 250 кН нагрузкой от оси на рельс.

Some results of designing a three-piece bogie of a freight coach with the help of a precise computer model are presented. The computer model is developed using the Universal Mechanism software. The Hierarchy Analysis Process is applied to choose the rational solution in the parameter space of the model.

При разработке конструкции тележки грузового вагона с повышенной до 250 кН нагрузкой от оси на рельс во ВНИКТИ МПС (Коломна) для обоснования выбора технических решений использовалась компьютерная модель вагона (рис. 1), созданная средствами UMLoco, входящего в состав программного комплекса «Универсальный механизм», разработанного в Брянском государственном техническом университете [1].



Рис. 1. Модель полувагона

Модель построена с учетом основных особенностей конструкции трехэлементной тележки грузового вагона и включает 19 абсолютно твердых тела (кузов, две надрессорные балки, 4 боковых рамы, 8 клиньев, 4 колесные пары) и имеет 114 степеней свободы (по 6 степеней свободы для всех тел. В модели предусмотрены: билинейная характеристика рессорного подвешивания, упруго-роликовые опоры (УРО) в скользунах надрессорной балки, упругие элементы между буксой и боковиной.





Рис. 2. Модель тележки, боковины, надрессорной балки и клина

На основе специально разработанных алгоритмов моделируется фрикционное контактное взаимодействие в пятниковом узле, в клиновой системе, в скользунах и опорах боковин на буксы (в случае жесткого опирания) [2]. Представление каждого клина тележки отдельным твердым телом позволяет изучать влияние его геометрии и фрикционных свойств рабочих поверхностей на динамику экипажа. Для моделирования взаимодействия в контакте «колесо рельс» доступными являются средства, использующие как упрощенную теория на основе алгоритма FASTSIM, так и негерцевскую модель контакта [3]. Это, в свою очередь, позволяет выполнять оценку работы сил трения в зонах скольжения контакта и использовать ее как один из показателей износа профилей колес.

В процессе проектирования тележки анализу подвергались: а) параметры, определяющие фрикционные свойства на рабочих поверхностям клина; б) варианты конструктивного исполнения клиновых пружин рессорного подвешивания вагона; в) конструктивные варианты опирания боковин на буксы с использованием специальных промежуточных элементов с различными упруго-диссипативными свойствами; г) фрикционные параметры опор кузова на надрессорную балку в пятниковом узле и на скользуны.

Для обоснования выбора технических решений применялась новая методика [4], позволяющая использовать одновременно несколько показателей динамических качеств (например: боковые и рамные силы, коэффициенты динамики, коэффициенты безопасности по всползанию колеса на рельс, работа сил трения гребней о рельс и т.д.) с учетом различных условий функционирования объекта (разные скорости движения, прямые и кривые участки пути, порожний или груженый режимы движения, различные профили колес и т.д.). Далее кратко приводятся некоторые результаты, полученные с помощью компьютерного моделирования.

Обоснование выбора коэффициентов трения на поверхностях клина и типа клиновых пружин

Рассмотрены различные сочетания коэффициентов трения на наклонной f_н и вертикальной f_в трущихся поверхностях клина для двух вариантов конструктивного исполнения рессорного подвешивания. Первый - с билинейной характеристикой всех, в том числе и клиновых пружин, второй имеет клиновые пружины с линейной характеристикой. В данном случае тележки рассмотрены без буксовых упругих элементов, но предусмотрены упругие роликовые опоры в скользунах с поджатием 10 кН. Ниже приведены результаты интегрированного анализа, выполненного при движении вагона по прямым участкам пути по следующим пяти показателям: 1) боковые силы; 2) рамные силы; 3) коэффициент устойчивости по всползанию колеса на рельс (КУ); 4) коэффициент динамики пружин по прогибам (КД); 5) поперечные ускорения кузова в районе пятника (a_v).

При этом учтены следующие условия функционирования: скорости движения: 60, 80, 100 и 120 км/ч.; порожний и груженый режимы движения. Альтернативные варианты, из которых предстояло сделать выбор (10 альтернатив), приведены в табл. 1.

Таблица 1

Альтернативные варианты конструкции

Исходный		A1	A2	A3	A4	A5
вариант кли-	$f_{\scriptscriptstyle\rm H}$	0,3	0,1	0,1	0,15	0,15
новых пружин	$f_{\scriptscriptstyle B}$	0,3	0,2	0,4	0,2	0,4
Новый вари-		A6	A7	A8	A9	A10
ант клиновых	$f_{\scriptscriptstyle \rm H}$	0,3	0,1	0,1	0,15	0,15
пружин	$f_{\scriptscriptstyle B}$	0,3	0,2	0,4	0,2	0,4

Векторы приоритетов показателей на множестве условий функционирования (табл. 2) получены с учетом их относительных значений и последующей нормировкой (сумма элементов вектора равна 1). Относительные значения показателей рассчитывались путем деления фактических значений на предельно допустимые (по Нормам МПС РФ).

Таблица 2

Векторы приоритетов показателей на множестве условий функционирования

V,	Порожний						
км/ч	боков.	рамные	КУ	КД	a _y		
60	0.0921	0.2005	0.3569	0.1628	0.1878		
80	0.0822	0.1973	0.3242	0.2003	0.1960		
100	0.0563	0.1344	0.2390	0.3937	0.1766		

120	0.0453	0.1331	0.2421	0.4089	0.1706				
V,		Груженый							
км/ч	боков.	Рамные	КУ	КД	a _y				
60	0.2957	0.1756	0.2700	0.1338	0.1249				
80	0.2622	0.1575	0.2343	0.1912	0.1549				
100	0.2298	0.1226	0.2293	0.2764	0.1420				
120	0.2024	0.1490	0.2068	0.2385	0.2033				

При формировании вектора приоритетов скоростей (табл. 3) учитывались данные вероятностного распределения скоростей порожнего и груженого вагонов в эксплуатации.

Как видно из табл. 3, скорость 100 км/ч для порожнего вагона не учитывается (имеет нулевой приоритет) при получении результата, поскольку некоторые показатели динамики на ней для ряда альтернатив превышают допустимые.

Таблица 3

Векторы приоритетов скоростей

Порожний вагон							
40км/ч 60 км/ч 80 км/ч 100 км/ч							
0,4	0,4	0,2	0,0				
Груженый вагон							
40 км/ч 60 км/ч 80 км/ч 100 км/ч							
0,3	0,4	0,25	0,05				

Ниже приведены гистограммы, отражающие предпочтения альтернатив для порожнего и груженого режимов движения вагонов. Минимальным значениям соответствует лучшее качество (решается задача минимизации).



Рис. 3. Порожний вагон. Предпочтения альтернатив для прямых участков пути



Рис. 4. Груженый вагон. Предпочтения альтернатив для прямых участков пути

Как следует из графиков на рис. 3 и 4, наиболее предпочтительными как для порожнего, так и для груженого вагона являются пятая и десятая альтернативы, которым соответствует наибольший коэффициент трения на вертикальной поверхности клина (пара трения клинбоковина). При этом выборе оба рассмотренных типа клиновых пружин выглядят эквивалентными.

Анализ характеристик опор кузова на надрессорную балку

Целью этого этапа проектирования был выбор характеристики упругих элементов УРО и коэффициентов трения в скользунах и пятниковом узле. Один из планов эксперимента включал два варианта УРО: с мягкой и жесткой характеристикой упругих элементов (рис. 5) с двумя возможными значениями их преднатяга (10 и 20 кН).



Рис. 5. Упругие характеристики УРО

Предварительный анализ показал, что при преднатяге 20 кН возможен отрыв пятника от подпятника при движении порожнего вагона со скоростями выше 80 км/ч по пути удовлетворительного состояния. В дальнейшем рассматривались лишь опоры с преднатягом 10 кН и мягкой характеристикой упругих элементов. Поэтому план дальнейших исследований предусматривал анализ четырех альтернативных вариантов, полученных варьированием на двух уровнях коэффициентов трения в опорах (0,2 и 0,4) и пятнике (0,1 и 0,3). В качестве пятой альтернативы для сравнения рассмотрен вагон на серийных тележках типа 18-100 с нагрузкой от оси на рельс 230 кН. Условия эксперимента предусматривали изучение порожнего и груженого режима движения по прямому и кривому участкам пути радиусом 300 м с различными скоростями.

При моделировании принята величина коэффициента трения в скользунах 0,4, а в пятнике – 0,3. Эти значения получены, как и при выборе фрикционных параметров клиньев, на основе обоснования по иерархической схеме [4], позволяющей в наглядной форме интерпретировать результаты, содержащиеся в большом объеме информации, при наличии противоречивых показателей качества. Выбор осуществлен с учетом ускорений пятника, рамных и боковых сил, коэффициентов безопасности по всползанию, работы сил трения гребней при прохождении кривой.

Анализ параметров упругих буксовых амортизаторов

Изучалось влияние продольной C_x и поперечной C_y жесткости упругих буксовых амортизаторов. Установлено, что заметное влияние на динамические показатели и показатели износа гребней колёс в кривых участках пути оказывает продольная жёсткость. В численном эксперименте она варьировалась в пределах 1,6...9,4 МН/м.

Влияние параметра C_x при движении в прямых участках пути заметно проявляется при изменении его от 1,6 до 4,7 кН/м (улучшение на 18...23% по рамным силам и ускорениям и 9% по боковым силам). Увеличение этого параметра от 4,7 до 9,4 кН/м не приводит к существенным изменениям динамических показателей. Параметр поперечной жесткости C_y при его варьировании в пределах от 4,7 до 9,4 МН/м, не оказывает заметного влияния на динамику движения в прямых участках пути как порожнего, так и груженого вагона.

При движении в кривых основным критерием служила работа сил трения гребней при прохождении кривой, которая характеризует их износ.

Установлено, что он зависит от параметра C_x и не зависит от параметра C_y при варьировании их в указанных выше пределах. Лучшие (на 12...17 % по набегающим осям) условия при вписывании в кривые обеспечивает минимальное значение параметра $C_x=1,6$ МН/м. По сум-

марной работе сил трения улучшение составляет 9 %. График на рис. 6 иллюстрирует распределение работы сил трения гребней колесных пар вагона для двух значений параметра C_x.

В заключение были проведены численные эксперименты с вагоном на серийных тележках типа 18-100 и нагрузкой от оси 230 кН и вагона на новых тележках с осевыми нагрузками 250 кН, билинейным рессорным подвешиванием и выбранными рациональными параметрами упругих буксовых элементов и упругороликовых опор.

Установлено, что при движении в кривых участках пути проектный экипаж имеет лучшие динамические показатели, чем вагон на тележках типа 18-100 с нагрузкой от оси 230 кH, а в прямых – практически одинаковые. В частности, в кривой R=300 м вагон на новых тележках имеет преимущество по коэффициенту безопасности по всползанию на 30 % для порожнего вагона и на 16% для груженого. При движении в кривой R=600 м груженый вагон на новых тележках имеет преимущество по работе сил трения гребней колес на 34 %, а порожний по коэффициенту безопасности – на 20 %.



Рис. 6. Работа сил трения бандажей колесных пар вагона при прохождении кривой R = 300 м со скоростью 70 км/ч

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования // Тяжелое машиностроение. – 2003. – № 12. – С. 2-5.
- Погорелов Д.Ю., Павлюков А.Э., Юдакова Т.А., Котов С.В. Моделирование контактных взаимодействий в задачах динамики систем тел // Динамика, прочность и надежность транспортных машин. – Брянск: БГТУ. – 2001. – С. 11-23.
- 3. R. Kovalev, V.N. Yazykov, G.S. Mikhalchenko, and D. Yu. Pogorelov Railway Vehicle Dynamics: Some Aspects of Wheel-Rail Contact Modeling and Optimization of Running Gears //Mechanics

Based Design of Structures and Machines, Volume 31, Number 3, 2003, pp. 315-335.
4. Симонов В.А. Иерархическая схема формирования комплексных показателей, определяю-

щих ходовую динамику подвижного состава // Вестник Восточно-укр. нац. ун-та. – 2003. – $N_{2} 9. - C. 46-52.$

УДК 629.4

S. KREC, D.Sc., Associate Professor, Zagreb (Republic of Croatia)

S. JANJANIN, D.Sc., Zagreb (Republic of Croatia)

A. STIPETIC, D.Sc., Professor, Zagreb (Republic of Croatia)

SIMULATION MODEL OF TRAIN MOVEMENT IN SMALL-RADIUS CURVES

Движение поездов по криволинейным участкам пути определено в виде поперечных колебаний системы «поезд – путь». Имитационная модель системы составлена на языке MATLAB. В кривых малого радиуса при движении с максимально разрешенными скоростями система работает в экстремальных условиях, вызывающих высокие напряжения как в экипаже, так и в железнодорожном пути. Кроме того, система при этом работает на пределе с точки зрения безопасности движения. Необходимость количественного определения износов железнодорожного пути и поездов, оценки безопасности движения и комфортабельности особенно актуальна в настоящее время в связи с введением в эксплуатацию поездов с наклоняемым кузовом, для которых поперечные колебания поезда весьма значительны. Имитационная модель также включает в себя возможность подготовки к измерениям и экспериментальным исследованиям, поскольку позволяет получить достаточно точные результаты, появления которых можно ожидать при проведении ходовых испытаний в нормальных или экстремальных условиях, что приводит к экономии времени и затрат.

Introduction

A new field in this work are the oscillating systems lateral direction to the train movement. The idea is to develop simulation models which will prove and quantify the existence of lateral vehiclerail high frequencies oscillations, that may be a significant cause of the vehicle and rail wear, that could affect the comfort and safety of travelling and that could be the source of noise generated by the moving train. The problem will be specially emphasised once the tilting trains are introduced into traffic.

This work studies the oscillating vehicle-rail system in the lateral direction, as well as its behaviour in small-radius curves of the railway line. The attempt is made to define this system and to develop its simulation model in order to prove its existence and to obtain the tools for further research of the system's behaviour.

The same as in previous works, this one will be also based on our already tested approach which is to define the system and its physical model, to define the mathematical model of the system and to develop the simulation model, to record the movement values on the simulation model and to make available testing of the procedure and the simulation model, where possible, also using all the available data from other sources.

The final testing of the simulation model would be provided by the measurements on the actual vehicle and actual railway line.

This work will briefly describe the development of the simulation models of the oscillating system of the wheelset on a straight line, and then the simulation model of the lateral oscillating vehicle-rail system on the section of the railway line featuring small-radius curves.

Defining the oscillating system of the wheelset and its physical model

The first step is the defining of the oscillating system of the wheelset in the lateral direction on a straight railway line. After that we will add the car body to the system

The task is not so simple, since this oscillating system is not as noticeable as for instance the vertical oscillating system of the same wheelset, where one can nicely see the springs and shockabsorbers as standard elements of the oscillating systems. Can this oscillating system be defined and can its simulation model be successfully developed? What would be an acceptable proof of its existence? If this can be done, can the simulation model at least partly explain and quantify the past inexplicable occurrences, such as for example, the generation of wheel noise in movement along the lines, and other phenomena?

If the scheme of the wheelset laid on the tracks according to the Figure 1 is considered, some elements of the oscillating system can be seen, which is the mass of the wheelset and the conical loose wheel-rail contacts, which can certainly feature the changeable forces acting on the wheels, and cause lateral movements of the wheelset mass.

Any asymmetry in the position of the wheelset on the rails appears as a disturbance in the system and causes differences in the components of the active lateral forces, resulting in misbalance of forces and the resulting force acts on the mass, bringing it into dynamic condition. This immediately causes the forces of inertia, as well as the forces of friction between the wheels and the rails in the lateral direction.



Fig. 1. Scheme draft of the wheelset

The conicity of the contact plane between the wheels and the rails is variable in the real system with the wheelset moving left – right within the allowed range of movement. During such movements, the conicity of contact of the left and right wheel differs a lot, also resulting in great differences both of the lateral active forces and of the friction forces, and all of these together introduce great disturbance into the system.

The Figure 1 shows also the main axes of the Y-Z coordinate system, in which the lateral movement as well as the displacement of this system with relation to the symmetrical axis of the wheelset will be analysed.

It is necessary to enter the shape of the wheel profile as input value into the model of the oscillating system of the wheelset in the lateral direction, in order to be able to calculate the current angles of the variable contact plane and all the trigonometric functions in the range within which the contact points are changing. These geometrical forms will be used to calculate the angles for the left and the right wheel profile, and then also their trigonometric functions tg, sin and cos.

Thus, the basic input data is the form of the wheel profile. The standard form of this profile has been taken, for the left and the right wheel and is entered into the simulation model according to Table 1.

When the system is stationary, the central regular position of the contact points of the left and the right wheel is $y0 = \pm 0.750$ m, and the form of the profile of the right wheel already is drawn in MATLAB from the data in the file whprofil.m presented in the Figure 2.



Table 1

$\sum \mathbf{y}$	Z	у
-y0-0.0650	0.1625	-0.8150
-y0-0.0322	0.1610	-0.7822
-y0-0.0000	0.1600	-0.7500
-y0+0.0050	0.1595	-0.7450
-y0+0.0100	0.1590	-0.7400
y0-0.0200	0.1578	0.7300
y0-0.0100	0.1590	0.7400
y0-0.0050	0.1595	0.7450
y0-0.0000	0.1600	0.7500
y0+0.0322	0.1610	0.7822
y0+0.0650	0.1625	0.8150



Fig. 2. Form of the wheel profile

Defining of the mathematical model of the system

If the form of the wheel profile has been given as a curve of the value pairs y and z according to Table 1, the derivation of the curve is easily calculated using MATLAB. With the known angles and their trigonometric functions, the lateral components of the active forces on the wheelset and the friction forces are defined according to the Figure 3.

The reactions of the rails are divided into two components: the component parallel to the current gradient (sin component) and the component perpendicular to the gradient (cos component). The component parallel with the gradient is the active force, and the perpendicular component multiplied by the coefficient of friction μ determines the friction forces which are, in the first version, multiplied by the function sign(-y'). The value of the coefficient of friction μ is still quite undetermined. The left and the right wheel are firmly fixed and with the axle form the mass *maw*, and the force of inertia is *-maw.y''*.



Fig. 3. Lateral forces on the wheel flange

The differential equation for the movement of the wheelset in the lateral plane are obtained according to

The obtained differential equation is the most important part of the mathematical model of the oscillating system in the lateral direction.

This mathematical model has been developed to observe the behaviour of the lateral oscillating system of the wheelset. For the moment the possible rotational (roll) or other movements of the wheelset around the longitudinal vehicle axis, etc. are not taken into consideration.

Development of the simulation model

The simulation model of the lateral oscillating system of the wheelset consists of three files

- control file sidirp.m;
- wheel profile file whprofil.m i;
- simulation file sidir.mdl.

Control file sidirp.m

This file has the usual functions, which are setting the initial values and parameters, calling the file whprofil.m, calculating of the coefficients for the simulation model, calling of the simulation file sidir.mdl and plotting instructions of the oscillating system values.

Wheel profile file whprofil.m

The form of the wheel profile is given in the form of a matrix according to Table 1. A sufficient number of y-z pairs is taken in order to obtain a smooth curve. An even better measure of the smoothness of the curve are the later values of derivation and trigonometric functions sin and cos, and therefore, subsequently new y-z pairs were added. A number of other instructions follow in this file until the necessary vectors are obtained.

Simulation file sidir.mdl

The simulation diagram consists of the common part and blocks Left wheel's lateral movement and Right wheel's lateral movement according to the preview Figure 4.

The Figure 4 shows the common part and the blocks for the left and the right wheel (and also the car body). The most important part of the simulation diagram is in the blocks Left wheel's lateral movement and Right wheel's lateral movement, but there is not enough room here for their description.



Fig. 4. Simulation diagram

Only the part of the differential equation for the left wheel using MATLAB syntax will be shown.

Yl = Yla + Ylf =(sinbetal*cosbetal*(-1))*Qil + . . .
(sign*(-mil)*cosbeta*cosbeta)*Qil.

This relation (in the first version) has been realised on the simulation model by blocks Product1, Gain3, Product3, Sign, Gain2, Product2, Product6, Product4 and Sum.

It is equal for the right wheel, with the only difference in the indices which are r (right).

Dynamic values in the simulation model

The described simulation model of the lateral oscillating system of the wheelset (and the car body) in straight movement of the vehicle has started to work after quite a long period of development.

The past studies of the simulation model have tested its logic behaviour, the logic behaviour of the lateral oscillating system of the wheelset as well as the relation of the values from the oscillating system.

All the tests should have proven the existence of the lateral high frequency oscillating system of the wheelset also during ride of the vehicle along a straight railway line.

Satisfactory results have been achieved with a variable calculating step and the choice ode45(Dormand-Prince) in the solver and will be presented in this study.

For the presentation of the operation of the simulation model and for the presentation of the behaviour of the lateral oscillating system, comprehensive research was carried out, such as e.g. the system in the stationary status, small disturbance due to the displacement of the wheel-rail contact point and disturbance due to the middle displacement of the contact point.

This work will present only some of the testing results.

Lateral forces from the conical wheel flange on the left and the right wheel of the stationary system are equal regarding the value but opposite according their action, so that they cancel each other out (Figure 5)



Fig. 5. Lateral forces in the stationary condition

Small disturbance due to the displacement of the wheel-rail contact point (ya0 = yc0 = 0.00001m) is most frequently the status of the lateral oscillating system of the wheelset in the direction of the railway line. Due to any disturbance the wheelset moves in the lateral direction and starts lateral movement in order to return to its stationary position. Is it, then the oscillations in the system occur and how is this seen on the simulation model? Which part of the characteristic noise in passing of the vehicle results precisely from the lateral oscillations of the wheelset?

The model was used to carry out research of the behaviour of almost all the values from the system depending on time or depending one on the other, which is mainly set by the control file sidirp.m.

Figure 6 presents a diagram of the lateral acceleration of the wheelset. This value is oscillating, which was to be expected.

The values of oscillation amplitudes are within the range in which they can be measured.



Fig. 6. Lateral oscillations of the wheelset

Since the variable step of integration is used, because the system is very stiff, the usual files for the frequent analysis cannot be used.

In the Figure 7 there is the lateral acceleration of the car body.



Fig. 7. Lateral oscillations of the car body

The lateral system of the wheelset is an oscillating system!

Finally, only the diagram of the longitudinal vehicle movement is given, in order to see the length of the railway line along which the process occurs (Figure 8)



Fig. 8. Vehicle longitudinal movement

Disturbance due to the middle displacement of contact point

Due to limited space here, only the possibilities of studying this phenomenon on this simulation model will be shown.

The initial middle displacement of the wheelset is 10 mm and the variable-step integration step is taken. The duration of integration can be short, in order to see what we are interested in. The lateral displacement, speed and acceleration are oscillating values. In the Figure 10 the form and the values of the curve of the lateral wheelset and car body speed can be seen.



Fig. 10. Lateral speeds in the line curve

Other values can also be seen from the oscillating lateral system of the wheelset, since their vectors are also within the Workspace of the computer.

All further research of the lateral oscillating system of the wheelset should be combined with the physical measurements.

Finally, it may be said that.

The assumption that in the lateral direction of the vehicle movement, the wheelset, car body and the track form a lateral high frequency oscillating system has been proven by means of a simulation model of this system. For the moment this assumption is only a hypothesis which needs to be proven by measurements.

Maybe the polished surface of the rail is argument of the existence of lateral oscillations of the wheelset of high frequencies? The rail is equally polished by empty cars as well as by loaded cars?

Up to now, these high frequencies of the lateral oscillating system could not be found through measurements, since the measuring instruments have filters to eliminate frequency ranges, but also the frequency of taking samples of the measuring values is not high (every 1 - 200 ms).

If these oscillations exist, then the acceleration and the forces are also of high frequencies, and the issue of unknown stresses is in the closed wheelset-rails chain.

Lateral oscillating system of the wheelset could be the most important source of noise generated by the moving vehicle.

SIMULATION OF LATERAL OSCILLATING VEHICLE-RAIL SYSTEM IN SMALL RADIUS CURVES

Introduction

How the lateral oscillating vehicle-rail system behaves in the railway line curves and how a simulation model of this system can be developed – this will be dealt with further in the text.

It is known in advance that new lateral forces and accelerations occur in the railway line curves, and they have to be included in the mathematical and simulation model as addition to the previous model.

The oscillating system of the wheelset in the lateral direction of the line is supplemented in defining the system, in physical, mathematical and simulation model. These additions are not minor, but are discussed here very briefly.

Supplementing the system and its physical model

The previous schematic figure of the vehicle on a straight line according to Figure 1 is inclined compared to the horizontal, and thus represents an inclined picture of the previous work, but with substantial additions. The body is separated from the wheelset by an elastic bond of very big constant of the spring *cy*. The mass *m* is now the total mass per axle, whereas m_{aw} is the mass of the axle and the wheels. New lateral force in the line curve Y_c acts as disturbance force in the lateral oscillating system. This force acts on the body mass and is transmitted on the wheelset and the rail causing dynamic conditions of the system. It may cause oscillations in the system.

When this lateral force occurs, the vehicle moves until the flange of the outer wheel in the curve comes into contact with the lateral side of the rail, and returns when the lateral force disappears. Apart from the high frequencies oscillation of the lateral oscillating system known from the previous work, low frequency oscillations occur both of the wheelset and of the car body.

The lateral force in the curves depends on the parameters of track geometry (elevation, curve radius, transition gradients, and transition radii), of vehicle (mass per axle, mass of axle and wheel, height of the centre of gravity, drive axles or car axles), of travelling speed and allowed lateral acceleration. The mathematical model will take the influences of all these parameters into consideration according to the data for the real railway line (section Zagreb – Rijeka) and a real vehicle (tilting train Pendolino - tilting system is off).

All the previous data for the oscillating system of the wheelset in the lateral direction such as shape of the wheel profile, calculation of the current angles of the variable contact plane and all the trigonometric functions in the field of changing the point of contact, calculation of current lateral components of the active forces and friction forces remain in the mathematical and simulation model.

In the model the connection between the body and the wheelset is, according to experience in the operation of the model, elastic bond of high stiffness ($c_y = 2000000 \text{ kN/m}$), in order to obtain their independent oscillating.



Fig. 11. Scheme of the lateral oscillating system vehicle-rail in the railway line curve

Defining the mathematical model of the system

The mathematical model is developed based on the scheme presented in the Figure 11.

For the moment the interest is on the component of the centrifugal force parallel with the running surface of the rail, since this force will be appointed as the disturbance force in the already developed simulation model of the lateral oscillating system of the wheelset. This total lateral force is to be distributed on both wheels according to the lateral displacements of the wheel flange. This force is

$$\Sigma Y_c = Y_1 + Y_r = -m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot a \cdot \cos \alpha$$

Normal forces between the wheels and the rails will also be variable in passing through the railway line curves, and their expressions are:

$$Q_{lc} = (\mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\mathbf{b}}{2} + \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \cdot \sin \alpha \cdot h_{S} - \mathbf{b} \cdot \mathbf{a}$$

 $\mathbf{m} \cdot \mathbf{a} \cdot \cos \alpha \cdot h_{\mathrm{S}} + \mathbf{m} \cdot \mathbf{a} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{\mathbf{b}}{2} \cdot \frac{1}{\mathbf{b}} \quad (\mathrm{kN})$ $\mathbf{O}_{\mathrm{s}} = \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \cdot \cos \alpha + \mathbf{m} \cdot \mathbf{a} \cdot \sin \alpha - \mathbf{O}_{\mathrm{s}} \quad (\mathrm{kN})$

 $Q_{\rm rc} = \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \cdot \cos \alpha + \mathbf{m} \cdot \mathbf{a} \cdot \sin \alpha - Q_{\rm lc}$ (kN)

These equations are only one part of the mathematical model, and other parts cannot be presented due to limited space, besides the fact that it also contains the part that has already been mentioned for the lateral oscillating model of the wheelset.

Development of a simulation model

The simulation model of the lateral vehicle-rail oscillating system consists of four files:

- control file sicup.m;
- track parameters file cudata.m;
- wheel profile file whprofil.m;
- simulation file sicu.mdl.

The control file has the usual functions which include setting of the initial values and parameters, calling the file cudata.m, calling the whprofil.m file, calculating of the coefficients for the simulation model, calling the simulation file sicu.mdl and instruction for plotting the values of the lateral oscillating system. Here is a part of the file:

```
%
      SICUP.m
  °
      SIMULACIJU SILA NA VLAK PRI
  Ŷ
       GIBANJU U KRIVINI
  %
      1.
            Pocetne vrijednosti:
  V=70; x10=V/3.6;
  °
  Ŷ
      2.
            Parametri:
                              p=0.03;
mi0=0.3; mir=0.3; mil=0.3;
m=12000; maw=800; g=9.81; k=0.02;
cy=2000000; b=1.5; hs=1.5;
```

```
keyboard
   . . .
  cudata;
°
    4. Koeficijenti:
°
    Gain8
k08=1/3.6;
°
     Gain9
k09=1;
ò
     Simulacija uz pomoc menija
     sicu;
     keyboard
plot(t,h,'k-',t,sinalfa,'k--'),grid
keyboard
plot(t,R,'k-'),grid
      .
```

The data for the rail parameters have been taken for the section of the real railway line Zagreb - Rijeka in the distance from km 542,860 to km 543,860 according to the longitudinal profile of the railway line, highest allowable travelling speed from the timetable diagram and the superelevation table from the Regulations 314, all of which can be seen in the copy of a part of this file:

%	CUDA	TA.	Ν	1
0 /	36.5	1		1

%	Matrica	podata	aka za	a dio pruge	Zagreb	– Rijeka
%						
%	km I	Put N	agib	Radius Na	dvišenje	e
%	položaj					brzina
%	(km)	(m)	(%)	(m)	(m)	(km/h
%						
RM	AX=2000)0;				
DM	[=[542.8	60 0	0	RMAX	0	70
	542.970	110	0	RMAX	0	70
	542.975	115	0	3564	0.009	70
	542.985	125	0	1188	0.027	70
	543.000	140	0	594	0.055	70
	543.015	155	0	396	0.082	70
	543.030	170	0	297	0.110	70
	543.710	850	0	-2080	-0.014	70
	543.715	855	0	-4160	-0.007	70
	543.720	860	0	-RMAX	0	70
	543.720	861	0	RMAX	0	70
	543.860	1000	0	RMAX	0	70];
						-

Individual vectors per columns are easily extracted from the data matrix, major diagrams of these values are plotted, and subsequently these are automatically used as input data for the rail parameters in the simulation model in the blocks Look Up Table. These parameters are obtained at the end also as output values of the simulation process as function of time, as follows:



Fig. 12. Superelevation and sinalfa



Fig. 13. Railway line radius curve



Fig. 14. Total and non-compensated lateral acceleration



Fig. 15. Vehicle pass distance

Wheel profile file whprofil.m

The wheel profile file is the same as the one in the previous work. In this simulation model it is automatically called and executed as before.

Simulation file sicu.mdl

The simulation diagram consists of a common part and blocks Left wheel's lateral movement, Right wheel's lateral movement, and has also a new block Train and track, but there is not enough space for its description.

The simulation model of the lateral oscillating system vehicle-rail in the railway line curve has been set and tested on a computer and operates successfully.

The problems occur in the selection of the integration step. With a very small integration step and the used computer, only a small section of the line could be included and that would be a poor solution. The compromise was accepted to make the step such (0.001 s), as to make it possible to follow the selected railway line section with well knowing elimination of the possibility of seeing the high frequencies oscillations of the system.

As the travelling speed, the upper allowed travelling speed for that line was taken and that is V = 70 km/h.

Dynamic values in the simulation model

From the computer which performed the simulation model and all the analyses of its behaviour, the maximum has been obtained. A longer rail section was taken into consideration (about 1000 m) with "S" curves and with calculation step 0.001 s.

For the presentation of the simulation model functioning and for the presentation of the lateral oscillating system behaviour in the railway line curve, the instructions in the control file are given. We are interested in the displacement of the wheelset mass and the body mass in lateral direction on the considered curved section of the line (Figure 16.)



Fig. 16. Lateral displacement of wheelset and car body

The "elastic" connection between the car body and the wheelset is such that they actually move together in the lateral direction.

Normal forces Qr and Ql can be seen according to the programmed instructions in the Figure 17 but their difference is of greater interest here, and therefore is given in the Figure 18.



Fig. 17. Normal forces



Fig. 18. Difference of normal forces

The difference of normal forces will be used in the simulation model for the study of the occurrence of rail corrugation in the line curves. This difference will probably lead to the disturbance in the condition of drive axles and thus also to the increased torsion oscillations of drive axles. The minimum of either left or right normal force limits both the traction force of the drive axles and the braking force of all the axles.

The displacement of the wheel flange along the rail in curves results in the change of the current rotation radius, which has also been included in the model and can be seen in the Figure 19 for the right and for the left wheel.

The most important and beautiful figure (special in the colour) is Figure 20. There are dynamic values for the right wheel during the vehicle moving along the line: active force according the geometry, friction and whole force in comparison with the displacement speed of this wheel.



Fig. 19. Change of rotation radius



Fig. 20. Dynamic values for the right wheel

Other values from the lateral oscillating system vehicle-rail in the railway line curve can be also seen, since their vectors are also in the computer Workspace.

All further research of lateral oscillating system should be combined with the actual measurements on the vehicle and the railway line.

Conclusions

The model of lateral oscillating vehicle-rail system in the line curves was developed for the real railway line and vehicle. Some possibilities of study and analysis of the complex relations of the movement values and parameters in the movement of the rail vehicles through curves have been presented. The mathematical and simulation models are open models and can be upgraded by the new requirements according to the interests and the needs of the researchers and users.

Oscillating forces between the wheels and the rails certainly have great influence on all the parts of the system such as bearings wheels and connection of wheels and rails, rails (rail polishing), fastening equipment and sleepers.

Lateral oscillations can be measured on axles. It can be seen from literature that the measurements

have discovered oscillating values of axial acceleration on the wheel flanges.

Lateral high frequencies oscillations of the system represent the source of noise generated by the riding vehicle.

The lateral oscillating system is a very stiff oscillating system and has difficulties in functioning of the simulation model, especially on a less powerful and slower computer, which was used to develop the model.

Nevertheless, in order to obtain all frequencies which occur in the oscillating system of the wheelset, only a short section of the path with variable integration step was studied and high frequencies were found in the system.

The results obtained by the study of the vehicle movement through curves show that the difference in the normal forces of the left and right rail are of very variable and high value, and can effect in the occurrence of torsion oscillations of the drive axles, and thus also of the rail corrugation. It is further important to determine that the minimum of either the left or the right normal force is the value which restricts both the traction force of the drive axles as well as the braking force of all axles.

The work on improving and upgrading the simulation model of lateral oscillating vehicle-rail system should be continued, as well as the measurements verification on the vehicle and the railway line, in order to develop the simulation model for multiple research. This will be especially required for the research of lateral oscillations of tilting trains.

BIBLIOGRAFY

- 1. Esveld, C. Modern Railway Track, Second Edition, Delft University of Technology, Delft, 2001
- 2. Esveld, C. Principles of Track Quality Recording and Assessment, Rail International – January 1992
- Periard, F. Wheel-Rail Noise Generation: Curve Squealing by Trams, Thesis Technische Universiteit Delft, 1998
- Volf, B. The influence of oscillation decrease on operation properties of the railway wheels, Proceeding of the 5th mini conference on vehicle system dynamics, identification and anomalies, Budapest, 11-13 November, 1996,

- Janjanin, S. Simulation des E-Lokantriebes mit dem Gleichstrommotor, Österreichische Ingenieur- und Architekten-Zeitschrift, Wien, 1991.
- Janjanin, S. Simulation des E-Lokantriebes mit dem Asynchronmotor, Österreichische Ingenieur- und Architekten-Zeitschrift, 1992.
- Janjanin, S. Matematičko modeliranje dijagrama vučne sile, Željeznice u teoriji i praksi, <u>23</u>, br. 1, str. 21, Zagreb, 1999.
- Janjanin, S. Observing a system's behaviour in the Simulation workshop Conference on Control of industrial systems "Control for the future of the Youth", IFIP, IFAC; IMACS, Preprints, Vol. 1/3, Belfort, France, 20 – 22 May, 1997.
- 9. Janjanin, S. Simuliranje lateralnog oscilirajućeg sustava osovinskog sklopa, Prometni institut Ljubljana, Ljubljana, 2000.
- 10. Janjanin, S. Simuliranje lateralnog oscilirajućeg sustava osovinskog sklopa u luku pruge, Prometni institut Ljubljana, Ljubljana, 2000.
- Janjanin, S. Simulation models train-track's oscillating systems, Statements and hypothesis, Achieving Best Practice in Wheel/Rail Interface Management, Increasing the life of wheels and rails, optimising costs and ensuring engineering quality, January 31 - February 1, 2002. Amsterdam.
- 12. Kreč S. The Role of Croatian Railways as a Transit Network towards the East of Europe, Proceedings of the International Symposium in Trieste organised by -Instituto per lo Studio dei Transporti nell'Integrazione Economica Europea, entitled XXXVII Corso Internazionale Istiee Transportare nell'Est europeo, Trieste, 1996.
- Kreč, S. Die Eisenbahnlinie Maribor-Pragersko-Staatsgrenze-Zagreb-Split/Šibenik/Zadar, Österreichiche Ingenier-und Architekten-Zeitschrift (ÖIAZ), work published on pages 111-125, from the Symposium in Vienna, Vienna, February 1997.
- 14. Kreč, S. Tehnološki model gradnje pruga velikih brzina u Hrvatskoj, Doktorska disertacija, Fakultet prometnih znanosti Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb 1998.
- Stipetić, A. Track panel Strain in Conditions of Utilization, Promet 7 (1995. No. 1-2, pp. 1-12) (1989. No. 1, pp. 185-190).
- 16. Stipetić, A. Elastični pričvrsni sklop tračnice i njegova primjena, Promet.
- Stipetić, A. Model željezničkog kolosijeka na čvrstoj podlozi u funkciji velikih brzina, Doctoral dissertation, Fakultet prometnih znanosti Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb 1993.

УДК 621.791.052:539.4/001.24

В. А. ЛЕОНЕЦЬ, д-р техн. наук
О. Д. ТОКАРЄВ, інженер
А. І. ТРЕГУБ, інженер
Л. М. ЧАУС, інженер
Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України (Україна)

ВИМІРЮВАННЯ ЗАЛИШКОВИХ ТЕРМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ В РЕБРАХ ЖОРСТКОСТІ ВІЗКІВ ЕЛЕКТРОВОЗІВ ВЛ60

Оцінено величини залишкових термічних напруг у ребрах жорсткості другого конструкторського рішення рам візків електровозів ВЛ60. Розраховано резонансну частоту їхніх поперечних коливань. Зроблено висновок про можливості їхнього руйнування, через існування ударних навантажень, що діють на раму візка.

Оценены величины остаточных термических напряжений в ребрах жесткости второго конструкторского решения рам тележек электровозов ВЛ60. Рассчитана резонансная частота их поперечных колебаний. Сделан вывод о возможности их разрушения, из-за существования ударных нагрузок, действующих на раму тележки.

Assessment of the value of thermal residual stresses in stiffness ribs produced in accordance with the second constructive and set on in bogie frames of BJI60 electric locomotives. Resonant frequency of their lateral oscillation is calculated. A conclusion is made concerning the possibility of their fracture due to the impact loading acting on a bogie frame.

Подовження призначеного терміну служби тягового рухомого складу Укрзалізниці передбачає, зокрема, комплекс заходів, які проводить Головне управління локомотивного господарства Укрзалізниці та Служби локомотивних господарств залізниць щодо забезпечення його експлуатації у подовжений термін служби. Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України (далі – ДНДЦ УЗ) як головна наукова організація Укрзалізниці (далі - ГОУЗ) з питань подовження призначених показників тягового рухомого складу очолює роботи з наукового супроводження цих заходів. Сьогодні актуальною задачею є забезпечення експлуатації електровозів ВЛ60 всіх індексів з подовженим призначеним терміном служби.

У статті описано дослідження можливих причин виникнення тріщин втоми в ребрах жорсткості ЭЗ.205.00.00.002 другого конструкторського рішення зміцнених рам візків електровозів ВЛ60 усіх індексів. Виникають тріщини в цих елементах конструкції рам візків після 70 тис. км пробігу електровозів (рис. 1).

Тріщини 3 розвиваються в напрямку 13.30 циферблату годинника. Відповідно до програми ГОУЗ випробувань електровозів ВЛ60 всіх модифікацій на двох рамах візків ВЛ60 п/к № 001, якому були виконані роботи в об'ємі КРП, були встановлені в точці Т1 тензорезистор КФ5П1-100-15-А для вимірювань деформацій, а в T2 – термокомпенсаційний тензорезистор.



Рис. 1 Ескіз ребра жорсткості Э3.205.00.00.002 другого конструкторського рішення: 1 – ребро товщиною S = 12 мм, виготовлене із Ст. 3; 2 – рама візка; 3 – тріщина; T1, T2 – місця встановлення тензорезисторів; + – місця вимірювань залишкових термічних напружень

Ходові динамічні міцносні випробування цих ребер жорсткості здійснено з використанням бортового вимірювального комплексу (далі БВК) [1], розробленого та виготовленого в ДНДЦ УЗ. Реєструвалась залежність амплітуд механічних напружень σ_v від часу t. Під час вимірювань температура повітря змінювалася в діапазоні від +10 до -5°С. Був густий туман, ішов дощ, падав сніг. Вага пасажирських поїздів змінювалась від 500 до 1100 тон. Максимальна швидкість руху поїздів становила 100 км/год. Випробування здійснено на ділянці Знам'янка – Помощная Одеської залізниці. Електровоз експлуатувався у складі поїздів №№ 59, 638.

Виявилось, що середньостатистична величина $\overline{\sigma}_v = 4,89$ МПа. Залежність кількості циклів навантажень від σ_v включала в себе широкий спектр виникаючих в ребрах жорсткості механічних напружень, у тому числі і короткодіючих протягом 2,5...4 мілісекунд (рис.2). Розрахунок величини запасу міцності ЭЗ.205.00.00.002 здійснено за формулою Серенсена-Кінасошвілі [2].

Виявилось, що втомне руйнування ребра жорсткості можливе при існуванні в ньому значних залишкових термічних напружень $\sigma_{3ал}$. Якщо взяти $\sigma_{3ал} = 180$ МПа, то величина запасу міцності п становить 1,37, що менше допустимого значення 2.



Рис. 2. Залежність амплітуди механічних напружень σ_v від часу t при ударному навантаженні ребра жорсткості

Експериментальне вимірювання $\sigma_{3ал}$ в елементах конструкцій рам візків електровозів ВЛ60 було здійснено за допомогою приладу БГШ, розробленого в Інституті проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України. Реєструвались шуми Баркгаузена за допомогою накладного індуктора-приймача. База вимірювань не перевищувала 7 мм. Для здійснення вимірювань робоча поверхня полірувалася за допомогою абразивних шкурок. Для зменшення впливу жорсткості поверхні на результат вимірювань між датчиком та контрольованою поверхнею встановлювалась лавсанова плівка товщиною 10...20 мкм. Градуювання приладу БГШ здійснено на 4-х зразках, виготовлених із Ст. 3 сп. ГОСТ 14637-89.

Розміри двох зразків у вигляді паралелепіпеда становили (в мм) 11,8×19,6×171,5, де значення 171,5 мм – відстань між точкою прикладання навантаження та точкою зняття інформації Два інші зразки мали розміри 20,4×19,1×171,5. Навантаження зразків здійснювалось на копрі ДСО [3]. Досліджувались зразки, вирізані уздовж та поперек прокату металу.

Градуювальні характеристики БГШ виявились різними лише при вимірюванні шумів Баркгаузена у зразках, вирізаних уздовж гарячекатаного листа із Ст. Зсп. ГОСТ 14637-89 (рис. 3).

Нажаль, експериментальне вимірювання значення σ_{зал} в Э3.205.00.00.002 другого конструктивного рішення не вдалося через їх швидке руйнування. Рекомендована розробником чергова модернізація цих ребер жорсткості також виявилась невдалою. _{N,п}



Рис. 3. Градуйовані характеристики БГШ: 1, 2 – зразки з поперечним перетином 11,8×19,6 мм²; 3, 4 – 20,4×19,1 мм²; N – число поділок індикатора приладу; + – розрахункове значення σ_{зал}; 1, 3 – уздовж прокату металу

Для визначення σ_{3an} була вирішена стаціонарна задача термопружності ЭЗ.205.00.00.002 за умови, що ребро миттєво нагрівається з трьох сторін до температури 400°С. Теплове розширення елементів конструкції рами візка (шкворневого бруса, боковини рами, кронштейна допоміжної опори) дорівнювало 0. Теплопередача в навколишнє середовище відбувалася в зварних швах через метал рами візка, а на вільних поверхнях – через нагрівання повітря. Початкова температура дорівнювала 0°С. При цьому знехтували "усадочними" напруженнями зварних швів. Розрахунки здійснено за допомогою програми ANSYS (рис. 4, а).



Найбільші еквівалентні напруження виникали на кінцях зварних з'єднань. На середині вільної торцевої поверхні ребра жорсткості існували мінімальні напруження, їх значення показано значком "+" (див. рис.3). При експлуатації виникнення тріщин на кінцях зварних швів спостерігається при руйнуванні гумового ковпака центральної опори. При цьому рама кузова лягає на шкворневий брус, ускладнюючи можливість повороту рами візка в кривих. Для запобігання такому виду руйнування необхідно контролювати технічний стан гумових ковпаків центральних опор.

На рис. 4, б показано розподіл відносних амплітуд поперечних переміщень ЭЗ.205.00.00-002 другого конструкторського рішення по першій формі коливань.



Рис. 4, б. Розподіл відносних амплітуд коливань

Розрахунок коливань ребра жорсткості здійснено за умови його жорсткого защемлення з 3х приварених сторін.

Розрахунки здійснено за допомогою програми ANSYS. Резонансна частота коливань ребра жорсткості по першій формі становила 1,3219 КГц, тобто період коливань був 0,756 мілісекунди. Розраховане значення періоду коливань ребра жорсткості одного порядку з тривалістю експериментально отриманих ударних імпульсів. Ми вважаємо, що резонансне коливання ЭЗ.205.00.00-002 також може бути причиною їх руйнування.

З метою запобігання виникненню великих залишкових напружень σ_{3an} та динамічних напружень від резонансних коливань в ребрах жорсткості нами запропоновано четверте конструкторське рішення (рис. 5).



Рис. 5. Ескіз ребра жорсткості ЭЗ.205.00.00-002 четвертого конструкторського рішення

Експериментально встановлено, що при цьому виникають $\sigma_{3a\pi} \approx 25$ МПа (див. стрілку на рис.3). Резонансні частоти суттєво відрізняються від тих, які виникають в рамі візка під час ударних навантажень. Зараз ЭЗ.205.00.00.002 четвертого конструкторського рішення проходять експлуатаційні випробування.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

- Леонец В. А., Леонец А. А., Токарев О. Д. Система динамико-прочностных испытаний несущих конструкций подвижного состава и верхнего строения пути при повышенных скоростях движения // Экспериментальное кольцо ВНИ-ИЖТ-70: Сб. тр. междунар. конф.. Щербинка. 2002. С. 180-182.
- Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. М.: ВНИИЖТ 1998 г. 145 с.
- Дегтярев В. А. Установка типа ДСО для испытаний на усталость при повторном ударном и гармоническом нагружении с различной асимметрией цикла // Проблемы прочности. 1982. № 10. С. 110-113.

УДК 629.4.023.1

А.А. ЛУНИН, ФГУП ВНИКТИ (Россия) В.С. КОССОВ, д-р. техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия) А.С. ЕВСТРАТОВ, д-р. техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия)

ВЫБОР УПРУГО-ДИССИПАТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭКИПАЖНЫХ ЧАСТЕЙ СПЕЦИАЛЬНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

У статті приведені результати модельних іспитів макетних зразків важкого спеціального рухомого складу з осьовими навантаженнями до 25 тс і швидкісних легких екіпажів з осьовими навантаженнями до 23 тс і 16 тс на універсальних візках.

В статье приведены результаты модельных испытаний макетных образцов тяжелого специального подвижного состава с осевыми нагрузками до 25 тс и скоростных легких экипажей с осевыми нагрузками до 23 тс и 16 тс на универсальных тележках.

The directions of special rolling stock development and problems of the choice of elastic and dissipative characteristics for vehicle components have been considered.

Постоянная тенденция повышения скоростей движения железнодорожного подвижного состава вызывает необходимость проведения исследований по созданию и совершенствованию экипажных частей, отвечающих требованиям безопасности и комфорта при повышенных скоростях движения. Одним из наиболее важных узлов, определяющих ходовые качества рельсовых экипажей, является система рессорного подвешивания.

Современный подход к разработке любой технической системы, имеющей механическую часть, предполагает выполнение теоретических исследований ее поведения в условиях, близких к реальным. Наиболее распространенным в настоящее время методом исследований на стадии проектирования системы или машины является метод компьютерного моделирования. Основу этого метода составляют математическая модель и программные средства. Для решения задач динамики подвижного состава (локомотивов, вагонов, путевых машин) во ВНИКТИ применяются методы компьютерного моделирования с использованием специализированного программного комплекса «Универсальный механизм (УМ)», разработанного в Брянском государственном техническом университете (БГТУ) [1, 2].

Применение компьютерного моделирования позволяет:

 определять основные динамические характеристики экипажей при движении в прямых и кривых участках пути, в режимах тяги и выбега с учетом неровностей, соответствующих реальному железнодорожному пути различного состояния;

 варьировать основные геометрические, инерционные, жесткостные и упруго-диссипативные параметры моделей;

 исследовать движение экипажей при различных профилях колес и рельсов, жесткостных характеристиках пути с использованием различных моделей сил крипа при различных значениях коэффициента трения;

 исследовать силовое взаимодействие колеса и рельса, а также процессов схода колесной пары с рельса.

Программный комплекс позволяет получать различные показатели динамических качеств экипажа и выполнять их статистическую обработку. Имеется возможность в процессе работы программы визуализировать силы и моменты, действующие в элементах конструкции, в пространственном представлении.

Уравнения движения рельсового экипажа формируются на базе теоремы о движении центра масс и динамических уравнений Эйлера:

$$m_i a_i = F_i + R_i,$$

$$J_i \varepsilon_i + \omega_i \times J_i \omega_i = M_i + L_i, \qquad (1)$$

где m_i , J_i – масса и тензор инерции тела i; a_i , ε_i , ω_i – ускорение центра масс, угловое ускорение и угловая скорость; F_i , M_i – главный вектор и главный момент активных сил, приведенные к центру масс; R_i , L_i – главный вектор и главный момент сил реакций, приведенные к центру масс.

При моделировании макрогеометрии пути в кривых участках в общем случае предусматривается создание S-образной кривой, состоящей из начального прямого участка; двух переходных кривых для первой кривой постоянного радиуса; прямой вставки; двух переходных кривых для второй кривой постоянного радиуса; выходного прямого участка. На переходных участках согласно Правилам технической эксплуатации железных дорог реализуются соответствующие уширения. Для построения геометрии переходной кривой (наружной рельсовой нити) используется уравнение кубической параболы. На идеальную макрогеометрию рельсовых нитей в прямых и кривых участках пути наложены случайные вертикальные и горизонтальные неровности. Методикой предусмотрены два способа получения неровностей пути:

 на основе выбранной исследователем в зависимости от состояния пути обобщенной спектральной плотности амплитуд неровностей, которая затем с помощью разработанной подпрограммы численного моделирования по алгоритму Райса-Пирсона генерируется в случайную геометрическую неровность по длине пути;

 в виде конкретной геометрической неровности по длине пути, полученной в результате натурных измерений.

Имеются также геометрические неровности для кривых радиусами 300 и 600 м участка Голутвин – Озеры Московской железной дороги, на которой проводятся испытания различного подвижного состава специалистами ФГУП ВНИКТИ. Эти неровности синтезированы на основе данных измерений этих участков путеизмерителем со стрелой хорды 20 м и шагом 5 м. Одна из таких неровностей для кривой радиусом 300 м показана на рис. 1.



Модели экипажей специального подвижного состава (СПС) построены с использованием

подхода систем тел, в соответствии с которым механическая система представляется набором абсолютно твердых тел, связанных посредством шарниров и силовых элементов (буксовые узлы, боковые опоры, скользуны, пружины, гасители). Расчетная схема экипажа включает 7 твердых тел (кузов, две рамы тележки, 4 колесные пары) и имеет 42 степени свободы. Структурное представление модели основано на использовании метода подсистем. Общий вид компьютерной модели экипажа представлен на рис. 2. Для каждой модели СПС с различными осевыми нагрузками заданы соответствующие инерционные, жесткостные, упруго-диссипативные и геометрические параметры. Исходные данные параметров моделей СПС приведены в табл. 1.



Рис.2. Общий вид компьютерной модели экипажа СПС

При моделировании движения тяжелого СПС в прямых участках пути расчетные динамические показатели экипажа оказались следующими. Максимальные значения вертикальных ускорений кузова в области шкворня (рис. 3) при скорости 100 км/ч составили 0,28g, при скорости 110 км/ч – 0,32g и не превышали нормативное значение 0,5g для самоходного СПС. Коэффициенты вертикальной динамики буксовой ступени не превышали 0,28 (при допустимом значении 0,5). Рамные силы при скоростях от 60 до 100 км/ч увеличивались с 22 до 25 кН (рис. 4). При скорости движения 110 км/ч значения рамных сил достигали 29 кН, при этом отношение рамной силы Ур к осевой нагрузке 2Рст составило 0,12. Максимальные значения горизонтальных ускорений кузова (рис. 5) при движении в прямой со скоростью 100 км/ч равнялись 0,17g, при 110 км/ч – 0,22g и не превышали допустимое значение 0,4g. Угловые перемещения тележек в поперечной плоскости относительно кузова достигали 7 мрад. При движении в кривой радиуса 600 м со скоростью 100 км/ч рамные силы достигали 63 кН (отношение Ур/2Рст = 0,25), максимальный уровень горизонтальных ускорений равнялся 0,27g. Вертикальные ускорения при этом

составляли 0,28g, а коэффициенты динамики – 0,32. В кривой радиуса 300 м при скорости движения 70 км/ч (непогашенное ускорение составляло 0,7g) максимальное значение рамных сил оказалось равным 68,5 кН (Ур/2Рст = 0,274), горизонтальных ускорений – 0,23g. Вертикальные ускорения и коэффициенты динамики составили 0,18g и 0,33 соответственно. Максимальные угловые перемещения тележек относительно кузова достигали значений 13 мрад в кривой радиуса 600 м, 21 мрад – в кривой 300м.

Таблица 1

Исходные данные параметров моделей специального подвижного состава с осевыми нагрузками Рос-
равными 25, 23 и 16 тс

Наименование параметра	Размер-	СПС	СПС	СПС
	ность	Р. = 25 тс	P. =23	D = 16ma
	noerb	1 00 20 10	TC TC	P_{oc} -101c
1	2	2	10	5
	2	5	4	5
1.1 Kuzop	КГ	72000	64000	36000
1.1. Rysob 1.2. Tenewra		14000	14000	14000
1.2. Тележка	KL	3650	3650	3650
2 Жесткости	KI	5050	5050	5050
2.1 Жесткость буксовой ступени рессорного полвешивания:				
2.1. жесткость буксовой ступени рессорного подвешивания.	кН/м	1190	1720	1230
– вертикальная на буксу	кП/м кН/м	2000	2000	2000
	KI I/ M	28000	2640	1760
2.2. Жесткость центральной ступени рессорного подвешивания в	кН/м	(4*7000)	(6*440)	(4*440)
2.3 Wectwooth поперенной срязи тележку)	KI I/ M	(4.7000)	(0.440)	(1110)
2.5. жесткость поперечной связи тележки с кузовом.	кН/м	800	360	240
-B пределах зазора 0 – 20 мм	кН/м	4000	2100	2100
– в пределах зазора 20 – 40 мм		1000	2100	2100
2.4. Момент сопротивления повороту тележки относительно кузо-	кН∙м	20	0	0
			-	
<u>3. Коэффициенты эквивалентного вязкого трения</u>				
5.1. Демпфер буксовой ступени в вертикальном направлений на	TI . /	80	70	70
Oykcy	кн•с/м	80	/0	70
5.2. Демпферы центральной ступени.	TT /	20	54	54
– вертикальный (два на тележку)	кн•с/м	20	28	28
– виляния (два на тележку)	кН•с/м	0 60	20	28 28
– бокового относа (два на тележку)	кН•с/м	00	20	20
4. Линсиные размеры 4.1. Шкропнерая база кузора	м	8 000	8 000	8 000
4.1. Шкворновал база кузова	M	2,250	2 250	2,250
4.3. Поперечное расстояние межлу вертикальными пруживами и	191	2,230	2,230	2,230
лемпферами				
– буксовой ступени	м	2 100	2 100	2 100
	м	2,200	2 200	2,100
44 Parave koneca no knyry katahug	м	0,525	0,525	0,525

Для специального подвижного состава с осевой нагрузкой 23 тс (конструкционная скорость которого равна 120 км/ч) движение в прямых участках пути моделировалось со скоростями до 130 км/ч. В результате проведенных расчетов оказалось, что даже при скорости движения до 130 км/ч максимальные значения основных динамических показателей не превышали нормируемых значений. Так, вертикальные ускорения кузова не превышали 0,33g (см. рис. 3), коэффициенты динамики буксовой ступени – 0,24, центральной – 0,19. Значения рамных сил (см. рис. 4) при этом достигали 34 кH (отношение yp/2Pct = 0,15), а горизонтальных ускорений кузова – 0,23g (см. рис. 5). Угловые перемещения тележек относительно кузова достигали 10 мрад. При моделировании движения в кривой радиуса 600 м максимальные значения рамных сил составили 59 кН, в кривой 300 м - 55 кН. Отношение рамной силы к статической нагрузке не превышало 0,26. В кривой 600 м при скорости 110 км/ч вертикальные ускорения кузова достигали 0,32g, горизонтальные ускорения – 0,36g. При движении в кривой радиуса 300 м со скоростью 70 км/ч максимальные значения ускорений оказались ниже и составили 0,21g и 0,28g соответственно. Значения коэффициентов вертикальной динамики в кривых участках пути в буксовой ступени не превышали 0,3, а в центральной ступени – 0,22. Максимальные значения угловых перемещений тележек в кривой 600 м достигали 15 мрад, в кривой 300 м – 23 мрад.

Максимальные значения вертикальных ускорений кузова при моделировании движения скоростного СПС в прямых участках пути со скоростью до 160 км/ч составили 0,35g (рис.3), коэффициенты динамики в буксовой ступени рессорного подвешивания достигали 0,31, в центральной ступени – 0,17. Значения рамных сил (см. рис. 4) при конструкционной скорости км/ч составили 41 кН (отношение 140 Ур/2Рст=0,26), а при увеличении скорости движения до 160 км/ч – 53 кН (Ур/2Рст=0,33), горизонтальные ускорения кузова оказались равными 0,22g и 0,28g соответственно (см. рис. 5). Угловые перемещения тележек относительно кузова не превышали 9 мрад. В кривых участках пути основные динамические показатели также не превышали допустимых значений. В кривой радиуса 600 м при скорости 110 км/ч вертикальные ускорения кузова достигали 0,3g, в кривой 300 м при скорости 70 км/ч - 0,2g. Коэффициенты динамики буксовой ступени при этом составили 0,32 и 0,26 соответственно, центральной ступени – 0,21 и 0,18. Максимальные значения рамных сил не превышали в кривой 600 м 47 кН (отношение Ур/2Рст = 0,29), в кривой 300м – 45кН (Ур/2Рст = 0,28), горизонтальные ускорения - 0,37g и 0,27g соответственно. Значения угловых перемещений тележек относительно кузова в кривой 600 м достигали 16 мрад, в кривой 300 м – 18 мрад.

Ходовые модельные испытания СПС на универсальных тележках показали, что максимальные расчетные значения основных динамических показателей экипажей с осевыми нагрузками 25, 23 и 16 тс с конструкционными скоростями 100, 120 и 140 км/ч соответственно не превышают допускаемых нормируемых по-казателей согласно [3].



Рис. 3. Максимальные значения вертикальных ускорений кузова СПС в области шкворня при модели-





^{2 -} CHC c осевой нагрузкой 25 тс

^{3 -} СПС с осевой нагрузкой 16 тс

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Погорелов Д.Ю. Введение в моделирование динамики систем тел. – Брянск, БГТУ, 1997.
- 2. Руководство пользователя программного комплекса «Универсальный механизм», 2002.
- РД 32.65 96. Специальный подвижной состав. Нормы и требования безопасности, эргономики, санитарно-гигиенические и природоохранные. Основные положения.

УДК 629.4.015

Л.А. МАНАШКИН, д-р техн. наук, профессор
С.В. МЯМЛИН, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.,
Е.А. ПИСЬМЕННЫЙ, ст. научн. сотр.
Днепропетровский национальный университет жеоезнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (Украина)

ОБ ИЗМЕРЕНИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИЛ В ТЕЛЕЖКАХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Запропоновано схему виміру вертикальних сил, що діють на боковину з боку букси, що дозволяє компенсувати вплив подовжніх сил на результати вимірів вертикальних сил і здійснювати досить точний вимір вертикальних сил і аналіз стійкості руху вагона під час дії подовжніх сил.

Предложена схема измерения вертикальных сил, действующих на боковину со стороны буксы, позволяющая компенсировать влияние продольных сил на результаты измерений вертикальных сил и осуществлять достаточно точно измерение вертикальных сил и анализ устойчивости движения вагона во время действия продольных сил.

A method of compensation of longitudinal forces influence on the results of measurements of vertical forces in an axle-box and a side-frame interaction of the freight car three-piece bogie is presented in the paper.

Измерение вертикальных сил, действующих на колёсные пары, является необходимым атрибутом экспериментального определения условий безопасности движения грузовых вагонов. Эти измерения, как правило, осуществляются косвенно по деформациям боковин тележек при действии на них вертикальных сил со стороны колёсных пар. На рис. 1,а и 1,б приведены две наиболее часто встречаемые схемы расположения датчиков для измерения вертикальных сил [1, 2]. К сожалению, обе эти схемы чувствительны к действию продольных сил со стороны букс колёсных пар на тележку. В 1991-1992 годах Л.Манашкиным совместно с А.Жаковским и В.Колбуном на стенде кафедры вагонов ДИИТа был проведен эксперимент по изучению степени влияния продольных сил, действующих на боковину со стороны буксы, на показания датчиков вертикальных сил. Эти опыты показали весьма сильную чувствительность схемы, приведенной на рис. 1,б, к действию продольных сил. Анализ показывает, что и схема (рис. 1,а) имеет погрешности при измерении вертикальных сил. Всё это хорошо известно испытателям грузовых вагонов. Поэтому при анализе устойчивости движения вагонов от всползания колеса на рельс участки записей, на которых имели место торможения вагонов, исключались из рассмотрения или на испытуемых вагонах отключались тормоза.

Следует отметить, что продольные силы постоянно присутствуют при испытаниях ваго-

нов, даже при движении на выбеге. Это составляющие сил при ударном взаимодействии колёс с рельсами на стыках, продольные силы, возникающие при вписывании колёсных пар в кривые участки пути, составляющие продольных сил инерции колёсных пар при продольных взаимодействиях вагонов, составляющие силы сопротивления движению. Более того, при анализе безопасности движения вагонов самостоятельный интерес представляет определение коэффициента устойчивости от всползания колеса на рельс при торможениях вагонов, так как сходы колёсных пар нередко провоцируются режимами торможения. Поэтому исключение влияния продольных сил, действующих со стороны букс на боковины тележек, является достаточно важной задачей.

Попытки исключить продольные силы из показаний датчиков вертикальных сил производились в 1992 году Л.Манашкиным совместно с Н. Гаркави, но оказались безрезультатными.

Вопрос о компенсации продольных сил при измерении вертикальных сил обсуждался специалистами, и появились предложения по компенсации отрицательного влияния сложного нагружения боковины тележки на результаты измерения вертикальных сил [3, 4].

Однако нельзя согласиться с утверждением авторов работы [3], что проблема может быть решена путём «наклейки тензорезисторов в четырёх точках верхнего пояса боковой рамы, которые позволяют компенсировать влияние боковых и продольных сил». Дело в том, что, во-первых, таким путём можно компенсировать только влияние горизонтальных боковых сил на результаты измерения вертикальных сил. Во-вторых, продольные силы, влияющие на показатели датчиков вертикальных сил, действуют через хобот рамы или по плоскости опирания тележки на буксу через силы трения и оказывают разное влияние на деформации датчиков, измеряющих вертикальные силы. В третьих, продольные силы при идеальном их приложении (равномерном по ширине хобота или по ширине плоскости опирания боковины на буксу) вызывают не только деформации растяжения-сжатия верхнего пояса боковины, но и её изгиб в той же плоскости, что и вертикальные силы. Поэтому необходимо использовать датчики, измеряющие изгибающий момент, обусловленный действием только продольных сил от взаимодействия буксы с хоботом боковины, и датчики, измеряющие деформации волокон, в которых в наибольшей мере проявятся деформации, вызванные продольными силами, приложенными в плоскости опирания буксы на тележку.



Рис.1. Схемы расположения датчиков для измерения вертикальных сил

Также известно, что силы трения как при вертикальных колебаниях грузового вагона, так и при его горизонтальных колебаниях зависят от вертикальных сил. Поэтому можно предположить, что в случаях, когда при движении по кривым имеют место почти постоянные боковые силы, переменная (вследствие вертикальных колебаний) сила трения будет способствовать параметрическому нелинейному возбуждению боковых колебаний с частотами вертикальных колебаний. При этом, если перемещения в подвеске при вертикальных колебаниях происходят с остановками (из-за сил сухого трения), то следует ожидать появления остановок и при боковых колебаниях со всеми вытекающими отсюда последствиями. А последствия - это появление вибраций с более высокими частотами, обусловленными упругими характеристиками боковины, в эти моменты времени. Возможно, что обнаруженные при описанных экспериментах эффекты связаны не только с влиянием дефектов измерения, но и с

параметрическим возбуждением боковых колебаний вертикальными колебаниями.

Продольные силы, действующие со стороны буксы на боковину тележки и воспринимаемые измеряющим датчиком, прикладываются посредством сил трения (в данном случае вернее их назвать силами сцепления) по касательной к горизонтальной поверхности буксового проёма, а также к хоботу боковины в моменты взаимодействия буксы с ним.

В данной работе предлагается одна из возможных схем (рис.2,а) измерения вертикальных сил, действующих со стороны буксы на боковину тележки, которая, по мнению авторов, позволит существенно снизить влияние продольных составляющих сил на результаты измерений. Здесь R – рабочий тензодатчик, измеряющий деформации волокна в срединной плоскости симметрии боковины, возникающие как при вертикальных, так и продольных силах, действующих на боковину тележки; K₁ – тензодатчик, расположенный на пересечении срединной поверхности боковины и наружной поверхности её хобота у его основания; K_{21} и K_{22} – тензодатчики, расположенные на средней линии боковых поверхностей верхнего пояса боковины в том же сечении, что и датчик, отмеченный символом R. Датчики K_{21} и K_{22} соединяются последовательно, образуя сопротивление $K_2=K_{21}+K_{22}$, показанное на рис.2,б. Желательно, чтобы величины сопротивлений K_1 и K_2 были одинаковы, а величина сопротив-

ления R равнялась сумме этих сопротивлений. Резисторы R_{III1} и R_{III2} , шунтирующие датчики K_{21} и K_{22} , установлены в предположении, что чувствительность датчиков K_1 и K_2 к продольным силам выше чувствительности рабочего датчика к этим же силам. В противном случае необходимо в схему, показанную на рис.2,б, добавить резистор, шунтирующий рабочий датчик, и исключить один из резисторов, шунтирующих компенсационные датчики.



Рис.2. Схема измерения вертикальных сил, действующих со стороны буксы на боковину тележки

При анализе работы схемы предполагалось, что к точкам А и В схемы (рис.2,б), прикладывалось электрическое напряжение 2U питания измерительного моста. Точка С - одна из вершин измерительной диагонали моста. Для упрощения математических выкладок принимаем, что в исходном состоянии $K_1 = K_2 = 0,5R = R_0.$ Продольную силу, действующую на хобот боковины, назовём продольной силой один, отличая её индексом пр1, а продольную силу, действующую по касательной к горизонтальной поверхности буксового проёма, продольной силой два с индексом пр2. Деформации волокна датчика K₁, определяются только силой один. Деформации же датчиков R и K₂ определяются с разными передаточными коэффициентами вертикальной силой (индекс V), продольной силой один и продольной силой два. Поэтому приращения сопротивлений тензодатчиков под динамической нагрузкой в общем случае движения представлены как:

$$\Delta R = \Delta R_{v} + \Delta R_{np1} + \Delta R_{np2}, \qquad (1)$$

$$\Delta K_1 = \Delta K_{1np1}, \qquad (2)$$

$$\Delta K_2 = \Delta K_{2v} + \Delta K_{2np1} + \Delta K_{2np2}.$$
 (3)

Проделав необходимые выкладки и пренебрегая малыми второго и более порядков, получим следующее выражение для электрического напряжения в диагонали предварительно сбалансированного моста при действии указанных сил:

$$\Delta U \approx \frac{U}{2bR_0} \Big[-\Delta R_V (a - a_2 z_V) - \\ -\Delta R_{np1} (a - a_1 z_1 - a_2 z_{12}) - \\ -\Delta R_{np2} (a - a_2 z_2) \Big], \qquad (4)$$

где

$$a = 1 + \frac{R_0}{R_{III1}} + \frac{R_0}{R_{III2}}, a_1 = 1 + \frac{R_0}{R_{III2}}$$

$$a_2 = 1 + \frac{R_0}{R_{III1}}, b = 1 + a, \quad (5)$$

$$z_V = \frac{\Delta K_{2V}}{\Delta R_V}, \quad z_1 = \frac{\Delta K_{1np1}}{\Delta R_{np1}},$$

$$z_2 = \frac{\Delta K_{2np2}}{\Delta R_{np2}}, \quad z_{12} = \frac{\Delta K_{2np1}}{\Delta R_{np1}}. \quad (6)$$

Величины (6) являются постоянными для конкретной схемы измерений, так как характеризуют отношения величин деформаций в конкретных точках боковины при действии определённой силы.

Из выражения (4) следует, что влияние продольных сил 1 и 2 на результаты измерения вертикальной силы будут скомпенсированы, если будут равны нулю разности во второй и третьей скобке в этом выражении. Одновременно снизится чувствительность схемы к измерению самой вертикальной силы, но это может быть скомпенсировано увеличением усиления.

Выразив переменную а через a_1 и a_2 , а также приравняв нулю выражения во второй и третьей скобках выражения (4), получим уравнения для определения коэффициентов a, a_1 и a_2 :

$$\begin{cases} a - a_1 - a_2 = -1, \\ a - z_1 a_1 - z_{12} a_2 = 0, \\ a - z_2 a_2 = 0. \end{cases}$$
(7)

Определитель системы уравнений (7) в общем случае не равен нулю. Следовательно, это уравнение разрешимо. Из него могут быть найдены величины a_1 и a_2 , а затем и величины шунтирующих сопротивлений.

Практически предложенная схема должна настраиваться экспериментально в процессе подготовки и тарировки измерительных трактов. Для этого сначала балансируется измерительный мост балансировочными устройствами тензометрического усилителя. Затем к буксе, расположенной в средней части буксового проёма так чтобы она не касалась его щёк, прикладывается сила два такой величины, чтобы она не вызывала скольжение буксы относительно боковины, и переменным шунтирующим резистором R_{Ш1} производится балансировка моста и тем самым осуществляется компенсация изменений сопротивления рабочего датчика вследствие действия продольной силы два. В этом случае отсутствуют сила 1 и вызываемые ею деформации рабочего датчика. После этого, домкратом прикладывается сила один только к хоботу боковины так, как бы она прикладывалась от буксы. При этом будет отсутствовать сила два и вызываемые ею деформации рабочего датчика R и компенсационного K_2 . В этом случае будут иметь место только деформации этих датчиков, вызываемые силой один. С помощью переменного резистора R_{III2} балансируется мост и производится компенсация влияния силы один на деформации рабочего датчика и датчика K_2 .

Таким образом, описанная выше схема измерения вертикальных сил, действующих на боковину со стороны буксы, позволяет компенсировать влияние продольных сил на результаты измерений вертикальных сил и осуществлять достаточно точно измерение вертикальных сил и анализ устойчивости движения вагона во время действия продольных сил.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Стамблер Е.Л. и др., Расчёты и испытания тяжеловесных поездов. -М.: Транспорт, 1986. - 268 с.
- Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества, М.,1995, РД 24.050.37.095
- Ушкалов В.Ф., Ромен Ю.С., Завертуляк А.В., Рубан В.И. О влиянии горизонтальных продольных усилий в боковой раме тележки на показатели вертикальной динамики грузового вагона // Тези Міжнар. конф. "Проблеми механіки залізничного транспорту". – Д.: РВВ ДІІТ. – 2004. -С.173.
- Манашкин Л.А., Мямлин С.В. Об измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов // Тези Міжнар. конф. "Проблеми механіки залізничного транспорту". – Д.: РВВ ДШТ. – 2004. -C.115.

УДК 624.271

В.В. МАРОЧКА, аспірант, ДІІТ (Україна)

ВЗАЄМОДІЯ МОСТОВИХ КОНСТРУКЦІЙ З РУХОМИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

При проектуванні й експлуатації мостів розрізних систем часто зіштовхуються з надмірними коливаннями пролітних будівель під тимчасовим навантаженням. З іншого боку, розроблений цілий ряд конструкцій гасителів, що можуть бути приведені до опорних демпферів. Розрахунок таких конструкцій представлений у даній роботі.

При проектировании и эксплуатации мостов разрезных систем часто сталкиваются с чрезмерными колебаниями пролетных строений под временной нагрузкой. С другой стороны, разработано целый ряд конструкций гасителей, которые могут быть приведены к опорным демпферам. Расчет таких конструкций представлен в данной работе.

Often is collided at designing and operation of bridges of gapped systems with excessive oscillations of superstructures under a temporary load. On the other hand, there are some number of extinguishers constructions, which can be reduced to abutment dampers. Calculation of such structures is considered in this article.

Як свідчить світовий досвід, використання нових високоміцних матеріалів приводить до зменшення поперечних перетинів, і, як результат, збільшення гнучкості сучасних конструкцій. Поряд з цим велике значення зараз набуло збільшення динамічних навантажень на прогінні будови через збільшення швидкостей руху та класу навантаження. На фоні цих тенденцій велике значення набувають проблеми динаміки конструкцій та гасіння вимушених коливань. Розроблено багато типів гасителів, призначених для гасіння вимушених коливань. Деякі з них наведені в літературі [1]. Але, не зважаючи на велику кількість методів розрахунку конструкцій, розроблених на даний момент, здійснення достатньо точного розрахунку прогінної будови з урахуванням гасителів залишається проблематичним.

У даній роботі наведена спроба розрахунку вимушених коливань прогінної будови моста з гідродемпферами, що розташовані в опорних перетинах та перешкоджають повороту цього перетину при згинанні балки. Коливання викликані пульсуючим навантаженням, розподіленим за довжиною.

Розглянемо вимушені коливання прогінної будови з гідродемпферами, що розташовані по кінцях балки, як показано на рис. 1.



Рис. 1. Розрахункова схема прогінної будови

Використовуючи відомі перетворення Журавського і рівняння зігнутої осі балки, маємо вираз:

$$\frac{\partial^{4} \mathbf{y}}{\partial \mathbf{x}^{4}} = -\frac{1}{\mathrm{EI}} \cdot \frac{\partial^{2} \mathbf{M}}{\partial \mathbf{x}^{2}} = -\frac{1}{\mathrm{EI}} \cdot \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \mathbf{x}};$$
$$-\frac{1}{\mathrm{EI}} \cdot \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \mathbf{x}} = -\frac{1}{\mathrm{EI}} \cdot \mathbf{q}(\mathbf{x}, \mathbf{t}). \tag{1}$$

Коливання викликані пульсуючим навантаженням, розподіленим по довжині балки psin(ω t).

Інтенсивність погонного навантаження на балку буде дорівнювати:

$$q(x,t) = p \sin \omega t + M_1 \sigma_2(x) + + M_2 \sigma_2(x-L) - -m \ddot{y}(x,t) - h \dot{y}(x,t),$$
(2)

де M_1 та M_2 – моменти, що утворюються демпферами.

Після перетворень одержуємо рівняння:

$$y'''' + s^{2}(\ddot{y} + 2\varepsilon\dot{y}) = P(t, x),$$
 (1)

де

$$P(t,x) = \frac{p}{EI}\cos\omega t + \frac{M_1}{EI}\sigma_2(x) + \frac{M_2}{EI}\sigma_2(x-L), (2)$$
$$s^2 = \frac{m}{EI}; \quad 2\varepsilon s^2 = \frac{h}{EI}; \quad M = F_a \cdot h. \quad (3)$$

*F*_д – сила, що виникає в демпфері.

Сила реакції демпфера буде дорівнювати (рис. 2):

$$F_{_{\pi}} = \beta \cdot \dot{y}_{_{\pi}}, \qquad (4)$$

де β - коефіцієнт опору демпфера, кг/с; ý_д – швидкість штока демпфера, м/с.



Рис.2. Схема улаштування гідродемпфера

3 рис. 2 видно, що:

 $\delta = h \sin \theta = h \theta$ (при малому куті θ),

$$\dot{\mathbf{y}}_{_{\scriptscriptstyle R}} = \dot{\boldsymbol{\theta}} \cdot \mathbf{h} = \frac{\partial^2 \mathbf{y}(\mathbf{x}, \mathbf{t})}{\partial \mathbf{t} \partial \mathbf{x}} \cdot \mathbf{h} \;. \tag{5}$$

Розв'язок будемо шукати у формі ряду:

$$y(x,t) = X_1(x)T_1(t) + X_2(x)T_2(t) + \dots$$
 (6)

де X(x) – фундаментальна функція по x; T(t) – фундаментальна функція по часу,

Функцію *X*(*x*) будемо знаходити за допомогою функцій Крилова у вигляді:

$$X(x) = C \sin kx + D \cos kx +$$
+ Nshkx + Rchkx
(7)

Довільні сталі інтегрування С, D, N та R визначаються з граничних умов (див. рис. 1):

Граничні умови (в) і (г) взяті з припущення, що опорні моменти, викликані впливом демпферів, практично не впливають на форму коливань. Підставивши умови а)…г) у вираз (7) та виконавши деякі перетворення, для функції X(x) маємо вираз

$$X(x) = \sin \frac{n\pi}{L} x$$
, (n=1, 2, 3,...). (8)

Отже, існує незліченна кількість функцій X(x), що задовольняють умову (1). Ці функції називаються характеристичними і визначають собою форми коливань. Кожній формі коливань відповідає своя частота вільних коливань, що визначається за формулою

$$\theta_{n} = \sqrt{\frac{k_{n}^{4}}{s^{2}}} = \frac{n^{2}\pi^{2}}{L^{2}}\sqrt{\frac{EI}{m}}, \quad (n = 1, 2, 3, ...).$$
(9)

Розв'язок у(t, x) будемо шукати у вигляді ряду за фундаментальними функціями:

$$y(t,x) = \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) \sin \frac{n\pi}{L} x$$
. (10)

Для цього зовнішнє навантаження

$$P = \frac{p}{EI}\cos\omega t + \frac{M_1}{EI}\sigma_2(x) + \frac{M_2}{EI}\sigma_2(x-L)$$
(11)

розкладаємо в ряд Фур'є за синусами, і маємо

$$\frac{2}{L}\int_{0}^{L} d\sin\frac{n\pi}{L} x \cdot dx = \begin{cases} \frac{4p}{n\pi EI}; \Rightarrow (n = 1, 3, 5, ...) \\ 0; \Rightarrow (n = 2, 4, 6, ...) \end{cases}$$
(12)

$$\frac{2}{L}\int_{0}^{L}\frac{M_1}{EI}\sigma_2(x)\sin\frac{n\pi}{L}x\cdot dx = \frac{2n\pi}{EI\cdot L^2}M_1\cdot (13)$$

Аналогічно знайдемо

$$\frac{2}{L}\int_{0}^{L}\frac{M_{2}}{EI}\sigma_{2}(x-L)\sin\frac{n\pi}{L}x\cdot dx =$$

$$=\begin{cases} \frac{2n\pi}{EI\cdot L^{2}}M_{2} \Rightarrow n = (1,3...) \\ -\frac{2n\pi}{EI\cdot L^{2}}M_{2} \Rightarrow n = (2,4..) \end{cases}$$
(14)

Як можна побачити з виразу (14), п знаходиться в чисельнику, а отже, даний ряд розходиться. Фізично це пояснюється тим, що вплив згинального моменту збільшується із збільшенням форми коливань, але в сумарних коливаннях балки, як доведено практикою, вплив наступних доданків настільки малий, що ним можна знехтувати, тому правомірно обмежитись урахуванням декількох форм.

Цікавим є той факт, що у випадку, коли ряд М₁ знакосталий, ряд М₂ - знакопочережний, що можна пояснити різними знаками кутів повороту на опорних перерізах при парних формах коливань.

Підставляючи цей розв'язок у рівняння (10), після групування подібних та деяких перетворень маємо:

$$\ddot{T}_{n} + 2\varepsilon \dot{T}_{n} + \theta^{2} T_{n} = \\ = \begin{cases} \frac{4p}{n\pi m} \cos \omega t - \frac{2n\pi}{mL^{2}} M_{1} - \frac{2n\pi}{mL^{2}} M_{2} \Rightarrow n = (1,3...) \\ -\frac{2n\pi}{mL^{2}} M_{1} + \frac{2n\pi}{mL^{2}} M_{2} \Rightarrow n = (2,4...) \end{cases}$$
(15)

Одержані рівняння достатньо важко розв'язати аналітично. У літературі [2] розглянуто методику розв'язання таких рівнянь з позицій нелінійної механіки, використовуючи метод кусочно-лінійної апроксимації. У даному випадку ми маємо дещо складнішу праву частину рівняння, в якій величини M_1 та M_2 є змінними за часом та переміщенням та визначаються за формулою (3). Практичні результати одержано на прикладі прогінної будови під пі-



шохідне навантаження з розрахунковим прогоном L_p=32.7 м та відповідними розрахунковими характеристиками.

Інтенсивність зовнішнього навантаження визначалася у відповідності до методики, яка запропонована в роботі [3]. Розрахунки проводились у широкому діапазоні частот зовнішнього навантаження (12,8...15 рад/с) та в'язкості опорних демпферів (0...3·10⁶ кг/с) з урахуванням тільки першої форми коливань.

Розрахунки проводилися за допомогою комп'ютерної програми, що втілила в себе методику розв'язання рівняння (15), що описана в роботі [2] з урахуванням формул (3), (4) та (5). Результати розрахунків зведено у тривимірну поверхню (рис. 3), де зображена залежність амплітуди переміщення центру балки від частоти зовнішнього навантаження та в'язкості опорних демпферів.



Рис. 3. Графік залежності амплітуди переміщення середини прогону від частоти збурення та в'язкості демпферів

Рис. 4. Залежність поздовжнього зусилля від в'язкості демпфера

З наведеного графіка можна побачити суттєвий ефект зменшення амплітуд коливань при збільшенні в'язкості опорних демпферів. Як і припускалося, від приєднання до системи динамічних в'язей (гідродемпферів) її власна частота не змінилася – резонансна частота практично не змінюється при зміні в'язкості демпферів. Важливою характеристикою даної системи є максимальні поздовжні зусилля, що діють на демпфери (рис. 4).

Даний графік описує випадок, коли система знаходиться в режимі резонансу ($\omega = 13,339$ рад/с). Можна зробити висновок, що поздовжні зусилля в демпфері досить незначні, що також

свідчить на користь цього методу гасіння коливань.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

- Закора А.Л., Казакевич М.И. Гашение колебаний мостовых конструкций / Под ред. Н.Г.Бондаря. – М.: Транспорт, 1983. – 134 с.
- Марочка В.В. Метод кусочно-лінійної апроксимації в задачах про поперечні коливання механічних систем. – Львів, 2004.
- Казей И.И., Казей С.И. Воздействие пешеходов на пролетные строения мостов / Под ред. И.И. Казея / Исследование работы мостовых конструкций в процессе строительства и эксплуатации. – М.: Транспорт, 1982.

УДК 629.4.015

Г.С. МИХАЛЬЧЕНКО, д-р техн. наук, профессор, БГТУ (Россия) В.Н. ЯЗЫКОВ, ассистент, БГТУ (Россия) В.С. КОССОВ, д-р техн. наук, ФГУП ВНИКТИ МПС РФ (Россия) А.В. СПИРОВ, инженер, ФГУП ВНИКТИ МПС РФ (Россия)

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ХОДОВОЙ ДИНАМИКИ И ИЗНОСА КОЛЕС ГРУЗОВОГО ЛОКОМОТИВА С РАДИАЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ КОЛЕСНЫХ ПАР

Приведено результати комп'ютерного моделювання руху вантажного тепловоза з оригінальними тривісними візками з механізмом радіальної установки колісних пар конструкції ФГУП ВНІКТІ МПС. Чисельне моделювання руху здійснювалося за допомогою програмного комплексу «Універсальний механізм».

Приведены результаты компьютерного моделирования движения грузового тепловоза с оригинальными трехосными тележками с механизмом радиальной установки колесных пар конструкции ФГУП ВНИКТИ МПС. Численное моделирование движения осуществлялось с помощью программного комплекса «Универсальный механизм».

Results of detailed simulation of motion of the freight locomotive equipped with original three axle bogies with the radial steering mechanism designed by VNIKTI are given. The simulation was performed with the help of the program UM Loco developed at BSTU. To solve the wheel-rail contact problem an approximate model which does not lead to stiff equations of motion and can be used for non-elliptical contact areas was used.

Снижение износа колёс и уменьшение воздействия локомотивов на путь являются важнейшими задачами, которые необходимо решать при создании современного тягового подвижного состава и его эксплуатации.

В последнее время среди возможных мероприятий по уменьшению износа все больше внимания уделяется тележкам с радиальной установкой колесных пар (РУКП). Применение тележек такой конструкции позволяет значительно снизить износ, поскольку уменьшается величина угла набегания колес на рельсы и, следовательно, относительное проскальзывание в контакте «колесо – рельс». Экспериментальные и теоретические исследования доказали большую эффективность тележек с РУКП в уменьшении износа колес.

Для экипажей с РУКП почти всегда необходимо искать компромиссные конструктивные решения, направленные на обеспечение устойчивого движения в прямых и уменьшение износа колес и рельсов в кривых. Эта задача решается обычно путем подбора упругодиссипативных параметров экипажной части, что предполагает большой объем теоретических исследований.

В БГТУ выполнено компьютерное моделирование движения грузового тепловоза с оригинальными трехосными тележками с механизмом РУКП конструкции ФГУП ВНИКТИ МПС (рис. 1). Буксы крайних колесных пар 1 соединены с помощью тяг 2 с поперечными балансирами 3, которые шарнирно укреплены на раме тележки, и имеют только вращательную степень свободы. Балансиры связаны между собой системой тяг и рычагов, обеспечивающих радиальную установку колесных пар по принципу антипараллелограмма.

Радиальная установка колесных пар в этих тележках обеспечивается за счет действия сил в контакте колеса с рельсом и уменьшения продольной жесткости связи колесных пар с рамой тележки. Однако уменьшение продольной жесткости и кинематическая связь колесных пар механизмом РУКП приводит к нестабильному движению экипажа при повышенных скоростях в прямых участках пути и пологих кривых.



Рис.1. Схема тележки с механизмом РУКП

Численное моделирование движения исследуемого экипажа осуществлялось с помощью программного комплекса «Универсальный механизм» [1] (www.umlab.ru), разработанного в БГТУ под руководством проф. Погорелова Д.Ю. Компьютерная модель тепловоза представляет собой систему абсолютно твердых тел, связанных шарнирами и силовыми элементами. Причем все силовые элементы являются невесомыми, то есть их собственная динамика не учитывается, что вполне оправдано, так как она крайне незначительно влияет на динамику экипажа в целом. Созданная модель тепловоза имеет 78 степеней свободы.

Проведено моделирование движения экипажа с механизмом РУКП в прямых и кривых участках пути с вертикальными и горизонтальными неровностями. Использованные неровности соответствуют пути удовлетворительного содержания по данным ВНИИЖТа. В качестве тестовых кривых приняты кривые радиусом 300 и 600 м. Для моделирования выбраны два вида колесных профилей: стандартный конический и профиль ДМетИ. Рельс имеет профиль типа Р65. Показатели износа колес и динамики экипажа с механизмом РУКП сравнивались с показателями серийного тепловоза ТЭ116. Причем основные инерционные и геометрические параметры исследуемых экипажей приняты одинаковыми.

Для решения задачи контакта колеса с рельсом разработана модель негерцевского контакта [2], на основе которой был построен быстрый алгоритм, не приводящий к жестким уравнениям движения и позволяющий получить приемлемые результаты по быстродействию численного моделирования движения рельсовых экипажей. Кроме того, для оценки износа колес и рельсов был разработан алгоритм, рассчитывающий распределение работы сил трения в пятне контакта по профилям колес и рельсов в процессе моделирования движения железнодорожных экипажей.

Проведенные численные эксперименты показали, что динамика в прямых участках пути исследуемого экипажа с исходными параметрами хуже, чем у экипажа-эталона ТЭ116. И если при моделировании со стандартным коническим профилем колес динамика экипажа с РУКП все же удовлетворительна, то с применением колесных профилей ДМетИ этот экипаж имеет недопустимо высокий уровень динамических показателей при скоростях выше критических, но находящихся в рабочем диапазоне. В то же время, показатели износа колес экипажа с РУКП значительно ниже, чем у экипажа ТЭ116. Поэтому сделан вывод о необходимости поиска конструктивных путей, которые позволили бы улучшить динамические качества исследуемого экипажа при движении в прямых участках и заметно не снизили эффективность работы механизма РУКП при движении в кривых. Рассмотрены следующие конструктивные решения: 1) установка гасителей колебаний в механизме РУКП, 2) установка гасителей виляния между кузовом и тележкой, 3) разумное увеличение жесткости продольной связи колесной пары и рамы тележки *с*_{*x*1}.

Установлено, что самое значительное улучшение динамики из рассмотренных вариантов оказывает введение в конструкцию механизма РУКП гасителя колебаний. Увеличение жесткости продольной связи и установка гасителей виляния между кузовом и тележкой также снижают показатели динамики, хотя и менее существенно. Лучшая динамика из исследуемых экипажей с механизмом РУКП, как и ожидалось, у экипажа, в котором реализованы все предложенные пути повышения динамических качеств.

Проведенный анализ показал, что установка колесных пар экипажа в кривых участках пути, а соответственно и показатели износа колес, не зависят от параметров гасителей колебаний, которые варьировались при исследовании динамики. В то же время, величина жесткости продольной связи колесной пары и рамы тележки c_{x1} оказывает значительное влияние на углы набегания колес. Поэтому анализ проводился только для экипажа-эталона ТЭ116 и двух вариантов экипажей с механизмом РУКП: с исходной жесткостью продольной связи $c_{x1} = 7 \cdot 10^5$ H/м и увеличенной жесткостью $c_{x1} = 1,9 \cdot 10^6$ H/м.

Исследования показали, что применение механизма РУКП значительно уменьшает износ колесных профилей, причем эффект увеличивается со снижением жесткости продольной связи крайних колесных пар с рамой тележки. При использовании колесного профиля типа ДМетИ эффективность механизма РУКП выше, чем со стандартными коническими профилями колес за счет большего момента сил крипа, подворачивающего колесную пару в сторону уменьшения угла набегания. При моделировании движения экипажей с профилями ДМетИ в кривой радиусом 300 м без неровностей углы набегания экипажа с РУКП с исходной величиной $c_{x1} = 7.10^{\circ}$ Н/м имеют практически нулевые значения для первой колесной пары (рис. 2), а работа сил трения для набегающего колеса первой колесной пары этого экипажа уменьшилась более чем в пять раз в сравнении с экипажем ТЭ116.



Рис.2. Углы набегания 1 КП с профилями ДМетИ

При использовании стандартного конического профиля колес углы набегания и работа сил трения на круге катания у экипажей с механизмом РУКП в сравнении с экипажем ТЭ116 также заметно снизились. Для экипажа с РУКП с исходной жесткостью продольной связи углы набегания и работа трения уменьшились примерно в три раза, а с увеличенной жесткостью – в два раза (рис.3).





Рассмотрим более подробно результаты моделирования движения экипажей с колесными профилями ДМетИ. На рис. 4 приведены пятна контакта набегающего колеса первой колесной пары и рельса при установившемся движении исследуемых экипажей в ровной кривой радиусом 300 м. На рисунке серым цветом закрашены области сцепления, а белым – области скольжения. Из рисунка видно, что пятно контакта смещается в сторону гребня с увеличением жесткости c_{x1} у экипажей с РУКП, а самое близкое расположение пятна к гребню – у экипажа ТЭ116. Необходимо отметить тот факт, что при движении в кривой экипажа ТЭ116 на всех колесах первых колесных пар тележек наблюдается полное проскальзывание (рис. 4,в). Тогда как для экипажей с механизмом РУКП полного проскальзывания нет ни на одном колесе, а изза меньшего крипа у экипажа с исходной жесткостью c_{x1} область сцепления в пятнах контакта больше, чем у экипажа с повышенным значением c_{x1} (рис. 4,а; 4,б).



Рис.4. Пятна контакта при движении экипажей в ровной кривой: а – экипаж с РУКП с исходной c_{x1} ; б – экипаж с РУКП с увеличенной c_{x1} ; в – ТЭ116

Такие показатели как углы набегания и работа сил трения в контакте, дают, по сути, только относительную информацию об износе, и по ним нельзя судить каким образом будут изнашиваться колесные профили. Для более полного анализа приведем графики распределения работы сил трения по профилю колеса при прохождении кривой, которые в первом приближении могли бы показать, какие участки профиля подвергаются большему износу (рис.5). Как видно, из-за большего угла набегания колесный профиль экипажа ТЭ116 не только значительнее изнашивается, но и, как говорилось ранее, положение контактного пятна больше смещено к выкружке колеса в сравнении с экипажами с механизмом РУКП, что вызывает повышенный подрез гребней.

При моделировании движения экипажей с коническими колесами пятна контакта и на круге катания, и на гребне набегающих колес первой колесной пары по форме и расположению мало отличаются друг от друга для разных экипажей. Основное отличие состоит в том, что для экипажа ТЭ116 в пятне контакта на круге катания вследствие больших крипов отсутствует область сцепления, тогда как в пятнах контакта экипажей с механизмом РУКП есть и область сцепления, и области скольжения. В силу того, что формы пятен контакта примерно одинаковы, то изнашиваются одни и те же участки на профиле, но с разной интенсивностью. А именно, износ колес экипажа ТЭ116 - наибольший, а экипажа ТА25ВН с исходной жесткостью c_{x1} – наименьший.



Рис.5. Распределение работы трения по профилю колеса: 1 – ТЭ116; 2 – экипаж с РУКП с увеличенной *c*_{x1}; 3 – экипаж с РУКП с исходной *c*_{x1}

Кроме того, было проведено моделирование движения экипажей в неровной кривой R = 300 м и сделан вывод, что и в кривой с не-

ровностями использование механизма РУКП значительно снижает износ колесных профилей за счет снижения квазистатической составляющей углов набегания.

Численные эксперименты проводились также для ровной кривой R = 600 м, в результате чего было показано, что в этой кривой применение механизма РУКП для снижения износа колесных профилей дает существенный эффект.

Проведенный анализ показал, что применение механизма радиальной установки колесных пар значительно снижает износ колесных профилей, причем эффект увеличивается с уменьшением жесткости продольной связи крайних колесных пар с рамой тележки, однако это ведет к ухудшению динамики экипажа при движении в прямых участках пути.

Предложенные конструктивные пути улучшения динамики (введение в конструкцию механизма РУКП гасителя колебаний, установка гасителей виляния между кузовом и тележкой и увеличение жесткости продольной связи крайних колесных пар с рамой тележки) существенно улучшают динамические показатели экипажа локомотива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю. Автоматизированный программный комплекс для изучения динамики взаимодействия твердотельных моделей рельсовых экипажей и пути. // Сб. научн. трудов междунар. конф. «Высшее профессиональное заочное образование на железнодорожном транспорте: настоящее и будущее» РГО-ТУПС. – М.: РГОТУПС. – 2001. – С. 225-226.
- Kovalev R., Yazykov V.N., Mikhalchenko G.S., Pogorelov D.Yu. Railway Vehicle Dynamics: Some Aspects of Wheel-Rail Contact Modeling and Optimization of Running Gears // Mechanics Based Design of Structures and Machines. – 2003. – V.31. – №3. – P.315–335.

УДК 629.4.015.656.222.2

Л.А. МУГИНШТЕЙН, д-р техн. наук, ВНИИЖТ (Россия) И.А. ЯБКО, ст. научн. сотр., ВНИИЖТ (Россия) С.И. ЛИСЕЕВ, инж., ВНИИЖТ (Россия)

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОДОЛЬНО-ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ГРУЗОВЫХ ПОЕЗДАХ С РАСПРЕДЕЛЕННОЙ ТЯГОЙ

Розглянуто результати чисельної реалізації моделювання управлінням локомотивами у вантажних поїздах з розподіленою тягою та аналіз виникаючих поздовжньо-динамічних сил.

Рассмотрены результаты численной реализации моделирования управлением локомотивами в грузовых поездах с распределенной тягой и анализ возникающих продольно-динамических сил.

A mathematical model is developed to estimate longitudinal forces in freight cars in various control regimes. The corresponding software is created. Now more than 30 railway sheds use it.

Введение

Для обеспечения безопасности движения на сложных участках профиля при управлении поездами большой массы и длины с распределенной тягой крайне важно наличие инструмента для оценки продольно-динамических сил (ПДС), чтобы не допустить превышения их нормируемых значений, определяемых прочностью узлов подвижного состава и его устойчивостью в рельсовой колее. Такая оценка необходима и важна также для обучения локомотивных бригад приемам безопасного управления движением поезда, при разработке режимных карт, а также при анализе случаев сходов подвижного состава с рельсовой колеи и повреждений сцепных устройств. С этой целью во ВНИИЖТе разработана математическая модель движения поезда по участку с учетом плана и профиля пути, заданного времени хода, скоростных ограничений. Эта модель учитывает нелинейность характеристик поглощающих аппаратов сцепных устройств каждого вагона и предусматривает возможность моделирования управления тягой локомотивов и тормозами поезда.

Применительно к поездам с одним локомотивом численная реализация этой модели была реализована во ВНИИЖТе в виде промышленной программы для ПЭВМ [1], которая в настоящее время используется в более чем 30 депо сети железных дорог Российской Федерации. В данной работе учитывается специфика соединенных поездов в части возникающих в них ПДС и нормативных документов, регламентирующих их эксплуатацию.

Математическая модель

Математическая модель включает рассмотрение переносного движения поезда, рассматриваемого как гибкая нерастяжимая неоднородная по длине нить, и относительного движения каждой подвижной единицы состава.

Переносное движение поезда определяет скоростную траекторию и описывается дифференциальным уравнением с учетом массы и длины каждого вагона, профиля пути, ограничений скорости, тяговых характеристик локомотивов. Относительное движение определяет ПДС в поезде и описывается системой дифференциальных уравнений, число которых равно числу подвижных единиц в поезде. Принятая зависимость внутренней силы в j-ом автосцепном устройстве R_j от относительного перемещения δ_j соседних подвижных единиц представлена на рис. 1.



Рис. 1. Характеристика поглощающего аппарата автосцепки: j – номер автосцепки (считая от головы поезда); R_i – внутреннее усилие; δ_i – деформация
В части моделирования пневматического торможения принято, что скорость распространения тормозной волны по составу постоянна и не зависит как от глубины разрядки тормозной магистрали, так и от принятой интенсивности тормозного режима. Согласно принятой модели давление в тормозном цилиндре каждого вагона начинает увеличиваться только после достижения тормозной волной этого вагона. При этом, в модели учтено замедление нарастания тормозных сил в вагонах поезда по мере удаления их от начала состава, обусловленное снижением давления в тормозной магистрали вдоль состава из-за утечек воздуха. Для реализации конкретных временных зависимостей наполнения тормозных цилиндров были использованы данные работы [2].

Отвечающая принятой модели система дифференциальных уравнений может быть замкнута лишь при задании конкретного режима управления каждым локомотивом в составе поезда. Такое замыкание выполнено на основании двух сценариев:

 – расчет энергооптимальной траектории поезда с учетом плана и профиля пути, времени хода, ограничений скорости, составности; при этом, поезд рассматривается как гибкая нерастяжимая неоднородная по длине нить;

– моделирование управления локомотивами в составе поезда с использованием для каждого из них на основе предоставляемого пользовательского интерфейса либо отдельной ПЭВМ, либо отдельного окна управления; обмен данными синхронно осуществляется либо по локальной вычислительной сети, либо как разделяемые данные для различных экземпляров приложения.

Полученный скоростной режим рассматривается как переносное движение при дальнейшем расчете соответствующих ПДС в поезде. Результатом такого расчета, выполненного по первому сценарию, является энергооптимальная и безопасная по продольной динамике траектория движения поезда. При этом используется разработанная во ВНИИЖТе и внедренная в более чем 150 депо сети железных дорог Российской Федерации программа для расчета режимных карт [3]; кроме того, используется алгоритм корректировки режимов на опасных участках. Результаты расчета ПДС согласно второму сценарию используются при моделировании конкретных дорожных ситуаций, разработке режимных карт, а также для обучения машинистов приемам безопасного по продольной динамике и энергооптимального управления поездом с распределенной тягой. Для вышеуказанных сценариев вопрос о допустимости рассчитанных ПДС решается путем их сравнения с соответствующими нормативными значениями, определяемыми типом и загрузкой каждого вагона, радиуса кривой под ним.

Численная реализация

Принятая система дифференциальных уравнений является нелинейной. Эта нелинейность обусловлена, в частности, принятой характеристикой поглощающего аппарата автосцепки. Однако при сохранении взаимного перемещения узлов поглощающих аппаратов в направлении вдоль одной из ветвей характеристики (рис. 1) систему уравнений на этом отрезке времени можно рассматривать как линейную. Это позволило применить специально разработанный алгоритм, являющийся модификацией известного метода Рунге-Кутта и максимально учитывающий специфику задачи. Согласно этому алгоритму на каждом шаге решается линейная задача, а при изменении направления взаимных перемещений узлов поглощающих аппаратов хотя бы в одном сечении поезда рассматривается новая линейная задача, соответствующая изменившимся условиям.

Математически на каждом шаге решается система линейных дифференциальных уравнений

$$d^2 \mathbf{X} / dt^2 = \mathbf{A} \mathbf{X} + \mathbf{F}, \ \mathbf{X}(t_K) = \mathbf{X}_K,$$

где **X** – вектор неизвестных относительных смещений в автосцепке; t – время, $t_K \le t \le (t_K + h_K)$; **F** – вектор правых частей; **A** –матрица жесткости системы; h_K – шаг интегрирования.

Следует отметить, что по структуре матрица А является симметричной трехдиагональной. В дальнейшем это позволяет достичь максимальной эффективности программы. Так, в частности, на каждом шаге интегрирования определяется сингулярная норма матрицы А без существенных затрат ресурсов ЭВМ. Это, в свою очередь, позволяет определить максимальный допустимый предел по численной устойчивости для шага интегрирования. Выбор шага интегрирования h_к в вычислительной процедуре для сокращения времени счета принимается максимальным в установившихся режимах и уменьшается до значения, необходимого для сохранения устойчивости решения системы дифференциальных уравнений при существенных изменениях режима движения. С этой целью разработана специальная процедура и соответствующий пакет программ, обеспечивающий решение комплекса специфических задач линейной алгебры. В частности, точное решение системы, являющейся экспонентой от матрицы, раскладывается в ряд с сохранением первых четырех матричных членов. Расчеты с использованием этого решения основываются на указанном выше пакете. В результате достигается существенное сокращение времени счета с сохранением необходимых параметров точности и устойчивости расчета.

Помимо этого, разработан специальный алгоритм эффективного переформирования матрицы жесткости А, использующий то обстоятельство, что, как правило, одновременно переход на другую ветвь характеристики происходит лишь в одном сечении поезда. В методе численной реализации данной модели предусмотрена возможность эффективного учета активных внешних сил, приложенных к каждому из вагонов. В целях повышения эффективности и ускорения расчетов временные характеристики в принятой модели поезда аппроксимированы кусочно-линейными зависимостями. Указанный подход позволил обеспечить требуемый уровень структурирования программы и возможность единообразно учитывать внешние силы как при тяге, так и при торможении.

Перечисленные выше алгоритмы в совокупности с качеством их низкоуровневой численной реализации обеспечили высокую производительность при сохранении точности расчета. Так, результаты численных экспериментов показали, что скорость интегрирования уравнений динамики с помощью вышеупомянутого математического обеспечения примерно в 100 раз выше, чем с помощью пакета MATLAB 5.2 (MathWorks, США). Такая производительность в сравнении со всемирно известным профессиональным программным продуктом была обеспечена исключительно за счет учета специфики задачи и тщательного низкоуровневого программирования. Расчет ПДС в поезде из 100 вагонов на участке со сложным профилем пути длиной 200 км требует не более 3 мин (Intel Pentium III, 1100 M Γ µ).

Достигнутая высокая степень производительности является принципиально важной, в частности, для обеспечения возможности вариантного выбора безопасных с точки зрения продольной динамики режимов управления каждым из локомотивов в соединенном поезде.

Структурная схема организации работы программного комплекса

Для широкого практического использования численные алгоритмы моделирования управления поездом реализованы в виде промышленной программы для ПЭВМ стандартной комплектации (ПК). Эта программа обладает развитым пользовательским интерфейсом в стиле стандартных продуктов Microsoft®, позволяющим оперативно использовать специализированную базу данных программы, анализировать результаты расчетов и осуществлять их экспорт в графическом и текстовом видах.

Основными составляющими ПК являются модули, обеспечивающие расчет ПДС в режимах тяги и торможения, модули базы данных и интерфейса пользователя, а также модуль, имитирующий органы управления локомотивами.



ис. 2. Укрупненная блок-схема взаимодействия основных модулей ПК

На рис. 2 представлена укрупненная блоксхема алгоритма и показано взаимодействие основных модулей ПК. После формирования с помощью соответствующих интерфейсов блока исходных данных выполняется расчет энергооптимальной траектории движения поезда. Затем рассчитываются управляющие воздействия, обеспечивающие реализацию полученной энергооптимальной траектории, и соответствующие ПДС в поезде. Результаты расчетов отображаются в графическом виде на дисплее. Далее для каждой автосцепки полученные расчетные значения ПДС сравниваются с максимальными допустимыми значениями сил в зависимости от радиуса кривой под колесом, типа и загруженности вагона. В случае необходимости, осуществляется корректировка режимов управления каждым из локомотивов.

Ветвь блок-схемы, начинающаяся с блока 5, отвечает либо реализации траекторий движения, зафиксированных в реальной эксплуатации, либо режимам управления локомотивами, задающимися с помощью соответствующего интерфейса (блок 6). Дальнейший ход расчета аналогичен описанному (блоки 4, 6, 7).

На рис. 3. представлен фрагмент экрана во время работы ПК. Этот рисунок дает представление об интерфейсных возможностях ПК.



Рис. 3. Общий вид дисплея во время работы ПК

Апробация и практическое использование

Наряду с корректностью и обоснованностью математических и вычислительных процедур, использованных при разработке методов расчета и анализа ПДС в грузовых поездах, принципиально важной является оценка адекватности результатов расчетов продольных сил в поезде.

В 2003 году были выполнены сопоставления результатов расчетов с прямыми измерениями ПДС в различных сечениях поезда в ходе опытных поездок на участках Рыбное – Орехово, Красноярск – Иркутск. Опытные данные были получены с помощью используемой в ТПЭ ВНИИЖТ системы дистанционного измерения ПДС в различных сечениях грузового

поезда. Так, на участке Рыбное – Орехово в качестве участка сравнения выбран 138 км 9 пк, на котором был зафиксирован динамический удар. Анализ режима управления поездом, характер профиля и плана пути, скорости поезда и силы тока показал, что динамический удар сжатия произошел вследствие перехода с тяги на выбег в сочетании с переломом профиля, обусловившим резкое снижение роста скорости локомотива с набеганием вагоном на голову поезда. Сопоставления опытных и рассчитанных данных показали их совпадение с приемлемой точностью как по характеру зависимостей анализируемых продольно-динамических сил от координаты пути, так и по их абсолютным значениям. В частности, согласно опытным данным наибольшее сжатие в автосцепке № 1 на стадии удара достигало 28,6 тс, а соответствующее расчетное значение равно 27 тс. Аналогичные величины для автосцепки № 23 равны 35,8 тс и 32,4 тс соответственно. Продолжительность динамического удара в пересчете на длину пути для автосцепки № 1 составила 25 м и 19 м для опытных и расчетных данных соответственно; аналогичные величины для автосцепки № 23 равны 20 м и 23 м.

В 2004 году применительно к участкам Свердловск – Шаля, Шаля – Пермь и Пермь – Чепца с помощью ПК были получены режимные карты для соединенных поездов весом 12000 т с двумя локомотивами ВЛ11 в голове и в середине состава. В ходе опытной поездки по рассчитанной с помощью ПК режимной карте на участке Верещагино – Чепца динамические удары не наблюдались; зафиксированные набегания были незначительны и происходили исключительно в режиме выбега.

ПК неоднократно использовался для моделирования аварий и анализа ПДС в поезде. Так, в порядке подготовки технического заключения по вопросам безопасности движения на Северной железной дороге с помощью ПК было выполнено моделирование крушения, произошедшего на перегоне Марков – Амшор соединенного поезда с 458 осями (сход 23 вагонов, начиная с 21-го по счету с головы поезда). На основании представленных данных и численного моделирования движения соединенного поезда были определены ПДС в поезде и рассмотрена возможная последовательность развития событий от момента трогания поезда до схода. Результаты расчетов совпали в части количества и порядка вагонов в сходе.

Таким образом, можно заключить, что разработанная программа:

 в части стабильности работы, производительности и уровня качества пользовательского интерфейса удовлетворяет всем требованиям программы промышленного типа для ЭВМ стандартной комплектации;

 в части адекватности получаемых численных результатов при реализации алгоритмов, отвечающих заложенным физическим моделям, обеспечивает задаваемую априори относительную точность;

 в части адекватности получаемых результатов реальным силовым динамическим процессам в составном поезде обеспечивает приемлемую точность.

Заключение

Разработанная программа является практическим инструментом для подробного и достаточно точного анализа продольнодинамических сил в поездах повышенной массы и длины, позволяя для соединенных поездов:

 моделировать аварийные ситуации и анализировать соответствующие им динамические процессы;

- оперативно составлять безопасные с точки зрения продольной динамики и энергооптимальные режимные карты;
- обучать машинистов навыкам безопасного с точки зрения продольной динамики и энергооптимального управления локомотивами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Мугинштейн Л.А., Ябко И.А. Метод анализа продольно-динамических сил в грузовых поездах большой массы и длины. – Железные дороги мира. – 2003. – № 2. – С. 43-48.
- Блохин Е.П., Иноземцев В.Г., Крылов В.В., Стамблер Е.Л., Урусляк Л.А. Торможение поездов разной длины при воздухораспределителе № 483 // Эксплуатация автотормозов на подвижном составе железных дорог СССР. – М.: Транспорт, 1987. – С. 123-134.
- Ябко И.А. Численный метод определения энергооптимального управления движением поезда // Железнодорожный транспорт на новом этапе развития. – М.: Интекст, 2003. – С. 129-135.

УДК: 621.313

В.Ф. НОВИКОВ, мл. научн. сотр.
С.В. БУРЫЛОВ, канд. физ.-мат. наук, ст. научн. сотр.
В.Э. ВОСКОБОЙНИК, канд. техн. наук
В.А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, д-р техн. наук, профессор ИТСТ НАНУ (Украина)

РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКОСЦЕПЛЕНИЯ

Запропоновано розрахунково-дослідний метод визначення залежності потокозчеплення котушки з блоком постійних магнітів від їх взаємного розташування. Цей метод відрізняється тим, що для розрахунку потокозчеплення достатньо виміряти індукцію магнітного поля блока магнітів у площині котушки з наступним інтегруванням. За рахунок зміни границь інтегрування потокозчеплення визначається для будь-якої котушки.

Предложен расчетно-исследовательский метод определения зависимости потокосцепления катушки с блоком постоянных магнитов от их взаимного расположения. Этот метод отличается тем, что для расчета потокосцепления достаточно измерять индукцию магнитного поля блока магнитов в плоскости катушки с последующим интегрированием. За счет изменения границ интегрирования потокосцепление определяется для любой катушки.

A method for the indirect measuring of coil interlinkage with the pack of permanent magnets is offered. The method is independed on coil dimensions and based on magnetic field induction measurement of permanent magnets pack with the following integration of the induction with changeable limits.

В нынешнем столетии полноценный рост продуктивных сил и решение возникающих транспортных проблем будут невозможными без систем магистрального наземного транспорта со скоростями движения 500...700 км/ч, которые обеспечат уравнивание времени междугородных и внутригородских перевозок [1]. Перспективными являются транспортные системы, в которых отсутствует ограничение сил тяги и торможения по сцеплению колёс с путевой структурой. В этих транспортных системах используются линейные тяговые электродвигатели. Достаточно широко применяются линейные синхронные двигатели, которые в качестве источника поля возбуждения могут иметь сверхпроводящие или постоянные магниты.

Активными элементами конструкции линейного синхронного двигателя (ЛСД) являются трёхфазная путевая обмотка, которая питается переменным током, и обмотка возбуждения постоянного тока. Трёхфазная обмотка, каждая фаза которой состоит из ряда последовательно соединенных катушек, укладывается на путевом полотне по всей длине трассы. Обмотка возбуждения ЛСД, представляющая собой ряд сверхпроводящих магнитов, размещается на транспортном средстве. Благодаря этому отпадает необходимость передачи большой мощности на движущееся транспортное средство через скользящий токосъем, а также применения ферромагнитных сердечников в конструкции двигателя. Для экспериментального исследования тяговых характеристик ЛСД, то есть зависимости сил от смещения, токов и других параметров, создан испытательный участок, включающий в себя линейный стенд и транспортное средство [2]. При выполнении исследовательских работ на макетном участке пути в качестве источников поля возбуждения ЛСД использовались блоки высоко-коэрцитивных постоянных магнитов, которые имеют размеры 0,205×0,250 [3].

Обычно для расчёта взаимодействий постоянных магнитов используется метод эквивалентных катушек, который весьма трудоёмок, поскольку подразумевает определение конфигурации магнитного поля нелинейных элементов, какими являются постоянные магниты. Кроме того, при расчетах необходимо учитывать, что блоки набраны из магнитов, которые фактически отличаются друг от друга как геометрическими размерами, так и физическими характеристиками.

В [2] предложен метод определения тягового усилия ЛСД, который не требует расчета магнитного поля системы возбуждения. При этом тяговое усилие f_x определяется выражением

$$f_{x} = -\sum_{n} n \frac{\pi}{\tau} \psi_{n} \left[i_{a} \sin n \frac{\pi}{\tau} x + i_{b} \sin n \left(\frac{\pi}{\tau} x - \frac{2\pi}{\tau} \right) + i_{c} \sin n \left(\frac{\pi}{\tau} x + \frac{2\pi}{\tau} \right) \right],$$

где n – номер гармоники, ψ_n – амплитуда гармоники потокосцепления; τ – полюсное деление; x – смещение блока магнитов относительно фазы A; $i_{a,b,c}$ – токи в соответствующих фазах.

Из выражения видно, что при известных значениях гармонических составляющих потокосцепления можно рассчитать тяговое усилие ЛСД без расчета создаваемых блоками магнитных полей. При этом гармонические коэффициенты ψ_n определяются путём разложения в ряд Фурье зависимости потокосцепления катушки путевой структуры с блоком магнитов от их взаимного положения, полученной из эксперимента прямыми замерами.

Однако данный метод тоже имеет свои недостатки. Процесс измерений потокосцепления остаётся достаточно сложным, а результаты соответствуют только конкретной конфигурации магнита и катушки путевой структуры.

В данной работе предлагается расчётноэкспериментальный метод определения зависимости потокосцепления катушки путевой структуры с блоком постоянных магнитов от их взаимного положения, не привязанный к конкретным размерам катушки и соответственно облегчающий экспериментальную часть определения искомой зависимости.

Особенность метода заключается в том, что вместо измерения зависимости потокосцепления катушки путевой структуры с блоком постоянных магнитов от их взаимного положения производится измерение распределения индукции магнитного поля В, создаваемого блоком постоянных магнитов в плоскости среднего витка катушки [4]. После измерения производится интегрирование (численное или аналитическое, если удаётся подобрать функцию распределения) индукции по площади катушки, что даёт магнитный поток и потокосцепление (рис. 1). Последовательное перемещение области интегрирования позволяет получить искомую зависимость потокосцепления катушки путевой структуры с блоком постоянных магнитов от их взаимного положения.



Рис. 1. Расчёт зависимости потокосцепления от смещения катушки относительно блока магнитов

В данной работе интегрирование заменено суммированием. На рис. 2 приведены зависимости потокосцепления катушки путевой структуры с блоком постоянных магнитов от их взаимного перемещения. Кривые для высот 20, 30 и 45 мм соответственно отражают результаты расчётов (1, 2, 3) и экспериментов (4, 5, 6). Шаг измерения индукции составил 1 см (5% от размера блока магнитов). Несмотря на неоптимальные условия хранения блоков, что привело к их частичному размагничиванию, а также грубую сетку измерения индукции, хорошее совпадение экспериментальных и расчётно-экспериментальных кривых показывает, что при помощи предлагаемого метода достаточно точно определяется потокосцепление, а, следовательно, и сила взаимодействия катушки с блоком постоянных магнитов.



Рис. 2. Зависимости потокосцеплений от смещения блока магнитов на разных высотах

Определение такой зависимости для катушки путевой структуры другого размера или другой формы сводится к повторному интегрированию с другими пределами.

Исследование зависимости потокосцепления катушки путевой структуры с блоком постоянных магнитов от их взаимного положения проводится в два этапа. На первом этапе исследуется изменение ширины (рис. 3), а на втором – длины катушки (рис. 4).

Изменение ширины катушки проводилось с шагом 2 см в сторону уменьшения на 8 см, а в сторону увеличения – на 10 см. Результаты расчётов приведены на рис. 3. Изменения потокосцепления малы и заметны только в области малых смещений, но можно отметить следующие закономерности:

• при увеличении ширины катушки потокосцеп-

ление уменьшается, что объясняется увеличением площади с отрицательными значениями индукции;

 при уменьшении ширины катушки сначала происходит рост потокосцепления, объясняемый обрезкой отрицательных значений индукции, а впоследствии падение, вызванное обрезкой части положительных значений индукции.



Рис. 3. Зависимости потокосцеплений от смещения блока магнитов при разной ширине катушки

Проведены исследования влияния длины катушки на зависимость потокосцепления катушки с блоком постоянных магнитов от их взаимного положения. Изменение длины катушки проводилось с шагом 2 см в сторону уменьшения на 14 см, а также в сторону увеличения на 16 см. Результаты расчётов приведены на рис. 4.



Рис. 4. Зависимости потокосцеплений от смещения блока магнитов при разной длине катушки

Изменения потокосцепления, в отличие от первого этапа, заметны не только в области малых смещений. При этом можно отметить, что с увеличением длины катушки точка перехода через 0, наклонная и отрицательная части кривой потокосцепления сдвигаются в область больших смещений. В области малых смещений при уменьшении длины катушки происходит выпучивание положительной части кривой потокосцепления с переходом от формы седла к форме, близкой к треугольнику.

По результатам проведенной работы можно сделать следующие выводы:

- предложенный метод позволяет определять потокосцепление магнита с катушкой с достаточной точностью, что подтверждается сравнением результатов расчёта с экспериментом;
- метод применим к любому электромеханическому аппарату, в котором сложно определить пространственную конфигурацию магнитного поля;
- при помощи данного метода можно определять потокосцепление постоянных магнитов с катушкой любого размера;
- изменение ширины катушки мало влияет на потокосцепление;
- при увеличении длины катушки наклонная и отрицательная части кривой потокосцепления сдвигается в область больших смещений;
- в области малых смещений при уменьшении длины катушки происходит выпучивание кривой потокосцепления с переходом от формы седла к форме треугольника.

Дальнейшие исследования целесообразно проводить в направлении поиска аналитических зависимостей для оптимизации размеров катушки, взаимодействующей с конкретным блоком постоянных магнитов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Новіков В.Ф., Бурилов С.В., Воскобойник В.Е., Дзензерський В.О. Високоппвидкісні транспортні системи з магнітним підвісом "MAGLEV"// Конструктори електротранспорту: Матеріали наукових читань з циклу: "Видатні конструктори України". Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут. Державний політехнічний музей. К.: ЕКМО 2003. 82с. з іл.
- 2. Новиков В.Ф., Ворошилов А.С., Матин В.И. Усилия в линейном синхронном двигателе испытательного участка // Транспорт. – 2001. – Вип.9 – 184 с.
- Новиков В.Ф., Ворошилов А.С., Зайцев А.Н., Комаров С.В. Метод измерения тягового усилия линейного синхронного электродвигателя // Транспорт. – 2002. – Вип. 10 – 126 с.
- Новіков В., Бурилов С., Воскобойник В., Дзензерський В.. Дослідження магнітного поля блока постійних магнітів // Вісник Академії митної служби України. – 2004. – № 1 (21). – 133 с.

УДК 629.4.027.24

A. ORLOVA, Dr., NVC "Vagony" (Russia)W. KIK, Dr., ArgeCare (Germany)H. SCHEFFEL, Dr., Railway Dynamic Systems CC (South Africa)

BOGIES FOR HIGHER SPEEDS HAVING A SHORT WHEEL BASE

Для скорочення часу поїздок необхідне збільшення швидкостей руху екіпажів. Існуючі швидкісні поїзди мають базу візка 3 м і більше. Величина бази впливає не тільки на стійкість руху системи, але і на вагу рами візка. Зменшення бази можливо при використанні систем активного підвішування, а також при використанні конструкцій з міжосьовими зв'язками.

Для сокращения времени поездок необходимо увеличение скоростей движения экипажей. Существующие скоростные поезда имеют базу тележки 3 м и более. Величина базы оказывает существенное влияние не только на устойчивость движения системы, но и на вес рамы тележки. Уменьшение базы возможно при использовании систем активного подвешивания, а также при использовании конструкций с межосевыми связями.

The reduce drive time it is necessary to increase the speed of trains. Modern high speed trains have the 3-metre bogie base and an even smaller one. The base size influences significantly not only the system movement stability but the bogie frame weight as well. The base size reduction is possible with the use of the active suspension system and with the use of inter axle link construction as well.

Introduction

It is generally assumed that for rail vehicles with passive suspension systems the maximum operating speed is limited to about 300 km/h and that active suspension systems are required if higher train speeds will become practicable [1]. The analysis given below for the 'Manchester bench mark' bogie confirms that this assumption is basically correct for the conventional bogie designs presently being used for high speed trains. Such conventional bogies have frame guided wheelsets and their hunting stability is mainly controlled by three suspension parameters, namely the stiffness of the longitudinal and lateral journal box suspension and the rotational resistance between bogie frame and vehicle body (yaw dampers). The dynamic analysis of such bogies given below also shows that the operating speed requirements of modern high speed trains can be met by such conventional bogies only if relatively long wheel bases are used.

The use of unconventional bogie designs having inter-axle linkages for the guidance (Fig. 1, left) of the wheelsets [2] is at the present time mainly limited to higher axle load freight car applications where advantage is taken of the selfsteering ability of wheelsets having profiled wheels for better curving performance and reduced wheel

and rail wear [3]. However, in this paper it will be shown that such unconventional bogies also have a superior high speed potential than conventional bogies if in addition to the inter-axle linkages a socalled set gear, is provided. This set gear is a type of Watt's linkage which is fitted between the two wheelsets and the bogie frame and firmly couples the bogie frame longitudinally to the center of yaw of the wheelsets (Fig. 1, right). The analysis shows that bogies having such double linkages and a rotational resistance between the bogie frame and vehicle body do not only have a higher hunting stability than the conventional bogie designs presently being used for high speed trains but also maintain such superior stability behavior for shorter wheel bases.

1. Vehicle model

Comparison of the conventional and unconventional design is based on vehicle 1 of the Manchester Benchmark [2] with the modification of additional yaw dampers. Mass of the car body is about 32 t at a length of 24 m. The 2 – axle bogie with wheelbase 2.6 m is designed with very stiff longitudinal primary stiffness (31.4 kN/mm) and moderate lateral primary stiffness (3.9 kN/mm) to fulfill requirements of stability and comfort. Stability of this vehicle allows to run speeds up to 250 km/h if yaw dampers are introduced. Damping of the yaw dampers is 400 kNs/m with in series stiffness of 8000 kN/m.



Fig. 1. Inter-axle linkages "radial arm" (a) and "set gear" (b)

The unconventional bogie is mounted below the same car body. Bogie center distance is the same. But wheel base is only 1.8 m. We have chosen this small wheel base to demonstrate the advantage of the unconventional design. Bogies for high speed trains are designed with wheel base not less than 2.6 m to fulfill stability requirements. Primary stiffness is 4 kN/mm for longitudinal and lateral stiffness. Lateral stiffness is modeled also with a progressive part. Progressive stiffness is starting from zero to the value of 4 kN/mm for the 1st three millimeters of relative lateral displacement of bogie frame to the axle box . Such a progressive stiffness can be achieved by a wedge type spring base.

The first question which arises is: What do we get using the additional device "set gear" compared to a bogie with only radial arm inter axle linkage.

Analysis of this type of a bogie is based on simulation with MBS simulation tool MEDYNA. Results are presented for stability of the vehicle for linear and non-linear wheel rail contact. Vehicle safety, track loading and riding comfort is shown running on straight track and negotiating a curve. Track quality is of quality QN2, worst quality allowed according regulations of UIC to maintain traffic.

Two bogie vehicle models are analyzed, both having yaw dampers:

Conventional bogie design with high stiffness for longitudinal and moderate stiffness for lateral primary suspension, wheel base 2.6 m.

Unconventional design with moderate stiffness for primary suspension, direct inter axle linkage by radial arm and additional linkage by "set gear", wheel base 1.8 m.

Fig.2 shows comparison of critical speed of the vehicle having bogies with radial arm design (lower mesh) and radial arm with set gear (upper mesh). Yaw dampers and all other vehicle parameter are the same. The wheel base in this comparison is 2.6 m for both models. The model with radial arm includes the conventional design. Conventional bogie has low shear stiffness and high bending stiffness.

Dependency of critical speed on bending and shear stiffness parameters is less for the design with set gear and radial arm and critical speed is much higher. This result of the linear stability analysis indicates, it is worth while to analyze influence of set gear together with radial arm on dynamics of a bogie vehicle.

2. Stability analysis

Stability is computed using quasi-linear wheel rail contact model and non linear wheel-rail contact model with flexible contact. Wheel profiles have profile shape S1002 and rails have profile UIC60 with inclination 1/40 and gauge 1435 mm.



Fig. 2. Comparison of critical speed for bogie with "set gear + radial arm" and "radial arm" as function of bending and shear stiffness

2.1 Stability with linear wheel rail contact model

Influence of conicity is analyzed with the quasi-linear model (Fig. 3). Both designs show the very common dependency: decreasing critical speed for increasing conicity. Unconventional design allows a remarkably higher critical speed for all conicities. Critical speed is above 250 km/h for conicities up to 0.6. Measurements of conicities show that even values of 1 on real track in Europe are possible. From this point of view it is essential to have a design which is capable to run stable also for high conicities.



Fig. 3. Critical speed as function of conicity





2.2 Stability with non linear wheel rail contact model

Stability analysis of railway vehicles show limit cycles. Amplitudes of movements of wheelsets depend on velocity. Depending on the number of wheelsets a different number of movement configurations appear with different limit cycles. For safety reasons it is essential to compute stability of the mode with the lowest critical speed. Simulation results of limit cycle analysis tools [4] show, that

very often an unstable mode with amplitudes near the flange has a lower speed than critical speed computed with a linearized model. Hunting modes with flanging of wheels very likely lead to the lowest critical speed when such a limit cycle dies out with speed reduction. In MEDYNA critical speed of a vehicle is computed looking for the velocity hunting is dying out. As speed reduction by braking would change results, reduction of speed is done synchronizing velocity of wheels and rotational speed. No longitudinal creep forces will arise due to speed reduction. In Fig. 4 stability of the two models is compared showing sum of lateral wheel-rail contact force as function of velocity. Velocity of both models was 1st increased starting at 350 km/h until hunting with flange contact occurred and than decreased again. Vehicle model with conventional bogie design shows hunting movements until velocity is below 290 km/h. With unconventional design this happens at about 390 km/h.

This high critical speed we get for unconventional bogie only with progressive stiffness of primary suspension.

Unconventional bogie with progressive lateral primary stiffness (Fig. 5) is running for speeds between 450 and 390 km/h with nearly the same lateral amplitudes as those of the conventional bogie but with higher frequency of hunting and smaller sum of lateral forces.



Fig. 5. Limit cycle, lateral displacement as function of decreasing velocity, progressive lateral primary stiffness for unconventional bogie

3. Quasi-stationary curving

Radii of curves are varied between 20.000 m and 610 m. Cant deficiency or uncompensated lateral acceleration follows a linear function from zero for straight track to 1 m/s2 for the curve with 610 m radius. In Fig. 6 wear numbers are compared. Wear number is defined as scalar product of co-ordinates of tangential contact force and normalized creepages. Dimension therefore is Newton. Wear number of leading wheelsets of unconventional bogie are about 50 % of those of the conventional bogie. Wear numbers of trailing wheelsets are approximately the same. Lifetime for wheelsets of unconventional bogie would be higher than those of conventional bogie from wear point of view.

For both models sum of lateral wheel forces (Fig. 7) of trailing wheelsets are higher than forces of leading wheelsets. For the unconventional bogie maximal value of force and difference between leading and trailing wheelset is bigger. This is due to the improvement in radial alignment. But lateral forces are well below the limit defined for the sum of quasi stationary lateral force of 60 kN which also is a result of improved steering in curves.



Fig. 6. Wear number as function of curve radius, linear increasing resultant lateral acceleration to 1 m/s^2 at



Fig. 7. Sum of lateral wheelset force as function of curve radius, linear increasing resultant lateral acceleration to 1 m/s2 at 610 m

4. Track loading, safety and ride comfort

Analysis of track loading, safety and ride comfort of the two models is based on conventions for the testing of vehicles described in UIC 518.

4.1 Track irregularities

Track quality is of category QN2, the worst quality allowed for save running without line speed reduction. Histories of displacements of left and right rail are based on power spectra. Fig. 8 shows lateral and vertical displacements of left and right rail and Fig. 9 gives statistical data, mean value, standard deviation, minimal and maximal values. As power spectra for quality definition are defined within a frequency range velocity must be taken into account, when computing histories of irregularities. Velocity used for the definition is 350 km/h.



Fig. 8. History of rail irregularities, quality QN2 for 350 km/h



Fig. 9. Statistical values of rail irregularities, quality QN2 for 350 km/h

4.2. Simulation on straight track

The vehicle models are running with 350 km/h on track of 1200 m length having track quality QN2. Data of output signals are recorded in MEDYNA as shifting mean values in equidistant track steps. Output step size is 0.5 m. shifting mean value 0.5 m. In Fig. 10 sum of lateral forces of each wheelset is shown.

Maximum values of ratio of lateral to vertical wheel force (Fig. 11) are not really different for the two designs. The greater differences for two of the wheels are due to single events on track.

The higher values of the model with unconventional bogie for maximal acceleration on car body floor (Fig. 12) in observer points in front and rear position are due to the shorter wheel base. The bogie is more sensible to irregularities with shorter wavelength and this means higher accelerations.



Fig. 10. Track loading: history of sum of lateral forces on straight track, speed 350 km/h, track quality QN2





Fig. 12. Ride quality, maximal values of car body accelerations front and rear, speed 350 km/h, track quality QN2

4.3. Simulation of curving

Performance in curving is shown for a curve with radius of 2500 m, cant of 150 mm and length of transition 200 m. The vehicle model is running with 250 km/h, which means cant deficiency is 135 mm.

Sum of lateral wheel forces in Fig. 13 show again, that forces with unconventional bogie are a bit higher than with conventional bogie but still very much below the limiting forces of 60 kN. For both bogies forces on leading axle are smaller than on trailing axle.

Acceleration on car body (Fig. 14) again show the influence of the shorter wheel base. They are quite high especially in lateral direction. This is due to the poor track quality, which should not be the standard for railway vehicles running with 250 km/h on curved track.



Fig. 13. Sum of lateral wheelset force negotiating a curve with 2500 m radius at 250 km/h, unbalanced acceleration 0.9 m/s²



Conclusions

The analysis of the hunting stability of railway vehicles shows that the operating speed of vehicles having passive suspension system can be raised to speeds considerably higher than 300 km/h through the use of unconventional bogie designs having inter-axle linkages, set gear, progressive part in lateral primary stiffness and yaw dampers.

Unconventional bogie design using radial arm, set gear, progressive primary stiffness and yaw dampers, offer the opportunity to develop bogies with shorter wheel base for speeds which are thought only mechatronic systems would be able to overcome stability and curving problems.

BIBLIOGRAPHY

- Schneider R., Himmelstein G. Das mechatronische Fahrwerk, ZEVRail, Glasers Annalen, - 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Georg Siemens Verlag, Berlin, 2002
- 2. Scheffel H. Comparison of the Hunting Stability of Conventional Railway Bogies and Bogies having Inter-Axle Linkages. Paper presented at the 5th International Conference on Problems in Mechanics

of Railway Transport in Dnepropetrovsk, Ukraine, (May 2000).

- Kik W., Scheffel H., Orlova A., Boronenko Y. Tuning von Güterwagendrehgestellen durch Radsatzkopplungen, ZEVRail, Glasers Annalen, - 126 Tagungsband SFT Graz 2002, Georg Siemens Verlag, Berlin, 2002
- Iwnicki S., Editor: The Manchester Benchmark for Rail Vehicle Simulation, Supplements to Vehicle System Dynamics, Vol. 31, Swets & Zeitlinger, 1999
- Moelle D: Digitale Grenzzykelrechnung zur Untersuchung der Stabilität von Eisenbahndrehgestellen unter dem Einfluß von Nichtlinearitäten, Dissertation, TU-Berlin, 1990
- 6. Boronenko Yu., Orlova A., Rudakova E. The influence of inter-axle linkages on stability and guidance of freight bogies // Conference papers. 8-th mini conference on Vehicle system dynamics, identification and anomalies. Budapest: BUTE, 2002.

УДК 629.4.027.24

А.М. ОРЛОВА, канд. техн. наук, ГУП НВЦ «Вагоны» (Россия)

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ РАЦИОНАЛЬНОЙ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ТЕЛЕЖКИ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ КОНСТРУКЦИИ

У статті запропонований узагальнений підхід до вибору твердості триелементного візка в плані, у тому числі вираз зсувної та згинаючої твердості і залежності критичної швидкості на прямих ділянках колії і фактора зносу в кривій від їхніх значень. Обгрунтовано і приведені раціональні значення параметрів центрального підвішування і пружного в'язку колісних пар і бічних рам. Можливість реалізації раціональних параметрів підтверджена на математичних моделях роботи плоскої і просторової клинової системи, пружного і люлечного виконання в'язку бічних рам і колісних пар.

В статье предложен обобщенный подход к выбору жесткости трехэлементной тележки в плане, в том числе выражения сдвиговой и изгибной жесткости и зависимости критической скорости на прямых участках пути и фактора износа в кривой от их значений. Обоснованы и приведены рациональные значения параметров центрального подвешивания и упругой связи колесных пар и боковых рам. Возможность реализации рациональных параметров подтверждена на математических моделях работы плоской и пространственной клиновой системы, упругого и люлечного исполнения связи боковых рам и колесных пар.

The paper proposes a general approach to the choice of in-plane stiffness of three-piece bogie including the expressions of shear and bending stiffness and the dependencies of a critical speed on tangent track and in curves, wear factor and lateral acceleration on their values. Mathematical models of elastic and swing types of "side frame – wheelset" connection as well as of the spatial wedge system justify the possibility to achieve reasonable parameters.

Трехэлементная конструкция рамы тележки является традиционной для стран СНГ и Балтии и обладает несомненными преимуществами при движении грузовых вагонов по пути с большими неровностями. При создании тележки и ее модернизациях большое внимание уделялось обеспечению подрессоривания и гашения колебаний в вертикальном направлении. Однако комплексный подход к выбору горизонтальной жесткости тележки отсутствовал, хотя эмпирически было установлено, что ходовые качества значительно улучшаются при повышении связанности боковых рам.

Выбор рациональных значений изгибной и сдвиговой жесткости тележки

Современным подходом к анализу жесткости тележки в плане является использование двух обобщенных параметров: изгибной и сдвиговой жесткости [1, 2, 3].

Обобщенная зависимость критической скорости рельсового экипажа на прямом участке пути от изгибной и сдвиговой жесткости приведена на рис. 1, зависимость фактора износа в кривой – на рис. 2.

Приведенные зависимости показывают, что изгибная жесткость тележки должна быть минимальной из допустимых по износу в кривых, а сдвиговая – лежать в диапазоне, обеспечивающем необходимую критическую скорость при заданной изгибной.



Рис. 1. Зависимость критической скорости рельсового экипажа от изгибной и сдвиговой жесткости тележки

Исследования показали, что рациональное значение изгибной жесткости для тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм составляет 5...10 МНм/рад [3]. Подробная зависимость критической скорости от сдвиговой жесткости при этом значении изгибной жесткости представлена на рис. 3.



Рис. 2. Зависимость фактора износа колес в кривой от изгибной и сдвиговой жесткости тележки (для кривой радиусом 600 м)



Рис. 3. Зависимость критической скорости от сдвиговой жесткости тележки при изгибной жесткости равной 5 МНм/рад

Горизонтальными линиями отмечены уровни, соответствующие 20 % запасу к соответствующей конструкционной скорости, которые определяют минимальные значения сдвиговой жесткости тележки.

Выбор рациональных значений жесткости в центральном подвешивании тележки и упругой связи колесной пары с боковой рамой

Обзор современных тележек трехэлементной конструкции показывает тенденцию к устранению сухого трения в связи колесной пары с боковой рамой путем установки горизонтально упругих элементов. Также упругие элементы могут быть размещены на наклонных поверхностях клиньев, прилегающих к надрессорной балке, что позволяет перейти от контактного к упругому взаимодействию. Упрощенная механическая схема такой тележки в плане приведена на рис. 4.





Изгибная и сдвиговая жесткости вычисляются по формулам:

$$K_b = 2c_x b^2, \qquad (1)$$

$$K_{s} = \frac{1}{2a^{2}} \frac{b^{2} K_{x} K_{\psi}}{K_{\psi} + b^{2} K_{x}}, \qquad (2)$$

где $K_x = \frac{2C_x c_x}{2c_x + C_x}$ – приведенная продольная

жесткость тележки; $K_{\psi} = \frac{2a^2c_yC_{\psi}}{2a^2c_y + C_{\psi}}$ – приве-

денная угловая жесткость тележки; c_x , c_y – продольная и поперечная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам; C_x , C_{ψ} – продольная жесткость и угловая жесткость центрального подвешивания; b – половина расстояния между осями подвешивания; a – полубаза тележки.

Анализ зависимости рис. 3 и выражений (1) и (2) позволил определить рациональные значения параметров центрального подвешивания и упругой связи колесной пары с боковой рамой для трех уровней конструкционной скорости (табл. 1). Необходимо отметить, что при определении рациональных значений было принято, что $C_x \rightarrow \infty$, а c_y и C_{ψ} имеют практически последовательное соединение в выражении приведенной угловой жесткости.

Таблица 1

Рациональные параметры, обеспечивающие сдвиговую жесткость тележки

Конст-	Сдвиговая	Угловая жест-	Поперечная
рукцион-	жесткость	кость цен-	жесткость
ная ско-	тележки,	трального под-	упругой свя-
рость,	МН/м	вешивания,	зи колесных
км/ч		$C_{_{\prime\prime\prime}}$, МНм/рад	пар и боко-
		Ŷ	вых рам, C_y ,
			МН/м
100	0,3	0,40,8	0,82,0
120	0,5	1,53,0	1,24,0
140	0,8	свыше 4,0	2,06,0

Таким образом, выбор критической скорости вагона и качества его вписывания в кривую полностью определяет рациональные значения продольной и поперечной жесткости упругой связи колесной пары с боковой рамой, а также угловой жесткости центрального подвешивания. При этом свободным параметром остается поперечная жесткость центрального подвешивания, которой можно управлять для обеспечения хороших ходовых качеств вагона.

Возможность реализации рациональных значений жесткости в центральном подвешивании тележки

Основным показателем, характеризующим центральное подвешивание, является его угловая жесткость C_{ψ} . Общепринято также использовать жесткость тележки на забегание, которая в схеме рис. 4 однозначно выражается через C_{ψ} .

При работе пространственной клиновой системы с упругой связью надрессорной балки и клина (рис. 5, вверху) при забегании боковых рам происходит опрокидывание клина (рис. 5, внизу), сопротивление которому оказывают упругие элементы на наклонных поверхностях, прилегающих к надрессорной балке.

Момент сопротивления подвешивания забеганию боковых рам (на сторону) можно оценить по формуле:

$$M_{\psi} = \widetilde{C}_{\psi}\psi + 2Nq \,, \tag{3}$$

где ψ – угол поворота надрессорной балки относительно боковой рамы; \widetilde{C}_{ψ} – угловая жесткость рессорного комплекта; N – реакция в точке опирания клина при опрокидывании, которая состоит из квазистатической составляющей от веса вагона, N_0 и дополнительной со-

ставляющей, связанной с деформацией упругих накладок:

$$N = N_0 + 2c\sin\alpha \cdot 2q_0\psi; \qquad (4)$$

c – жесткость одной накладки на сжатие; α – угол наклона внутренней поверхности клина к продольной оси; q_0 – половина ширины клина; $q=q_0$ - $A\psi$; A – расстояние от центра поворота надрессорной балки до угла клина, контактирующего с боковой рамой.



Рис. 5. Схема работы пространственной клиновой системы при забегании боковых рам: вверху – исходное положение; внизу – положение при забегании боковых рам

Результаты сравнения момента сопротивления, полученного расчетным способом и по результатам натурного эксперимента для тележки модели 18-1711, в которой реализована пространственная клиновая система, приведены на рис. 6.

Сравнение результатов подтверждает достоверность оценки сопротивления подвешивания забеганию боковых рам по формуле (3).

В качестве угловой жесткости подвешивания C_{ψ} используется наклон зависимости, приведенной на рис. 6. Для порожнего вагона жесткость составила 3,3 МНм/рад, для груженого – 4,0 МНм/рад. Таким образом, пространственная клиновая система обеспечивает величину угловой жесткости, достаточную для обеспечения конструкционной скорости 120 км/ч.



Рис. 6. Зависимость момента сопротивления подвешивания забеганию боковых рам

В случае, когда тележка оборудуется плоской клиновой системой без упругой связи клина с надрессорной балкой, поворот надрессорной балки относительно боковой рамы осуществляется с опрокидыванием клина, сопротивление которому оказывает вертикальная жесткость расположенных под ним пружин. То есть поворот надрессорной балки вызывает перемещения клина в вертикальном направлении. Выражение для момента сопротивления подвешивания в этом случае имеет вид (3), где

$$N = N_0 + c_z \cdot 2q_0 \psi ; \qquad (5)$$

*c*_z – жесткость подклиновой пружины в вертикальном направлении.

Для порожнего вагона с плоской клиновой системой расчетная угловая жесткость подвешивания составила 0,2 МНм/рад, для груженого – 0,4 МНм/рад. Таким образом, плоская клиновая система обеспечивает величину угловой жесткости, достаточную для обеспечения конструкционной скорости не более 100 км/ч.

Для повышения угловой жесткости подвешивания до уровня, достаточного для движения со скоростями до 140 км/ч, связанности боковых рам за счет клиновой системы недостаточно. Для увеличения скоростей необходимо вводить дополнительные устройства, повышающие сдвиговую жесткость тележки.

Таким образом, в зависимости от типа клиновой системы (величины сдвиговой жесткости) конструктивные схемы тележек естественным образом разбиваются на три группы. В конструкции тележки с клиновой системой аналогичной тележке 18-100 при введении упругой связи между колесной парой и боковой рамой невозможно реализовать конструкционную скорость свыше 100 км/ч. Скорости движения до 120 км/ч могут быть обеспечены тележкой с пространственной клиновой системой. При разработке тележек для повышенных скоростей движения должны использоваться дополнительные связи колесных пар, такие как, например, Radial Arm Г. Шеффеля, [2].

Возможность реализации рациональной жесткости в упругой связи колесных пар и боковых рам

Вариант создания упругой связи колесных пар и боковых рам в виде амортизаторов, состоящих из чередующихся слоев металла и эластичного материала, подробно рассмотрен в работе [4]. На основе предложенной методики проектирования созданы варианты амортизаторов (рис. 7), обеспечивающих продольную жесткость (на один подшипник) в диапазоне 2,5...5,0 МН/м и поперечную жесткость в диапазоне 0,8...2,3 МН/м, что достаточно для тележек с конструкционной скоростью 100 и 120 км/ч.



Рис. 7. Варианты полиуретано-металлических амортизаторов связи колесной пары с боковой рамой

Недостатком неметаллических элементов является необходимость их замены в эксплуатации через 4...8 лет. В связи с этим была исследована возможность создания упругой связи колесной пары и боковой рамы в виде устройства, имеющего сферическую опорную поверхность, которое работает по принципу люльки (рис. 8).

Несовпадение центра сферической опорной поверхности и центра вращения буксы приводит к возникновению квазиупругих сил гравитационной природы при смещении центра оси в продольном направлении. Эквивалентная продольная жесткость данного устройства определяется выражением: $c_x = P/\varepsilon$, где P – статическая нагрузка на подшипник от веса вагона; ε – расстояние от центра вращения буксы до центра сферической опорной поверхности. Выбором є можно добиться рациональной величины эквивалентной продольной жесткости для порожнего и груженого вагона.



Рис. 8. Устройство соединения колесной пары с боковой рамой по принципу люльки

При работе в поперечном направлении сферическая опорная поверхность обеспечивает бесконечную величину локальной жесткости $c_y \rightarrow \infty$, поэтому приведенная угловая жесткость тележки равна угловой жесткости центрального подвешивания и условия вписывания в кривую и устойчивого движения по прямому участку пути выполняются.

Однако при проектировании тележки помимо условий устойчивости движения важным свойством является амортизация усилий, в том числе в поперечном направлении. Для амортизации усилий в данной конструкции необходимо рассмотреть возможность снижения поперечной и изгибной жесткости центрального подвешивания, например, установкой ножевых опор пружин.

Необходимо также отметить, что как при поворотах буксы (вызывающих продольное перемещение оси колесной пары), так и при покачивании боковых рам на сферической поверхности между буксой и боковой рамой действуют силы трения, которые неизбежно приводят к износу. Это является недостатком всех люлечных конструкций.

Таким образом, существуют различные способы реализации рационального сочетания продольной и поперечной жесткости в упругой связи колесной пары с боковой рамой.

Заключение

В статье предложен обобщенный подход к выбору жесткости трехэлементной тележки в плане:

 выбраны рациональные значения изгибной и сдвиговой жесткости тележки для трех значений конструкционной скорости (100, 120 и 140 км/ч);

 установлены аналитические зависимости изгибной и сдвиговой жесткости тележки от параметров центрального подвешивания и упругой связи колесной пары с боковой рамой;

 выбраны значения параметров подвешивания, обеспечивающие рациональную изгибную и сдвиговую жесткости;

 предложена механическая модель работы плоской и пространственной клиновой системы при забегании боковых рам, достоверность которой подтверждена результатами эксперимента;

установлено, что конструкционная скорость 100 км/ч реализуется плоской клиновой системой, 120 км/ч – пространственной клиновой системой с упругой связью клиньев с надрессорной балкой, 140 км/ч и выше – установкой дополнительных устройств;

 подтверждена возможность реализации рациональной горизонтальной жесткости в связи колесной пары с боковой рамой в виде неметаллических амортизаторов или люлечного устройства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Wickens A.H.: Fundamentals of rail vehicle dynamics: guidance and stability ISBN 90-265-1946-X Swetz & Zeitlinger Publishers, 2003. – 286 p.
- Tuning von Güterwagendrehgestellen durch Radsatzkopplungen / A. Orlova, Y. Boronenko, H. Scheffel, R. Fröhling, W. Kik // ZEV-Glasers Annalen 126 (2002), S 270-282.
- Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Рудакова Е.А. Проектирование ходовых частей вагонов. Проектирование рессорного подвешивания двухосных тележек грузовых вагонов: Учебное пособие. Часть 1. – СПб.: Петербургский гос. ун-т путей сообщения, 2003. – 72 с.
- Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Васильев С.Г., Державец Ю.А., Аношин Г.В., Турков А.И. Полиуретановые элементы буксового подвешивания тележек грузовых вагонов // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. Сб. научн. статей. СПб: ПГУПС-ЛИИЖТ, 2003. – С. 39-45.

УДК 629.46:625.032.84

А.М. ОРЛОВА, канд. техн. наук, ГУП НВЦ «Вагоны» (Россия) В.С. ЛЕСНИЧИЙ, канд. техн. наук, ГУП НВЦ «Вагоны» (Россия) Н.В. СМИРНОВ, ГУП НВЦ «Вагоны» (Россия)

ВЫБОР ТИПОВ, МЕСТ РАСПОЛОЖЕНИЯ ДАТЧИКОВ И КРИТЕРИЕВ ДЛЯ СИГНАЛИЗАЦИИ О СХОДЕ ГРУЗОВОГО ВАГОНА НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО И ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

У роботі виконаний попередній вибір типів і місць розташування датчиків, а також критеріїв, що сигналізують про сход однієї або декількох колісних пар вагонів з рейок. Розроблено динамічну модель руху і сходу з рейкового шляху порожнього вантажного вагона з урахуванням місць розташування датчиків.

В работе выполнен предварительный выбор типов и мест расположения датчиков, а также критериев, сигнализирующих о сходе одной или нескольких колесных пар вагонов с рельсов. Разработана динамическая модель движения и схода с рельсового пути порожнего грузового вагона с учетом мест расположения датчиков.

The work considers three stages of derailment process, which are the flange climbing the railhead, the wheelset falling down from the rail and the wheelset motion over the sleepers. Numerical, roller rig and natural experiments were carried out for each stage giving acceptable agreement between the results. Types and positions of sensors as well as the criteria are recommended to diagnose the derailment case in the moving train.

При движении вагонов в составе поезда иногда возникают ситуации, когда одна или несколько колесных пар вагона сходят с рельсов и продолжают движение по шпальной решетке. Сопротивление поезда движению в таком случае изменяется незначительно и сход колесных пар с рельсов может пройти незамеченным со стороны машиниста. Очевидно, что движение колесной пары не по рельсам угрожает безопасности движения и при взаимодействии с кривыми и стрелочными переводами может вызвать падение вагона на путь. Особенно важно исключить такие ситуации в поездах, перевозящих опасные грузы.

Решением данной проблемы может стать электронная или пневматическая система, сигнализирующая машинисту о возникновении нештатной ситуации в поезде [5]. Поэтому в работе поставлена задача предварительно определить типы и места расположения датчиков, которые могли бы диагностировать сход одной (или нескольких) колесных пар с рельсов, а также разработать критерии, сигнализирующие об этом.

Для решения данной задачи процесс схода колесной пары с рельсов был разбит на несколько этапов:

 движение по рельсовому пути с неровностями (предшествует сходу); – вкатывание гребня колеса на головку рельса (предшествует сходу и не всегда заканчивается падением колеса на шпалы);

 – падение колесной пары с высоты головки рельса на шпальную решетку;

– движение колесной пары по шпальной решетке.

Исследования проводились методами математического моделирования и натурного эксперимента.

Результаты моделирования процесса схода вагона с рельсов

Для оценки динамического поведения порожнего вагона-хоппера при сходе с рельсового пути была использована модель, разработанная в программном комплексе «Medyna» [1, 2].

Численный эксперимент был разделён на два этапа.

На первом этапе исследовалось движение вагона при вползании гребня колеса на головку рельса, предшествующем сходу с рельсового пути.

При расчёте была задана «неблагоприятная» геометрическая конфигурация тележки в плане (диагонально противоположные клинья с завышением на 5 мм, зазоры в челюстном проёме левой боковой рамы в продольном направлении максимально допустимые 15 мм, а у правой боковой рамы – минимально допустимые 6 мм) [3].

В качестве возмущающего воздействия со стороны пути было задано «неблагоприятное» сочетание единичной горизонтальной и вертикальной неровности на левом и правом рельсе (рис. 1) [4].



Рис. 1. Неблагоприятное сочетание неровности в плане и симметричной вертикальной просадки

Движение вагона моделировалось по прямому участку пути со скоростью 70 км/ч.

Поскольку в составе поезда после схода одной из колесных пар с рельсов вагон продолжает ещё некоторое время двигаться, на втором этапе численного эксперимента оценивалось динамическое поведение вагона, у которого одна (первая) колёсная пара движется по шпальной решётке, а остальные колёса – по рельсам.

Возмущение, действующее на колёсную пару, движущуюся по шпальной решетке, задавалось в виде синусоидальной функции с амплитудой 17,5 мм и периодом 0,54 м. Сравнение приближенной траектории колеса при движении по шпальной решётке и заданной возмущающей функции представлено на рис. 2.



Рис. 2. Траектория колеса при движении по шпальной решётке

Возмущения, действующие на остальные колёсные пары, задавались в виде случайных горизонтальных и вертикальных неровностей, соответствующих железнодорожному пути среднего состояния [4].

Движение моделировалось по прямому участку пути в диапазоне скоростей от 10 до 90 км/ч с шагом 20 км/ч. Для сравнения были проведены расчёты на модели того же вагона и при тех же скоростях движения в нормальном режиме (без схода).

Необходимо отметить, что отличие режима движения одной колесной пары по шпальной решетке при моделировании от аналогичного режима в эксплуатации (или при испытаниях) заключается в том, что конфигурация вагона и тележки при моделировании соответствует его штатному положению в колее, и только неровности описывают движение по шпалам. Поэтому при сравнении расчета и эксперимента использовались только динамические составляющие величин, измеренных виртуальными или реальными датчиками.

Частота опроса виртуальных датчиков составляла 100 Гц.

Анализ полученных результатов первого этапа численного эксперимента показал:

- углы галопирования и боковой качки вагона, а также угол галопирования боковых рам тележки при движении по неровностям и в процессе вкатывания гребня колеса на головку рельса отличаются незначительно и не позволяют диагностировать начало процесса схода;
- аналогичный вывод справедлив для горизонтального ускорения над шкворнем тележки, которая сходит с рельсов;
- остальные измеряемые виртуальными датчиками величины в момент вползания гребня колеса на головку рельса имеют существенные отличия от состояния качения по неровностям:
 - вертикальное ускорение в центре кузова увеличивается в 4 раза и составляет 1,2g;
 - вертикальное ускорение на буксе колесной пары увеличивается в 3,0...3,5 раза и составляет 12...14g;
 - вертикальное ускорение на надрессорной балке над пружинным комплектом увеличивается в 2,0...2,5 раза и составляет 7,5...8,0g;
 - вертикальное ускорение кузова над шкворнем увеличивается примерно в 2 раза и составляет 1,7g

и могут быть использованы в качестве критериев для диагностики вползания гребня колеса на головку рельса;

4) продольное перемещение скользуна кузова относительно скользуна на надрессорной балке, характеризующее поворот тележки под вагоном, хотя и увеличивается при сходе в 2...4 раза, но не является перспективным для установки датчиков, так как угол поворота аналогичной величины может возникать при проходе вагоном кривых участков пути и стрелочных переводов.

После проведения второго этапа численного эксперимента были получены результирующие временные зависимости интересующих величин в местах возможной установки датчиков, которые характеризуют поведение вагона во время движения первой колёсной пары по шпальной решётке после схода и в штатном режиме.

Графики зависимости величин, перспективных для диагностирования схода грузового вагона с рельсов приведены на рис. 3...7.



Рис. 3. Зависимость вертикального ускорения на буксе колесной пары от скорости движения вагона по рельсовому пути (в штатном режиме) и по шпальной решетке



Рис. 4. Зависимость вертикального ускорения на шкворне вагона от скорости движения по рельсовому пути (в штатном режиме) и по шпальной решетке



Рис. 5. Зависимость угла галопирования боковой рамы (динамической составляющей) от скорости движения вагона по рельсовому пути (в штатном режиме) и по шпальной решетке



Рис. 6. Зависимость горизонтального ускорения на шкворне вагона от скорости движения по рельсовому пути (в штатном режиме) и по шпальной решетке





Анализ полученных результатов второго этапа численного эксперимента показал:

 вертикальное ускорение на буксе колесной пары в штатном режиме движения по неровностям рельсового пути не превысило 2,8g, в то время как при движении по шпалам его значения составили 18...80g. Таким образом, вертикальное ускорение на буксе колесной пары может быть использовано для диагностики последствий схода колесной пары с рельсов;

- 2) вертикальное ускорение на шкворне вагона над тележкой в штатном режиме движения не превысило 0,2g, в то время как при движении по шпалам его максимальные значения составили 0,4...2,5g, что позволяет использовать этот показатель для диагностики последствий схода вагона. Необходимо отметить, что ускорения на шкворне 2,0...2,5g наблюдались при скоростях движения менее 70 км/ч, а затем они резко упали. Это может быть объяснено тем, что при больших скоростях движения колесная пара «сглаживает» неровности за счёт инерции;
- отличие в величине вертикального ускорения над рессорным комплектом и горизонтального ускорения на шкворне вагона при скоростях движения 70...90 км/ч по рельсовому пути и по шпалам незначительно, следовательно, эти величины не рекомендуется использовать при диагностике последствий схода грузового вагона;
- 4) динамическая составляющая угла галопирования боковой рамы в штатном режиме движения практически не зависит от скорости и составляет 4...5 мрад. При движении по шпалам динамическая составляющая угла галопирования растет до скорости 50 км/ч, а затем убывает, что связано со «сглаживанием» неровностей за счет инерции колесной пары. При этом величина угла составляет 12...57 мрад, что позволяет использовать ее для диагностирования последствий схода колесной пары с рельсов.

Необходимо отметить, что при моделировании движения вагона достоверным является диапазон частот до 20...50 Гц, то есть сравнение результатов расчетов с результатами эксперимента должно производиться с учетом фильтра верхних частот.

Результаты натурного эксперимента по сходу вагона с рельсов

Испытания по выбору типов и мест расположения датчиков, сигнализирующих о сходе грузового вагона, проводились в соответствии с разработанной НВЦ «Вагоны» программой и методикой исследовательских испытаний.

Для всестороннего рассмотрения процессов, происходящих при движении вагона в момент схода вагона с рельсов и при последующем движении по шпальной решетке, испытания выполнялись в три этапа.

1. Определение номинального сигнала, возникающего при движении вагона со скоростями до 90 км/ч по неровностям рельсового пути, имитируемых в условиях каткового стенда.

2. Прогнозирование сигнала, возникающего при движении колесной пары по неровностям, имитирующим шпальную решетку, со скоростями до 90 км/ч в условиях каткового стенда.

3. Определение сигнала в момент схода колесной пары с рельсов в условиях испытательного полигона.

На катковом стенде НВЦ «Вагоны» испытаниям подвергался вагон-платформа (рис. 8), установленный таким образом, что в движение приводилась одна колесная пара грузовой тележки. Для создания усилия сцепления между колесной парой и катком стенда, вагон нагружался до осевой нагрузки 7 т.



Рис. 8. Установка испытуемого вагона-платформы на катковом стенде

По результатам экспериментальных исследований для диагностики схода одной из колесных пар вагона с рельсов были рекомендованы следующие величины:

 вертикальное ускорение в геометрическом центре вагона;

– угол галопирования боковой рамы;

 изгибающий момент в хребтовой балке вагона в зоне ее геометрического центра;

 вертикальное ускорение над шкворнем вагона (или в концевой части рядом с автосцепкой).

Для каждой из рекомендованных величин определены критерии, сигнализирующие о сходе одной из колесных пар вагона с рельсов, сделан прогноз их чувствительности к другим ударным воздействиям (маневровая работа, роспуск вагонов с горки), потребности в датчиках (на вагон) и возможности отладки системы измерения на катковом стенде или в условиях испытательного полигона.



Рис. 9. Сход испытуемого полувагона с рельсов на испытательном полигоне

Предварительными критериями схода могут служить:

– многократное или единичное превышение вертикальным ускорением в геометрическом центре вагона (без учета фильтрации) уровня 2g при скорости движения свыше 20 км/ч или единичное превышение этого уровня при скорости движения менее 20 км/ч. При этом необходим только один датчик на вагон, так как его показания не зависят от того, которая колесная пара тележки сошла с рельсов. Система может быть эффективно отработана в условиях каткового стенда;

– многократное превышение размахом угла галопирования боковой рамы тележки уровня 50 мрад. Вагон должен оборудоваться двумя датчиками, расположенными по одному на каждой тележке. Система может быть эффективно отработана в условиях испытательного полигона при небольших скоростях движения, так как ее показания практически не зависят от скорости;

 многократное превышение изгибающим моментом в центре хребтовой балки вагона уровня 20 кН·м. Показания не зависят от того, которая колесная пара тележки сошла с рельсов и не подвержены влиянию продольных сил, действующих на вагон при маневрах и движении в составе поезда. Градуировка системы должна производиться для каждой модели вагона. Система может быть эффективно отработана в условиях каткового стенда;

– многократное превышение вертикальным ускорением над шкворнем вагона (без учета фильтрации) уровня 2g при скорости движения свыше 30 км/ч или единичное превышение уровня 5g при любых скоростях движения. Вагон должен оборудоваться двумя датчиками, расположенными по одному на каждой тележке. Датчики чувствительны к галопированию кузова вагона при роспусках с горок и маневровых работах. Система может быть эффективно отработана в условиях каткового стенда.

В настоящее время ООО «Полифер» проводятся работы по созданию и отработке конструкции датчика для сигнализации о сходе грузового вагона в составе поезда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Лесничий В.С., Орлова А.М. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Основы моделирования в программном комплексе MEDYNA: Учебное пособие.– СПб.: ПГУПС, 2001. – Часть 1: – 34 с.
- Лесничий В.С., Орлова А.М. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе MEDYNA, Учебное пособие.– СПб: ПГУПС, 2002. – Часть 3: – 35 с.
- 3. РД 32 ЦВ 052-99. Руководящий документ.
- РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. – Введ. 01.01.97. – М.: ВНИ-ИЖТ, 1996. – 17 с.
- 5. Weiss S. Derailment detectors fitted to Swiss tank wagons // Railway Gazette International.

УДК 629.4

I. PERSSON, Mr. (AB DEsolver SWEDEN)

USING THE GENSYS SOFTWARE FOR RAILWAY VEHICLE MODELING

В Швеции и Скандинавии с 1971 года успешно проводится компьютерное моделирование динамики рельсовых экипажей. Для этого используется программный комплекс GENSYS и его предшественники. GENSYS – очень гибкая и легко управляемая программа, к которой легко добавляются новые модули, написанные на языке С или Fortran. Для подготовки исходных данных используется язык высокого уровня, на котором пользователь описывает свою задачу.

History

In Sweden modeling of railway vehicles in computers started at ASEA in 1971 with a linear program in the frequency domain. In 1973 the development of the first nonlinear time integration program started. The program was a code with specific-generic-structure. The program consists of two parts; one taking lateral motions into account, and the other taking vertical motions into account. These programs were developed together with the first high speed test train, the X15, in Sweden. The Rc4-locomotive was designed in 1975 for the Swedish State Railways, and was the first project in which ASEA used the above mentioned computer programs. Since then every new vehicle delivered by ASEA, and later Adtranz, has been designed by using these programs, including the tilting high speed train, the X2000.

The first official presentation of our tool was made by Evert Andersson in Graz 1977. The name of the presentation was "Simulation von Spurkräften und Laufeigenschaften", ZEV-Glasers Annalen 101 (1977) Nr 8/9, p.339-347. Evert Andersson is today the professor in Stockholm at the Royal Institute of Technology, Department of Railway Technology. Development of the simulation programs continued with several releases through the whole 1980s, but in 1992 the development of a new three-dimensional calculation program started. At the same time the development of the dynamic package moved into a new company called DEsolver, which has the only task to develop and support the program package. This new three-dimensional, general computer code, together with all earlier pre- and postprograms became in 1993 the new railway vehicle analysis tool called GENSYS.

Flow chart

On the top of next page a flow chart shows how

the different programs in GENSYS communicate with each other. Dark gray boxes indicate data files, and light gray boxes indicate executable programs. Communication between programs and data files are marked with arrows, the direction of the arrows indicates the direction of the communication.

Preprocessors

GENSYS consists of several preprocessors, in order to generate safe and simple input data for the main calculations programs. The preprocessors are divided into the following parts:

TRACK. A group of preprocessors generating designed track geometry and track irregularity files. The program group can translate track data between many different formats. The Trac-format is the native format used in GENSYS. The track data format used in different track recording vehicles are also understood, for example: Mauzin, Matisa, Strix and Plasser & Theurer. Track irregularities can also be given in the frequency domain in Fourier- or PSD-spectras.

KPF. A group of preprocessors generating functions of the wheel/rail geometrical properties. The wheel and rail profiles can be measured profiles from "miniprof", "spak", or similar profile measuring devices. The wheel and rail profiles can also be taken from a drawing, where the profiles usually are described by strait lines and arcs.

MISC. A group of miscellaneous programs:

- FTRANS Fourier transformation and filtering of curves read from ASCII-files.
- FUNC Algebraic operation on curves read from ASCII-files.
- MTABLE Collecting results in tables from many calculations.
- RUNF INFO Input data checking tool.

GENSYS flow chart



Fig. 1. Flow chart over the different modules in GENSYS

NPICK. Program NPICK reads the runf-file plus results from a modal analysis in a FEM program. Program NPICK then adds information in the runf-file which changes the rigid masses into flexible masses.

PREDAT. Program PREDAT is a fast input data generator to the main calculation programs in GENSYS. As input data to PREDAT the user gives three types of input data: 1) Known data, fixed distances, fixed weights, , , etc. 2) Requirements, wheel unloading on twisted track, max. roll coefficient, , , etc. 3) Preferred data, eigenvalues, damping in different eigenmodes. From these input data program PREDAT tries to create a vehicle model that at least fulfills input data of type 1) and 2), plus some of the data according to 3). If too many data has been defined according to 1) and 2), maybe PREDAT will fail to create a vehicle modal.

The main calculation programs

The main calculation programs in GENSYS are: QUASI, MODAL, FRESP and TSIM. Where: Program QUASI performs quasistatical analysis, program MODAL performs modal analysis, program FRESP performs frequency-response analysis and finally program TSIM performs time integration.

All the four major calculation programs are very general in their basic concepts. All information describing the problem is stored in one big array, in order to give the user access to all data during the calculation phase. Every variable in this big array has an unique name, which makes it easy for the user to create own active suspension components, where the user has an interest in reading arbitrary variables in the vehicle data model. The coupling between wheel and rail is described in a user-defined element where the creep-forces between wheel and rail depends on creep, spin, contact force and shape of the contact surface.

The two programs TSIM and QUASI operates in the time domain and are both fully non-linear. The other two programs MODAL and FRESP operates in the frequency domain, therefore must the non-linear equations be linearized. In the initial stage of the programs MODAL and FRESP a linearization process takes place. Every degree of freedom is moved a small distance and the responses in the derivatives in all other degrees of freedom are measured, in order to create a linear Jacobian of the non-linear mechanical system. When the Jacobian has been calculated the created Jacobian will replace the fully non-linear model. This linearization process is done fully automatically, and the input data files to the four different programs are all the same independent of analysis type.

Postprocessors

In the GENSYS package two powerful postprocessors are included, GPLOT and MPLOT.

The GPLOT program is a 3-D program viewing the vehicle from a point chosen by the user. GPLOT can be used as both pre- and postprocessor. As preprocessor GPLOT can be used for checking the input data of the vehicle model. Every coupling have a hot-spot on which the user can click on in order to inspect the data for the coupling. As postprocessor GPLOT can be used for visualizing the complex eigen modes calculated by MODAL, or animate a simulation by TSIM. A screen shot of the GPLOT program can be found on next page

The MPLOT program performs postprocessing and diagram plotting of the results produced by the main calculation programs. The postprocessing part of MPLOT includes the most necessary tools for making different evaluations according to different standards: ISO, CEN, UIC, BS,,,,etc. If any functionality is missing the user can add new modules written in C or Fortran. MPLOT can handle results from several results simultaneously. A screen shot of the MPLOT program can be found on next page

Parameter variations and Optimization

Program OPTI runs a subprogram in a loop. Program OPTI can be run in manual- or automaticmode. In manual mode all cases are from the beginning known, in this case the user lists the different cases he or she wants to be carried out, and OPTI just executes the tasks according to the list. In automatic mode the user formulates a penalty index to be minimized, and which of input data to the subprogram that program OPTI is allowed to change.

Validation and development

The program package has continuously been validated by ASEA, later Adtranz now Bombardier transportation, for different kinds of railway vehicles. Validation of the program package has also been carried out for the following benchmarks: IAVSD Benchmark #1, IAVSD Benchmark #2, ERRI B 176/DT 290 and the Manchester Benchmarks. The results from the Manchester Benchmarks can be read in the supplement of Journal of Vehicle System Dynamics, April 1999. The development of GENSYS is carried out by DEsolver in cooperation with the Technical University of Stockholm (KTH) and Gothenburg (Chalmers).







Fig. 3. A screen shot of the MPLOT window

Availability

GENSYS is available from DEsolver under a license agreement. The annual license fee of the package includes full telephone support, access to the GENSYS USER GROUP, an introduction course, maintenance and updates. Installations

exist on the following platforms: HP workstations running under HP-UX, IBM workstations running under AIX, Sun workstations running under Sun_OS and Solaris, Silicon Graphics INDIGO workstation and PC-computers with Intel and Alpha processors running under Linux.

УДК 7 В 61 F 3/00

В.И. ПРИХОДЬКО, канд. техн. наук, действительный член ТАУ (Украина)
Б.А. КОРОБКА инж., концерн «Крюковский вагонзавод» (Украина)
А.А. РАДЗИХОВСКИЙ, д-р. техн. наук, концерн «Крюковский вагонзавод» (Украина)
О.А. ШКАБРОВ, инж., концерн «Крюковский вагонзавод» (Украина)

ТЕЛЕЖКА ДЛЯ СКОРОСТНЫХ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ УКРАИНСКИХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Представлено візок для швидкісних пасажирських вагонів для залізниць України

Представлена тележка для скоростных пассажирских вагонов для железных дорог Украины

The description of bogie for high-speed passenger cars of Ukrainian railways is adduced.

В концерне «Крюковский вагонзавод» изготовлены тележки для скоростных пассажирских вагонов, эксплуатирующихся на железных дорогах Украины (рис. 1). За аналог была принята тележка типа У-32 (Франция) безлюлечной конструкции. Выбору аналога предшествовала серьезная исследовательская работа по оценке динамических качеств тележек различных типов (с люлечным и безлюлечным подвешиванием), в том числе российских и европейских производителей, при эксплуатации их на железных дорогах Украины.

В этих исследованиях в той или иной форме принимали участие специалисты из Франции (завод Де Дитриш и Национальных железных дорог), Укрзализныци, Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, Института технической механики Национальной академии наук Украины (ИТМ НАНУ), концерна «Крюковский вагонзавод» и Украинского научно-исследовательского института вагоностроения. Французские железные дороги командировали специалиста со своей измерительной и регистрирующей аппаратурой, который, параллельно со специалистами УкрНИИВ, проводил замеры и подготовил отчет о результатах сравнительных испытаний. При этом, несмотря на различия в методах обработки результатов испытаний, обе организации получили удовлетворительно сходящиеся результаты.

По результатам испытаний было доказано, что особенности эксплуатации подвижного состава на железных дорогах СНГ и нормы содержания верхнего строения пути железных дорог Украины не обеспечивают эффективного «прямого» использования европейских тележек на железных дорогах Украины, а тележка с безлюлечным рессорным подвешиванием менее чувствительна к «отступлениям» рельсовой колеи в вертикальной плоскости.



Рис. 1. Тележки для скоростных пассажирских вагонов для железных дорог Украины

Перед разработчиками была поставлена задача, используя основные принципиальные решения, заложенные в конструкцию французской тележки У-32, адаптировать её к условиям эксплуатации на украинских железных дорогах.

Эта задача решалась путем обеспечения: прочности всех элементов тележки в соответствии с нормами, действующими в Украине; некоторых изменений в конструкции узлов, в первую очередь, ответственных за работу тележки при восприятии повышенных силовых воздействий; учета уровня освоенных технологий в машиностроительном и металлургическом секторах промышленности.

Например, при проектировании рамы тележки нужно было решить триединую задачу: обеспечить прочность в соответствии с требованиями «Норм для расчета и проектирования ...», получить требуемую жесткость в вертикальной и горизонтальной плоскости и при этом добиться оптимальных весовых характеристик.

Эту задачу удалось решить: рама имеет практически равнопрочную конструкцию, её жесткость в вертикальной плоскости на три порядка выше жесткости первичного рессорного подвешивания, жесткость в горизонтальной плоскости и в вертикальной при восприятии кососимметричных нагрузок на порядок выше соответствующих жестокостей первичного подвешивания. Результаты усталостных испытаний рам и остальных элементов тележки, проведенные УкрНИИВ, подтверждают заложенные в проекте параметры.

Тележка оснащена механизмами передачи продольных и поперечных усилий, имеющими разные жесткостные характеристики, обусловленные их функциональным назначением.

Крепление к кузову механизма передачи продольных усилий полностью соответствует креплению стандартного пятника, что обеспечивает возможность при возникновении аварийной ситуации установить стандартный пятник и, подкатив под вагон тележки конструкции Тверского вагонзавода, осуществить его эвакуацию.

Механизм восприятия поперечных нагрузок, имеющий трехуровневую жесткость, в совокупности с большей базой вторичного подвешивания по сравнению с базой первичного подвешивания, и механизмом торсионного типа должны эффективно препятствовать нарастанию амплитуд боковой качки и бокового относа кузова.

Особенности норм содержания верхнего строения пути определили необходимость введения в первичном и вторичном подвешиваниях последовательно с пружинами дополнительных «шумопоглощающих» блоков, обладающих различным модулем упругости при статическом и динамическом нагружении. Они выполняют функцию фильтров, не пропускающих на кузов высокочастотную составляющую спектра колебаний, возникающих при качении колес по рельсам.

В первичном подвешивании параллельно винтовым двухрядным пружинам установлены гидравлические гасители колебаний одностороннего действия, а во вторичном подвешивании – вертикальные и горизонтальный гасители двустороннего действия.

Тележки оснащены колесными парами с кассетными подшипниками модели TBU-130, гидравлическими гасителями колебаний производства фирм КОНИ (Нидерланды) или МСА (Италия) и резиновыми и резинометаллическими элементами производства фирмы ПОЛЬСТРА (Франция) и ДИНТЕМ (Украина), обладающими различными (заданными) жесткостными характеристиками по всем степеням свободы узлов, в которых они установлены.

Тележки оборудованы дисковыми тормозами с противоюзным устройством по технологиям фирмы КНОРР-БРЕМЗЕ (Германия), а так же датчиками контроля нагрева букс в реальном масштабе времени.

Конструкция тележки позволяет поднимать ее вместе с кузовом. Это обеспечивает легкую сменяемость колесных пар при переходе с широкой колеи на колею нормальной ширины или при возникновении необходимости ремонта их с выкаткой из тележки.

Расчеты динамических качеств вагона конструкции концерна, выполненные на различных стадиях проектирования тележек специалистами УкрНИИВ и концерна совместно со специалистами фирмы Альстом (бывший завод Де Дитриш), коллективом отдела 14 ИТМ НАНУ под руководством профессора

В.Ф. Ушкалова и учеными Киевского университета экономики и технологий транспорта (КУЭТТ) под руководством профессора Ю.В. Демина, а так же Научновнедренческого центра «Вагоны» МПС РФ под руководством профессора Ю.П. Бороненко показывают, что тележка обеспечивает возможность реального увеличения скорости движения пассажирских вагонов по общей сети железных дорог Украины. При этом, оценка качества хода по ускорениям в шкворневых узлах в вертикальной плоскости

«отличный ход» ожидается во всем диапазоне скоростей, а в горизонтальной плоскости – «отличный ход» до 100 км/час и свыше – «хороший ход».

По данным КУЕТТ критическая скорость вагона на тележках модели 68-7007 существенно превышает двухсоткилометровый барьер.

Уровень шума и вибрации в салоне вагона существенно снижается, а хорошие динамиче-

ские качества в совокупности с невысокими нагрузками от оси на рельсы (у купейного вагона – 16 т, а у вагона с открытым салоном – 15,5 т) дают основание ожидать уменьшенных износов колес и головок рельс, а также более благоприятного воздействия на верхнее строение пути.

УДК 629.4.027:629.46

Е.А. РУДАКОВА, магистр техн. наук, ГУП НВЦ «Вагоны» (Россия)

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛЕЙ ДВИЖЕНИЯ РАЗЛИЧНОЙ СТЕПЕНИ СЛОЖНОСТИ

У роботі представлені моделі руху вантажних вагонів на візках із пружним з'єднанням колісних пар і бічних рам, що дозволили установити область раціональних параметрів, що забезпечують стійкий рух, нормативні значення показників ходових якостей і безпеки руху, а також вписування в криві з мінімальними кутами набігання. Проведені дослідження лягли в основу створення візка моделі 18-1711.

В работе представлены модели движения грузовых вагонов на тележках с упругим соединением колесных пар и боковых рам, которые позволили установить область рациональных параметров, обеспечивающих устойчивое движение, нормативные значения показателей ходовых качеств и безопасности движения, а также вписывание в кривые с минимальными углами набегания. Проведенные исследования легли в основу создания тележки модели 18-1711.

The work presents a series of mathematical models in different details of the freight wagon on three-piece bogies that was used to estimate the influence of parameters variation on the future performance of the vehicle and to choose their reasonable values. The obtained results were used in developing the suspension of 18-1711 bogie to provide stable motion for speeds up to 120 km/h and self-steering in curves.

Модели движения грузовых вагонов на тележках с упругим соединением колесных пар и боковых рам

Для исследования устойчивости, ходовых качеств и безопасности движения используются модели различной степени сложности. Для определения асимптотической устойчивости невозмущенного движения и собственных форм колебаний вагона разрабатываются упрощенные линеаризованные модели, а для определения устойчивости, обусловленной внешними воздействиями (возмущенного движения), ходовых качеств на прямом и криволинейном участке пути – детализированные нелинейные модели [1].



Рис. 1. Конструктивная схема трехэлементной тележки в горизонтальной плоскости

Для выбора основных параметров ходовых частей грузовых вагонов с конструктивной схемой (рис. 1), имеющей упругое соединение колесных пар с боковыми рамами, билинейную вертикальную силовую характеристику в центральной ступени подвешивания и фрикционный гаситель колебаний, использовались разработанные в программном комплексе MEDYNA [2] линеаризованная и нелинейная модели движения вагона. Расчеты производились для полувагона с базой 8,66 м и осевой нагрузкой 25 т.

Помимо контакта колесо – рельс основным отличием моделей было различное описание работы элементов центрального подвешивания и связи кузова вагона с надрессорной балкой. Центральное подвешивание было разбито на несколько элементов связей: пружины под надрессорной балкой, подклиновая пружина, клин - надрессорная балка, клин - боковая рама. Подробное описание элементов, моделирующих работу центрального подвешивания и связи пятника с подпятником, приведено в работе [2], а элемента, описывающего работу сил сухого трения с переменным прижатием (связь клин – надрессорная балка, клин – боковая рама) – в работе [3]. В обеих моделях в связи колесных пар с боковыми рамами использовался элемент, реализующий жесткости в трех направлениях перемещения и поворота. Дополнительно в нелинейной модели были ограничены продольные и поперечные перемещения в буксовом узле элементом – упором, а элементом, позволяющим реализовать наличие зазора и его замыкание, описывалась работа скользунов, в вертикальном направлении задана билинейная силовая характеристика пружин, расположенных под надрессорной балкой.

В исследованиях проводился выбор параметров только в горизонтальной плоскости. Вертикальная жесткость центрального подвешивания была выбрана из условия улучшения вертикальной динамики порожних и малозагруженных вагонов и обеспечения максимально допустимой разности прогибов под весом тары и брутто вагона (55 мм при оборудовании вагона автосцепкой полужесткого типа), а упругой связи колесных пар с боковыми рамами – с точки зрения уменьшения инерционных перегрузок оси [4].

Выбор параметров ходовых частей по результатам анализа устойчивости невозмущенного движения

Параметры ходовых частей, влияние которых исследовалось в работе, приведены в табл. 1. При вариации некоторых параметров остальные принимали фиксированное номинальное значение.

Таблица 1

Номинальные параметры трехэлементной тележки с упругой связью колесных пар и боковых рам

	Номинальное значение параметра		
	Центральное	Упругая связь	
Параметр	подвешива-	колесных пар и	
	ние	боковых рам	
	(на сторону)	(на подшипник)	
Продольная же- сткость, МН/м (тара/брутто)	2,50/3,40	3,00	
Поперечная же- сткость, МН/м (тара/брутто)	2,50/3,40	0,75	
Угловая жест- кость при забе- гании боковых рам, МНм/рад	0,54	0,00	

Исследования, проведенные на линейной модели, показали, что определяющим для выбора рациональных параметров по критерию устойчивости движения является порожний режим. При этом наибольшее влияние на критическую скорость оказывает продольная жесткость рессорного комплекта центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами (буксового узла), а также угловая жесткость центрального подвешивания при забегании боковых рам. Поперечная жесткость буксового узла оказывает незначительное влияние на критическую скорость (рис. 2).



Рис. 2. Зависимость критической скорости (м/с) от продольной и поперечной жесткости упругой связи колесных пар с боковыми рамами (буксового узла)

В исследованном диапазоне зависимость критической скорости от продольной жесткости рессорного комплекта центрального подвешивания и буксового узла носит монотонный характер: чем выше значение жесткости, тем выше критическая скорость (рис. 3). Причем одно и тоже значение критической скорости может достигаться при различных их комбинациях.

Для обеспечения необходимого запаса по критической скорости продольная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам должна быть не менее 2,5 МН/м, а рессорного комплекта центрального подвешивания под тарой вагона (7 т на пятник) – не менее 5 МН/м, под весом груженого вагона (осевая нагрузка 25 т) – не менее 3 МН/м, при дополнительной продольной жесткости, обеспечиваемой клино-

вой системой, 2 МН/м. Требуемый уровень продольной жесткости невозможно реализовать для порожнего вагона с билинейным рессорным комплектом. Его горизонтальная жесткость под тарой составляет 1,8...2,5 МН/м, так как она находится в непосредственной зависимости от вертикальной жесткости пружин. Для улучшения вертикальной динамики порожних и малозагруженных вагонов жесткость первого участка вертикальной силовой характеристики должна быть не более 2,7 МН/м. Для обеспечения сцепляемости вагонов, имеющих упругий элемент в буксовом узле, вертикальная жесткость второго участка должна быть не более 4,5 МН/м и, следовательно, горизонтальная жесткость рессорного комплекта центрального подвешивания под весом вагона брутто - не более 4 МН/м. В этом случае критическая скорость порожнего вагона составляет 23 м/с (83 км/ч), что является недостаточным.



Рис. 3. Зависимость критической скорости (м/с) от продольной жесткости рессорного комплекта центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами

Для улучшения асимптотической устойчивости невозмущенного движения при малой величине продольной жесткости рессорного ком-

плекта центрального подвешивания можно повышать или продольную жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам, или угловую жесткость центрального подвешивания при забегании боковых рам. Однако увеличение продольной жесткости в буксовом узле, как показано далее, вызывает рост углов набегания и показателя износа, введенного как произведение силы крипа на соответствующее псевдопроскальзывание в контакте колесо – рельс, приведенное к единице пройденного пути. Угловую жесткость центрального подвешивания при забегании боковых рам можно повысить, сохраняя прежний уровень горизонтальной жесткости рессорного комплекта центрального подвешивания путем установки вместо плоского фрикционного клина пространственного с упругими накладками. При этом эта жесткость (на сторону тележки) должна быть не ниже 2 МНм/рад (рис. 4). Как показали результаты испытаний тележки модели 18-1711, эта величина реализуема.



Рис. 4. Зависимость критической скорости порожнего вагона от угловой жесткости центрального подвешивания при забегании боковых рам

Введение в конструктивную схему (см. рис. 1) фрикционного клина пространственного действия позволяет сохранить прежний уровень продольных жесткостей (табл. 1). Для дальнейших расчетов была принята минимально допустимая величина угловой жесткости центрального подвешивания при забегании боковых рам, одинаковая для порожнего и груженого вагона (на самом деле для груженого вагона эта жесткость выше). С данными величинами критическая скорость порожнего вагона составляет 39 м/с (140 км/ч), груженого – 53 м/с (191 км/ч), что разрешает движение вагона с конструкционной скоростью 120 км/ч.

Таким образом, была установлена область параметров подвешивания, обеспечивающая устойчивое движение вагона на тележках с упругим соединением колесных пар и боковых рам со скоростями до 120 км/ч:

 продольная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам – не менее 2,5 МН/м;

 продольная жесткость рессорного комплекта центрального подвешивания:

- тара не менее 1,8 MH/м;
- брутто не менее 3,0 MH/м;

 угловая жесткость центрального подвешивания при забегании боковых рам (на сторону) – не менее 2,0 МНм/рад.

Уточнение параметров ходовых частей по показателям динамических качеств вагона при движении по прямым участкам пути

Оценка рационального диапазона параметров упругих связей по показателям динамических качеств вагона производилась с использованием полностью нелинейной модели вагона. Нелинейные элементы связей учитывали особенности работы скользунов, пятникового узла, гасителей колебаний, центрального подвешивания в вертикальном направлении, ограничителей продольных (± 5 мм) и поперечных (± 7 мм) перемещений в связи колесной пары с боковыми рамами и контакта колесо – рельс.

Для исследования ходовых качеств использовалось численное интегрирование уравнений динамики экипажа с учетом неровностей рельсового пути методом Рунге-Кутта четвертого порядка.

Для анализа ходовых качеств использовались максимальные значения величин, указанных в [5], с доверительной вероятностью 0,97 в диапазоне частот до 20 Гц.



Рис. 5. Зависимость рамных сил груженого вагона (кН) от поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами при скорости движения 90 км/ч

На первом этапе с целью уточнения параметров тележки производилась оценка влияния поперечной жесткости упругой связи колесных пар с боковыми рамами (буксового узла) и центрального подвешивания на ходовые качества вагона. Исследования производились как для порожнего, так и для груженого вагона при скорости движения 90 км/ч.

По результатам расчета было установлено, что для груженого вагона с точки зрения обеспечения нормируемых величин рамных сил значения поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами могут быть любыми (рис. 5). Величины этих жесткостей ограничиваются нормативными значениями горизонтальных ускорений груженого вагона (рис. 6), а для порожнего (рис. 7 и 8) - еще коэффициентом запаса устойчивости колеса от схода с рельсов $([\kappa_{yc}]=1,3)$. В связи с тем, что мгновенное значение коэффициента запаса устойчивости может лежать ниже допускаемого, при анализе была использована вероятность превышения нормативного значения, безопасный уровень которой был принят равным 97 %.

На основании проведенных исследований было установлено, что при величине поперечной жесткости центрального подвешивания под весом брутто вагона 3,0...4,0 МН/м и 1,8...2,5 МН/м под весом тары для обеспечения уровня ускорений, соответствующих оценке "хорошо", жесткость буксового узла в этом направлении должна быть не выше 3,0 МН/м.



Рис. 6. Зависимость поперечного ускорения груженого вагона (м/c²) от поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами при скорости движения

90 км/ч







Рис. 8. Зависимость вероятности превышения нормативного значения коэффициента запаса устойчивости колеса от схода с рельсов порожнего вагона от поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами при скорости движения 90 км/ч

Таким образом, поперечная жесткость буксового узла должна составлять 0,75...3,00 МН/м при указанной выше поперечной жесткости центрального подвешивания. Расчет устойчивости на нелинейной модели с параметрами, приведенными в табл. 1, и угловой жесткостью центрального подвешивания при забегании боковых рам 2 МНм/рад показал, что при скорости 130 км/ч движение порожнего вагона асимптотически устойчиво. Кроме того, результаты расчетов ходовых качеств свидетельствуют о том, что при скорости движения 120 км/ч они соответствуют нормативным (табл. 2).

Таблица 2

Показатели	ходовых	качеств	вагона	при
скоро	сти движ	ения 120	км/ч	

Показатель	Груже- ный ва- гон	Порожний вагон	
Максимальное горизон-			
тальное ускорение на	0,10	0,24	
пятнике кузова, в долях	отлично хорошо		
от g			
Максимальное верти-			
кальное ускорение на	0,33	0,62	
пятнике кузова, в долях	хорошо	хорошо	
от g			
Коэффициент верти-	0,34	0,59	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв	0,34 хорошо	0,59 хорошо	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв	0,34 хорошо 8,86	0,59 хорошо 6,10	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв Рамная сила H _p , кН	0,34 хорошо 8,86 отлично	0,59 хорошо 6,10 отлично	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв Рамная сила H _p , кН Коэффициент устойчи-	0,34 хорошо 8,86 отлично	0,59 <u>хорошо</u> 6,10 отлично	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв Рамная сила H _p , кН Коэффициент устойчи- вости от вползания коле-	0,34 хорошо 8,86 отлично	0,59 <u>хорошо</u> 6,10 отлично	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв Рамная сила H _p , кН Коэффициент устойчи- вости от вползания коле- са на головку рельса к _{ус} :	0,34 хорошо 8,86 отлично	0,59 <u>хорошо</u> 6,10 отлично	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв Рамная сила H _p , кН Коэффициент устойчи- вости от вползания коле- са на головку рельса к _{ус} : – минимальное значение	0,34 хорошо 8,86 отлично 1,53	0,59 <u>хорошо</u> 6,10 отлично 0,25	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв Рамная сила H _p , кН Коэффициент устойчи- вости от вползания коле- са на головку рельса к _{ус} : – минимальное значение – вероятность превыше-	0,34 хорошо 8,86 отлично 1,53	0,59 хорошо 6,10 отлично 0,25	
Коэффициент верти- кальной динамики, Кдв Рамная сила H _p , кН Коэффициент устойчи- вости от вползания коле- са на головку рельса к _{ус} : – минимальное значение – вероятность превыше- ния нормативного значе-	0,34 хорошо 8,86 отлично 1,53	0,59 хорошо 6,10 отлично 0,25	

Уточнение параметров ходовых частей по качеству вписывания в кривые

Исследования на криволинейном участке пути среднего состояния производились на нелинейной модели с параметрами, выбранными по результатам исследования ходовых качеств.

В качестве показателей, характеризующих качество движения вагона в кривой, были приняты величины рамных сил, действующих на колесную пару со стороны боковой рамы, углы набегания колесных пар на рельсы, а также показатель износа. Безопасность движения оценивалась по величине коэффициента запаса устойчивости от схода колесной пары с рельсов, а также по величине поперечных усилий, действующих от набегающего колеса на рельс.

Среди указанных показателей для подвижного состава нормируется коэффициент запаса устойчивости и величина рамной силы [5]. Величина поперечного усилия, действующего от колеса на рельс, рекомендуется не более 100 кН из расчета напряженного состояния пути [6].

На первом этапе оценивалось влияние продольной жесткости упругой связи колесных пар и боковых рам на величину угла набегания колесных пар и показатель износа груженого ва-
гона с максимально допустимой скоростью 86 км/ч в кривой радиусом 350 м с возвышением наружного рельса 0,15 м. Результаты расчетов приведены на рис. 9, где углы набегания указаны по абсолютному значению.

Анализ результатов показал, что увеличение продольной жесткости упругой связи колесных пар приводит к повышению углов набегания и показателя износа. При этом большие углы набегания имеют первые колесные пары тележек (1 и 3 для вагона), поэтому для оценки качества вписывания в кривые по этим показателям достаточно оценивать угол набегания и показатель износа первой колесной пары.

При жесткости до 3 МН/м углы набегания изменяются незначительно и не превышают 2 мрад, а при жесткости 5 МН/м достигают 5 мрад. Для обеспечения вписывания в кривые с углами набегания близкими к нулю значение продольной жесткости должно быть минимизировано, однако это приводит к резкому уменьшению критической скорости. Таким образом, в рассматриваемой конструкции можно реализовать достаточный при принятых эксплуатационных скоростях уровень критической скорости с сохранением качества вписывания в кривые, однако, дальнейшее повышение скорости движения будет связано с повышением износов колесных пар в кривых.



Рис. 9. Зависимости углов набегания и показателя износа от продольной жесткости упругой связи колесных пар и боковых рам

Для обеспечения устойчивого движения на прямом участке пути до скорости 120 км/ч и вписывания в кривые с углами набегания не более 5 мрад продольная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам должна составлять 2,5...5,0 МН/м.

На следующем этапе производилась оценка качества вписывания и безопасности движения в кривых различного радиуса при фиксированном значении параметров связей. Оценивалось движение как порожнего, так и груженого вагона по кривым участкам пути среднего состояния радиусом 350 и 650 м с различными скоростями. Участок пути составлял 300 м, при этом длина прямой составляла 20 м, переходной кривой – 160 м для кривой радиусом 350 м и 180 м для кривой радиусом 650 м.

Результат расчета максимального усилия на набегающем колесе, рамной силы и коэффициента запаса устойчивости в кривых различных радиусов показал:

- в допустимых диапазонах скоростей в кривых различных радиусов превышение рекомендуемого значения поперечного усилия, действующего от набегающего колеса на рельс (100 кН), и нормативного значения рамной силы не наблюдается;
- для груженого вагона минимальный коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса (на набегающем колесе) в целом монотонно убывает с ростом скорости и уменьшением радиуса кривой, оставаясь при этом выше минимально допускаемого значения;
- для порожнего вагона вероятность превышения нормативного значения коэффициента запаса устойчивости для всех значений скорости движения и радиусов кривых превосходит безопасное значение (97 %).

Характерная осциллограмма угла набегания первой колесной пары представлена на рис. 10.



Рис. 10. Характерная осциллограмма угла набегания первой колесной пары при движении груженого вагона по кривой радиусом 350 м со скоростью 86 км/ч

Как на осциллограммах угла набегания, так и показателя износа отмечаются осцилляции относительно среднего значения, обусловленные колебаниями колесной пары в рельсовой колее, вызванные неровностями рельсовых нитей и ее естественным вилянием. Оценка качества вписывания в кривые производилась по среднему значению указанных показателей. На рис. 11 и 12 для кривых различных радиусов приведены графики зависимости угла набегания и показателя износа (по первой колесной паре) в круговой кривой от скорости движения.

Анализ этих зависимостей показал, что по мере увеличения скорости движения происходит рост угла набегания и показателя износа. Причем величины угла набегания для порожнего и груженого вагона в целом совпадают, а наибольший показатель износа имеет груженый вагон. Поэтому для оценки качества вписывания в кривые по этим показателям достаточно исследовать движение вагона в груженом режиме. По мере роста радиуса кривой отмечается незначительное уменьшение исследуемых показателей.





Рис. 11. Зависимости угла набегания и показателя износа от скорости движения в кривой радиусом 350 м



Рис. 12. Зависимости угла набегания и показателя износа от скорости движения в кривой радиусом 650 м

Исследования показали, что при максимально допустимых скоростях движения в кривых различных радиусов углы набегания имеют незначительное отклонение, поэтому выбор параметров подвешивания достаточно проводить в кривых малого радиуса, наиболее часто встречающихся на дорогах, и с максимальной скоростью движения в них.

Таким образом, выбранные параметры обеспечивают малые углы набегания колесных пар в кривых, снижение износов и безопасность движения.

Заключение

Разработанные модели движения грузовых вагонов на тележках с упругим соединением колесных пар и боковых рам позволили установить область рациональных параметров (табл. 3), обеспечивающую устойчивое движение, нормативные значения показателей ходовых качеств и безопасности движения, а также вписывание в кривые с минимальными углами набегания. Проведенные исследования легли в основу создания тележки модели 18-1711.

Таблица 3

Рациональные параметры трехэлементной тележки с упругой связью колесных пар и боковых рам при осевой нагрузке 25 т

Показатель	Центральное подвешива- ние (на сторону)	Упругая связь колес- ных пар и боковых рам (на подшип- ник)
Вертикальная жест-		
кость, МН/м:		14.015.0
- тара	не более 2,7	,,.
- брутто	не более 4,5	
Поперечная жест-		
кость, МН/м:		0.75 3.0
- тара	1,82,5	0,755,0
- брутто	3,04,0	
Продольная жест-		
кость, МН/м:		25 50
— тара	1,82,5	2,33,0
– брутто	3,04,0	
Угловая жесткость		
при забегании боко-	не менее 2,0	—
вых рам, МНм/рад		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Гарг В.К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава: Пер. с англ. / Под ред. Н.А. Панькина – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
- Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе MEDYNA: Учеб. пособие / Сост. В.С. Лесничий, А.М. Орлова. – Часть 3: – СПб: ПГУПС, 2002. – 35 с.
- Орлова А.М. Фрикционный элемент с переменным прижатием для моделирования работы скользунов, пятника и фрикционных гасителей подвешивания // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: ПГУПС. СПб., 2003. С. 71 75.
- Анисимов П.С., Вериго М.Ф., Грачева Л.О., Кузнецов А.В., Кузьмич Л.Д., Львов А.А., Соколов М.М. О параметрах перспективной двухосной тележки грузовых вагонов // Труды ВНИИВ. – М., 1973. – Вып. 20. – С. 3-21.
- Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), М.: ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
- Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт, 1986. – 55 с.

УДК 625.1.03

В.В. РЫБКИН, д-р техн. наук, профессор М.И. УМАНОВ, канд. техн. наук, доцент А.П. ТАТУРЕВИЧ, канд. техн. наук, доцент В.В. ЦЫГАНЕНКО, канд. техн. наук, доцент Н.В. ХАЛИПОВА, канд. техн. наук, доцент В.В. КОВАЛЕВ ДНУЖТ (Украина)

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ВОЗДЕЙСТВИЮ НА ПУТЬ ЭЛЕКТРОВОЗА ДСЗ-001

Приведено результати експериментальних досліджень електровоза <u>Д</u>С3-001 по впливі на колію у прямих, кривих радіуса 400 і 600 м, а також у межах стрілочних переводів марки 1/9 і 1/11

Приведены результаты экспериментальных исследований электровоза ДС3-001 по воздействию на путь в прямых, кривых радиуса 400 и 600 м, а также в пределах стрелочных переводов марки 1/9 и 1/11

Results of experimental researches of electric locomotive ДС3-001 on influence for a way to straight, curve radius of 400 and 600 m and also in limits стрелочных translations of mark 1/9 and 1/11 are given.

Целью испытаний являлось получение экспериментальным путем расчетных параметров испытываемого электровоза, характеризующих его воздействие на путь, и определение напряженно-деформированного состояния пути и стрелочных переводов при различных скоростях движения, включая максимальную 180 км/ч.

Испытания проводились на пути типовых конструкций. Условия обращения электровоза ДСЗ на сети железных дорог Украины разрабатывались на основании расчетов с использованием полученных экспериментальных данных и результатов анализа деформаций и напряжений в элементах пути и стрелочных переводов.

Испытанию подвергался электровоз ДСЗ-001, имевший пробег с момента постройки около 5000 км, на пяти опытных участках.

Опытный участок № 1: кривая радиусом 400 м, бесстыковый путь, рельсы Р65, железобетонные шпалы (2000 шт/км) на щебеночном балласте при толщине балласта под шпалой 30...35 см.

Опытный участок № 2: кривая радиусом 600 м с такой же конструкцией пути, как и на первом участке.

Опытный участок № 3: прямая с такой же конструкцией пути, как и на первом участке, лишь эпюра шпал была 1840 шт/км.

Опытный участок № 4: стрелочный перевод

типа Р65 марки 1/9, подрельсовое основание – железобетонные брусья; балласт щебеночный, толщина балласта 20...30 см.

Опытный участок № 5: стрелочный перевод типа Р65 марки 1/11, подрельсовое основание – деревянные брусья; балласт щебеночный, толщина балласта 20...30 см.

Состояние пути и стрелочных переводов на участках № 1, 2 и № 4, 5 соответствовало требованиям [1] и оценивалось на «хорошо» и «отлично» в соответствии с [2]. Состояние опытного участка № 3 соответствовало требованиям [3]. Опытный состав формировался из двух электровозов (ДСЗ и ЧС8) и двух вагоновлабораторий в середине. При испытаниях на стрелочном переводе М1/9 опытный состав состоял из двух электровозов и одного вагоналаборатории. При испытаниях в прямом участке пути со скоростями 160...180 км/ч опытный состав состоял из одного электровоза ДС3.

Поездки осуществлялись со скоростями:

– по кривым радиусом 400 и 600 м – 20, 40,
60 и 80 км/ч;

по прямому участку – 80, 100, 120, 140, 160, 170 и 180 км/ч;

– по стрелочным переводам – 20 и 40 км/ч только по боковому направлению. Кроме того, для тарировки приборов на каждом участке проводились поездки со скоростью 5 км/ч. Испытания на участках начинались с наименьшей скорости. Решение о выполнении поездок с большими скоростями и до предельных включительно принималось только после экспресс-анализа результатов измерений.

В процессе выполнения экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния пути и стрелочных переводов непосредственно измерялись:

 напряжения в кромках подошвы и головок рельсов;

– напряжения в кромках подошвы остряка;

 вертикальные и горизонтальные перемещения рельсов;

 вертикальные силы, действующие на рельс.

По результатам экспериментов также рассчитывались боковые силы, действующие на рельс. Они определялись по методике доктора технических наук Ершкова О.П. по величинам напряжений в кромках подошвы и в наружной грани головки рельсов [4].

На участках № 1, 2, 3 измерения показателей воздействия на путь испытуемых единиц подвижного состава производились на одном 25-метровом звене.

Предварительно эти звенья выбирались в пределах опытного участка на основании анализа записей показаний датчиков боковых перемещений головки рельса и напряжений в кромках подошвы рельса.

При этом отбирали сечения, имеющие наибольшие значения напряжений в кромках подошвы при скоростях движения по каждому участку, близких к максимальным. Остальные приборы устанавливались в этих же сечениях.

Схема установки приборов в кривых приведена на рис. 1. Установка приборов в прямой аналогична рис 1, но количество сечений с датчиками уменьшено. измерительные приборы устанавливались только в характерных сечениях по боковому направлению. Схема установки приборов приведена на рис. 2.

Для регистрации показателей взаимодействия пути и подвижного состава (кромочных, головочных и шеечных напряжений в элементах верхнего строения пути и стрелочных переводов) использовались тензометрические датчики с базой 20 мм, а для измерений пространственных деформаций рельсовых нитей – электропрогибомеры.

В качестве регистрирующих приборов использовались светолучевые осциллографы H-010 с усилителями постоянного тока. На каждом участке было установлено по 50...60 измерительных приборов. Всего при проведении испытаний по всем участкам было сделано 287 опытных поездок. После проведения половины указанного количества поездок на каждом опытном участке производился поворот опытного состава.

По показаниям каждого датчика при заданной скорости и направлении движения составлялась первичная выборка (выборочная совокупность), которая считалась случайным извлечением из генеральной совокупности, на основании чего осуществлялась статистическая обработка опытных данных.

Для каждой выборки определялись по стандартной методике основные статистики, а именно: среднее значение, среднеквадратическое отклонение, максимальное вероятное и максимальное наблюденное значение при принятом в расчетах пути на прочность уровне вероятности (0,994). Эти выборки группировались для одной или нескольких осей каждого экипажа с проверкой возможности объединения по установленным критериям.



Рис. 1. Схема расстановки приборов в кривых



Рис. 2. Схема расстановки приборов на стрелочных переводах М1/9, М1/11

По результатам статистической обработки измерений определялись следующие основные показатели:

 максимальные вероятные значения динамических сил, напряжений и деформаций для сравнения с допускаемыми и рекомендуемыми значениями;

 зависимость средних и максимальных значений динамических характеристик от скорости и направления движения экипажей;

 максимальные наблюдавшиеся значения динамических сил, напряжений и деформаций;

 – значения коэффициента перехода от осевых напряжений в подошве рельса к кромочным.

Анализ данных, полученных на опытных участках, показал, что напряжения в кромках подошвы рельсов от воздействия опытного подвижного состава не превышали допускаемой величины (240 МПа) в прямой и в кривых.

Анализ результатов статистической обработки измерения напряжений в элементах стрелочных переводов показал, что наибольшие кромочные напряжения в рельсах имеют место в наружной нити переводной кривой под направляющими осями электровозов, и в ряде случаев эти напряжения превышают допустимые. Это наблюдалось как на переводе 1/9, так и на переводе 1/11.

Превышения допускаемых напряжений в переднем вылете рамного рельса стрелочных переводов не зафиксировано.

В криволинейном остряке более высокие напряжения получены при противошерстном движении, но они не превышают допустимые.

Боковые силы в кривых и в прямом участке пути не превышали допустимые (табл.) [5]

Боковые силы в переводной кривой в обоих стрелочных переводах превышают допустимые 120 кН (табл.).

Горизонтальные отжатия головки рельсов в прямой и в стрелочных переводах не превышают рекомендуемые значения – 6 мм [6], а в наружной нити кривых R=400...600 м оказываются больше них (табл.).

Наибольшие вертикальные нагрузки на рельсы наружной и внутренней рельсовых нитей кривых от воздействия колес электровоза ДСЗ при скоростях движения до 80 км/ч не превышали 270 кH, а в прямой при скорости движения до 180 км/ч – не превышали 230 кH.

На стрелочных переводах марки 1/9 и 1/11 вертикальные силы не превосходили 270 кН при скорости движения до 40 км/ч.

Анализ данных по вертикальным прогибам рельсов показал, что во всех рассмотренных случаях осевые прогибы рельсов от воздействия набегающих и ненабегающих осей электровозов примерно одинаковы как до, так и после разворота опытного состава.

Осевые прогибы рельсов типа Р65 на железобетонных шпалах от воздействия на путь электровозов ДС3 и ЧС8 по абсолютной величине практически не отличаются друг от друга при всех скоростях движения. В кривой 400 м они не превышали 3 мм, в кривой 600 м они были существенно выше при малых скоростях движения и при скорости 20 км/ч достигали 8 мм. При повышении скорости они уменьшались в 1,5...2 раза.

Сводные результаты испытаний приведены в таблице.

На основании анализа указанных данных можно сделать следующие предварительные выводы.

Под опытным электровозом ДСЗ наблюдается повышенное горизонтальное воздействие на путь, особенно существенно это сказывается в крутых кривых, хотя остается в пределах допусков.

Таблица

Сводные результаты первого этапа испытаний

N⁰	Контролируемый параметр	Единица	Нормативный документ, со- держащий тре-	Знач	Значения		Заключе-	
п/п	контролируемыи параметр	измерения	оования к пара- метру (обознач. разде ла, пункты документа)	допусти- мые	фактические	скоростеи, V, км/ч	ние	
		У	часток 1 – пряма	я				
1	Кромочные напряжения в подошве рельсов	МПа	[1]	не более 240	135	80180	удовл.	
2	Боковые силы	кН	[5]	не более 100	45	80180	удовл.	
3	Боковые отжатия голов- ки рельсов	ММ	[6]	не более 6*	1,2	80180	удовл.	
		Участ	ток 2 – кривая R=	400 м				
1	Кромочные напряжения в подошве рельсов	МПа	[1]	не более 240	235	2080	удовл.	
2	Боковые силы	кН	[5]	не более 100	100	2080	удовл.	
3	Боковые отжатия голов- ки рельсов	ММ	[6]	не более 6*	7,0	2080	не удовл.	
Участок 3 – кривая R=600 м								
1	Кромочные напряжения в подошве рельсов	МПа	[1]	не более 240	150	2080	удовл.	
2	Боковые силы	кН	[5]	не более 100	80	2080	удовл.	
3	Боковые отжатия голов- ки рельсов	ММ	[6]	не более 6*	8,1	2080	не удовл.	
		Участок 4 –	стрелочный пере	вод М 1/1	[
	10			<i></i>	265 -		не удовл.	
1	в полошве рельсов	МПа	[1]	не более 240	40 км/ч 250 —	2040	огран. скор 25	
	в подошье рельсов			210	20 км/ч		км/ч	
					100 -		не удовл.	
2	Боковые силы	кН	[5]	не более	20 км/ч	2040	огран.	
				120	130 — 10 км/ч		скор.25 км/ч	
					5,5 -			
3	Боковые отжатия голов-	ММ	[(]]	не более	20 км/ч	2040	удовл.	
	ки рельсов		[6]	6*	6,0 — 40 км/ч		5,,,	
	l	Участок 5 -	– стрелочный пер	евод М 1/9			<u> </u>	
			r 'r		270 -		не удовл.	
1	Кромочные напряжения	ΜПа	[1]	не более	40 км/ч	2040	огран.	
-	в подошве рельсов		L-J	240	180 — 20 км/ч		скор.25 км/ч	
					154–		не удовл.	
2	Боковые силы	кН	[5]	не более	40 км/ч	2040	огран.	
-	DOROBBIC CHIIDI		r_1	120	107-		скор.25	
	Боковые отжатия голов-		[7]	не более	20 KW/ 9	20 40	NIVI/ "1	
3	ки рельсов	MM	٥	6*	4,5	2040	удовл.	

При износе ходовых частей электровоза следует ожидать превышения допускаемых значений нормируемых величин.

Опытный экземпляр электровоза ДСЗ удовлетворяет условиям эксплуатации на пути со стандартными типовыми конструкциями, с железобетонными шпалами и щебеночным балластом со скоростями движения до 160 км/ч, а на боковое направление типовых стрелочных переводов типа P65 его скорость движения ограничивается до 25 км/ч на переводе марки 1/11, и до 25 км/ч на переводе марки 1/9.

Такие результаты повышенного бокового воздействия электровоза ДСЗ на путь и стрелочные переводы были получены из-за неудачной его системы демпфирования, не соответствовавшей проектной.

После изменения системы демпфирования электровоза ДСЗ были выполнены повторные испытания. Для этой цели на ст. Ивковка был выбран опытный участок № 6 на стрелочном переводе типа Р65 М 1/11 на железобетонных брусьях. Состояние стрелочного перевода отвечало требованиям [2] и оценивалось как удовлетворительное.

Сформированный опытный состав состоял из двух локомотивов ЧС2 (в голове и хвосте), вагона-лаборатории и электровоза ДС3.

Для оценки воздействия на стрелочный перевод при движении на боковой путь было выполнено 48 заездов со скоростями 10, 25, 40 и 50 км/ч.

В процессе испытаний измерялись:

 – напряжения в кромках подошвы и нерабочей грани головки рельса;

- горизонтальные отжатия головки рельсов.

Кроме того, с использованием результатов испытаний определялись боковые силы, действующие от подвижного состава на рельсы, по методике [4].

Полученные результаты напряженнодеформированного состояния стрелочного перевода показали, во всех случаях кромочные напряжения в подошве рельсов не превосходят допустимых 240 МПа. Максимальные значения боковых сил только при скорости 50 км/ч приближаются к допустимым для участков пути (100 кН).

Отжатия головки рельсов тоже во всех случаях остаются ниже рекомендуемых 6 мм.

Таким образом, можно сделать вывод, что электровозу ДСЗ после изменения системы демпфирования можно разрешить движение на боковой путь стрелочного перевода типа Р65 M1/11 со скоростью 40 км/ч, то есть со скоростью движения, разрешенной для других локомотивов в таких условиях.

Таким образом, по результатам испытаний электровоза ДС-3 были сделаны следующие окончательные выводы:

 в прямых со стандартными типовыми конструкциями с железобетонными шпалами, щебеночным балластом электровоз ДС-3 удовлетворяет условиям эксплуатации со скоростями до 160 км/ч;

– в кривых участках на пути такой же конструкции электровоз ДСЗ может обращаться со скоростями, которые соответствуют непогашенному ускорению $\alpha_{\rm HII}=0,7$ м/с²;

на боковое направление стрелочных переводов типа Р65 М1/11 до 40 км/ч и марки 1/9 – 25 км/ч.

Условия обращения электровоза ДСЗ по пути других конструкций определялись расчетным способом и приведены в другой статье настоящего сборника [7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Інструкція по устрою та утриманню колії залізниць України: ЦП/0050: затв. наказом Укрзалізниці від 06.04.98 № 82-Ц.– Київ: Транспорт України, 1999. 248 с.
- Технічні вказівки до розшифровування записів колієвимірювальних вагонів, оцінки відступів від норм утримання залізничної рейкової колії та при їх виявленні вжиття заходів щодо забезпечення безпеки руху поїздів: ЦП/0020: затв. наказом Укрзалізниці № 9-Ц від 17.01.96. – К.: Транспорт, 1997. – 76с.
- Тимчасова інструкція з організації швидкісного руху пасажирських поїздів. Вимоги до інфраструктури та рухомого складу. – Київ, 2002. – 51 с.
- Ершков О. П., Мелентьев Л. П., Яхов М. С. Расчеты железнодорожного пути в кривых и нормы его устройства // Труды ВНИИЖТ. М.: Трансжелдориздат. 1960. Вып. 192. 206 с.
- Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС. РФ колеи 1520 мм. М. ВНИИЖТ, 1998.
- Фришман М.А., Липовский Р.С., Цыганенко В.В. Проектирование рельсовой колеи. – Д., 1976.
- Рыбкин В.В., Татуревич А.П., Сова С.Н. Результаты исследований по установлению условий обращения электровоза ДСЗ на сети ж.д. Украины.

УДК 625.1:531.3:51.001.57

М.П. СИСИН, аспірант В.В. РИБКІН, д-р техн. наук, професор О.М. ПАТЛАСОВ, канд. техн. наук, доцент ДНУЗТ (Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ КОЛИВАНЬ БАЛКИ НА ПРУЖНІЙ ДИСИПАТИВНІЙ ОСНОВІ ПІД ДІЄЮ РУХОМОГО НАВАНТАЖЕН-НЯ ПРИ ПРОХОДЖЕННІ СИЛОВОЇ НЕРІВНОСТІ КОЛІЇ

У даній статті розглядається модель залізничної полотнини, що являє собою балку на пружній інерційній підставі під впливом квазистатичного навантаження, що рухається. Дослідження цієї моделі проводиться в умовах руху навантаження на колію з неоднорідністю гнучкості основи під рейками.

В данной статье рассматривается модель железнодорожного полотна, которая представляет собой балку на упругом инерционном основании под воздействием движущейся квазистатической нагрузки. Исследование этой модели проводится в условиях движения нагрузки на пути с неоднородностью гибкости основы под рельсами.

A railway track model is considered in this paper. The model is a beam on elastic inertial basis with variable longitudinal elasticity under the influence of moving quasistatic loading. The investigation of the model is carried out on conditions that the loading moves on the track with the inhomogeneity of basis elasticity under the rail.

У теперішній час існує велика кількість моделей, які описують взаємодію колії та рухомого складу [1, 2, 6, 7]. Однак більшість з них описують поведінку залізничної колії не досить адекватно внаслідок спрощень у розрахунковій схемі колії. Основними спрощеннями є:

 зведення колії до лінійної системи з однією або кількома ступенями свободи та постійними жорсткістю і демпферною характеристиками;

• неврахування силової нерівності колії, яка залежить від нерівнопружності вздовж колії, або заміна силової нерівності колії геометричною, яка залежить тільки від статичного навантаження. Дане допущення є важливим, тому що більшість нерівностей залізничної колії, внаслідок яких виникають сили інерції, є нерівностями нерівнопружності підрейкової основи, а не геометричними нерівностями;

лінійна жорсткість підрейкової основи;

 неврахування взаємодії мас екіпажа через залізничну колію. Взаємодія мас екіпажа через залізничну колію має велике значення для мас, які розміщені на невеликій відстані одна від одної (колісні пари візка) та при великій швидкості руху;

• динамічні характеристики жорсткості підрейкової основи.

Метою даної роботи є оцінка впливу силової нерівності на напружено-деформований стан

колії. За модель береться модель залізничної колії, яка являє собою балку на пружній дисипативній основі із змінною пружністю вздовж колії під дією рухомого квазістатичного навантаження. Для перевірки цієї моделі проводиться порівняння із результатами експериментальних випробувань, проведених ДНУЗТом. За основну величину для дослідження береться величина прогину колії під точкою дії навантаження.

1 Модель залізничної колії як балки на пружній динамічній дисипативній основі під дією рухомого динамічного навантаження

Основними розрахунковими величинами моделі є деформації та фізичні характеристики колії у вертикальній площині. Модель залізничної колії як балки відображає роботу однієї із рейкових ниток у динаміці. Розрахункову схему балки показано на рис. 1.

Балка приймається скінченної довжини із жорстко защемленими кінцями на всьому періоді часу. Довжина балки вибирається такою, щоб змоделювати весь процес взаємодії рухомого навантаження з балкою із урахуванням відстані затухання коливань, що викликані початковими та кінцевими умовами, і становить 100 м.



Рис. 1. Розрахункова схема моделі залізничної колії як балки на пружній динамічній дисипативній основі під дією рухомого квазістатичного навантаження

Пружність підрейкової основи враховується як величина змінна вздовж колії. Із множини можливих випадків форми нерівнопружності вибирається найбільш характерна для залізничної колії форма – синусоїдальна нерівнопружність. Як було показано в [1], вона має найбільший вплив на взаємодію колії та рухомого навантаження. Графік зміни вертикальної пружності підрейкової основи вздовж балки показано на рис. 2.

За дисипативні характеристики підрейкової основи приймаються:

• кулонівське тертя;

- тертя, яке пропорційне прогину рейки;
- в'язке тертя:

$$F_{\text{дис}} = \Phi_0 + \varphi \cdot y + f_0 \cdot y', \qquad (1)$$

де Φ_0 – постійна сила кулонівського тертя; ϕ , f_0 – коефіцієнти пропорційності.

Коефіцієнти Φ_0 , φ визначаються за вже розробленою методикою, наведеною в роботі [3]. Коефіцієнт в'язкого тертя f_0 представлено в роботі [1]. На рис. З показано залежність прогину основи від сили з урахуванням тертя у циклі навантаження.



Рис. 2. Графік зміни вертикальної пружності підрейкової основи



Рис. 3. Залежність прогину основи від сили з урахуванням тертя у циклі навантаження

Маса колії, яка враховує маси всіх її елементів, приймається зосередженою в рейці рівнорозподіленою по довжині.

Зовнішнє точкове навантаження подано квазістатичним, рівнорозподіленим навантаженням на малій довжині $\ell_{\rm F}$ (2).

$$F_{3}(x,t,V) = \begin{cases} 0 , Vt \ge x \\ q_{CT}, Vt \le x \le Vt + \ell_{F}, \\ 0 , Vt + \ell_{F} \le x \end{cases}$$
(2)

де $q_{\rm cr}$ – рівнорозподілене статичне навантаження на довжині $\ell_{\rm F}$;

$$q_{\rm cT} = \frac{F_{\rm cT}}{\ell_F},\tag{3}$$

*F*_{ст} – зовнішнє точкове навантаження.

Даній моделі відповідає диференціальне рівняння у частинних похідних, яке являє собою лінійне диференціальне рівняння із змінними коефіцієнтами:

$$EI_{y} \frac{\partial^{4} y(x,t)}{\partial x^{4}} + U(x)y(x,t) + m \frac{\partial^{2} y(x,t)}{\partial t^{2}} + f_{0} \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} + sign(\frac{\partial y(x,t)}{\partial t})(\Phi_{0} + \phi \cdot y(x,t)) = F_{3}$$
(4)

де E, I_y — модуль пружності рейкової сталі та момент інерції рейки; U(x) — функція зміни модуля пружності підрейкової основи вздовж колії; m — приведена маса колії.

Сили кулонівського тертя та тертя, що залежить від прогину, завжди напрямлені проти руху і тому мають знак швидкості.

Граничні та початкові умови, які використовуються для знаходження частинного розв'язку диференціального рівняння, виводяться із таких міркувань:

• у будь-який момент часу кінці балки є нерухомими, тобто при x = 0 та x = L

• у початковий момент часу вісь балки займає нульове положення та є нерухомою, тобто при t = 0

$$y(x,t) = 0$$
 Ta $\frac{\partial y(x,t)}{dt} = 0$. (6)

Такі граничні умови вибрано, оскільки вони є найпростішими, однак при цьому довжину балки потрібно збільшити на величину, необхідну для стабілізації коливань, які виникають внаслідок цих умов.

2. Розв'язок диференціальних рівнянь та дослідження за допомогою розробленої моделі

Побудована модель дає змогу змоделювати процес взаємодії колії та рухомого навантаження при проходженні ним силової нерівності з різними швидкостями, різною формою нерівності, різноманітними фізичними та геометричними характеристиками колії та рухомого навантаження.

Розв'язок диференціального рівняння (4) проводиться за допомогою методу кінцевих різниць при рівномірній сітці та п'ятиточковій різничній схемі [5, 6].

Дослідження взаємодії колії та рухомого навантаження виконується для різних швидкостей руху. До розрахунку береться навантаження, яке відповідає навантаженню від локомотива ВЛ10 із статичним навантаженням 115 кН. Навантаження починає рухатися з точки на відстані 5 м від початку балки для врахування впливу защемлення на її кінці. Приведена маса колії приймається при залізобетонних шпалах 708 кг/м [7]. За форму нерівнопружності підрейкової основи береться ізольована синусоїдальна нерівність з мінімальним та максимальним модулем пружності 30 МПа та 70 МПа відповідно. Довжина нерівнопружності приймається для розрахунку 10 м. Результат розрахунку у вигляді графіків залежності прогину під точкою дії сили від координати сили показано на рис. 4.



Рис. 4. Графік залежності прогину під точкою дії сили від координати при швидкості руху 60 км/год

Як можна побачити на рис. 4, ліва частина графіка показує стабілізацію коливань, які викликані початком руху із положення з нульовим прогином, що задане граничними умовами (6). На правому кінці балки можна побачити різке зменшення прогину, що відповідає жорсткому защемленню балки, яке описано граничними умовами (5).

Проводяться два види дослідження запропонованої моделі:

 дослідження впливу швидкості руху на прогин під точкою дії сили;

 дослідження впливу швидкості рухомого навантаження на прогин при різних приведених масах колії.

Для дослідження впливу швидкості руху на силову нерівність вибрано ті самі умови, що й для попереднього розрахунку. На рис. 5 показано графіки силової нерівності при швидкостях від 20 до 200 км/год. Як видно із графіка, при збільшенні швидкості руху зовнішнього навантаження збільшується величина силової нерівності та змінюється її форма. Окрім збільшення силової нерівності також збільшується прогин колії y на ділянці балки з однаковою пружністю підрейкової основи. Для пояснення цього проводиться наступне дослідження по впливу швидкості рухомого навантаження на прогин при різних приведених масах колії.

Дослідження впливу швидкості рухомого навантаження на прогин при різних приведених масах колії проводиться при однаковій пружності підрейкової основи. Як показано у роботах [1, 7], приведена маса колії становить від 350 до 1900 кг/м. Графік залежності прогину від швидкості для різної приведеної маси колії показано на рис. 6. Із цього графіка видно, що існує максимальне значення прогину колії в залежності від швидкості. Прогин колії збільшується із збільшенням швидкості до цього значення, після чого він швидко зменшується. Резонансне значення прогину може бути пояснено співпадінням вимушених коливань, спричинених зовнішнім рухомим навантаженням та власної частоти коливань колії. Швидкість, при якій наступає резонанс, залежить від приведеної маси колії. При збільшенні приведеної маси швидкість, при якій наступає резонанс, зменшується, що й показано на рис. 6.

3. Перевірка моделі за експериментальними дослідженнями

Для перевірки моделі використовуються експериментальні дослідження ДШТу [8], які були проведені при випробуванні колії на напрямку Миронівка – Київ. Характеристики колії: пружне скріплення КПП5, рейки UIC60, шпали залізобетонні, баласт щебеневий товщиною 50 см. Вертикальний модуль пружності підрейкової основи становить від 32,1 до 71,5 МПа. Для проведення випробувань використовувався рухомий склад із локомотивами ЧС8 при швидкості від 5 до 155 км/год.

Вертикальна геометрична нерівність на дослідній ділянці має малі значення, тому вона до уваги не береться. За вертикальні навантаження, які потрібні для проведення моделювання, беруться виміряні за допомогою системи тензодатчиків для різних швидкостей, що показано у табл. Максимальні прогини по моделі обчислюються за мінімальними ймовірними експериментальними значеннями модуля пружності та максимальними навантаженнями, знайденими в експерименті. Відповідно обчислюються мінімальні прогини. Максимальні, середні та мінімальні ймовірні результати розрахунку прогину по моделі та виміряні в експерименті показано на рис. 7.

Висновок

Дана робота є одним з етапів дослідження по удосконаленню існуючої методики правил розрахунку колії на міцність. Із виконаних розрахунків можна зробити такі висновки:

• аналіз впливу швидкості на прогин у разі різних мас дозволяє визначити швидкості руху та приведені маси, при яких виникають резонансні явища. Швидкість, при якій виникає резонанс, залежить від маси та жорсткості колії;

• додатковий прогин колії від рухомого навантаження може виникати за відсутності нерівностей колії завдяки лише динамічним характеристикам колії. Він збільшується при збільшенні швидкості від 0 до швидкості, при якій виникає резонанс, і швидко зменшується при подальшому збільшенні швидкості.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

- М.Ф. Вериго, А.Я. Коган Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
- М.Ф. Вериго, Вертикальные силы действующие на путь при прохождении подвижного состава // Тр. ВНИИЖТ. – 1957. – Вып. 97.
- Климов В.И., Рыбкин В.В., Недашковский В.Н., Моделирование сил трения в расчетах пути // Межвуз. сб. научн. тр. «Исследование взаимодействия пути и подвижного состава». – Д.: ДИИТ, 1985.

- Дарков А.В., Шапошников Н.Н. Строительная механика: Учебник для строительных специализированных вузов. – М.: Высш. школа, 1986. – 607 с.
- Метьюз Джон Г., Финк, Куртис, Д. Численные методы. Использование МАТLAB, 3-е издание: Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. – 720 с.
- 6. Аладьев В.З., Богдявичус М.А. Maple 6: Решение математических, статистических и физико-

технических задач – М.: Лаборатория базовых знаний, 2001. – 824 с.

- Исследования взаимодействия пути и подвижного состава: Межвуз. сб. научн. тр. Д.: ДИИТ, 1984. – 109 с.
- Проведення динаміко-міцнісних випробувань колії на залізобетонних шпалах з пружинним скріпленням типу КПП, рейками UIC 60 та розробка рекомендацій по встановленню швидкостей руху по ній: Звіт про НДР, № 429. – Д.: ДІІТ. – 2003. – 118 с.



Рис. 5. Графік залежності прогину під точкою дії сили від координати при різних швидкостях руху від 20 до 200 км/год



Рис. 6. Графік залежності прогину від швидкості для різної приведеної маси колії

Таблиця 1

Середні, мінімальні ймовірні та максимальні ймовірні значення вертикальних сил.

	Швидкості, км/год 60 100 120 130 140 155										
$P_{\min}, \kappa H$	52,67	51,37	31,25	49,73	49,37	32,52					
$\overline{P}, \kappa H$	109,33	108,58	105,13	109,78	105,25	101,64					
$P_{\rm max}$, κH	165,99	165,79	179,01	169,83	161,13	170,76					



Рис. 7. Графіки залежності прогину від швидкості отримані по моделі та виміряні у експерименті.

УДК 629.4.026:629.424.1-83+621.825:629.4

П.М. СУРОВЦЕВ, ФГУП ВНИКТИ (Россия) Ю.Н. СОКОЛОВ, канд. техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия)

ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИВОДОВ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ЛОКОМОТИВОВ

Розглянуто питання підвищення надійності приводів допоміжних агрегатів експлуатованого парку магістральних і маневрових тепловозів і технічні рішення, реалізовані при їхній модернізації

Рассмотрены вопросы повышения надежности приводов вспомогательных агрегатов эксплуатируемого парка магистральных и маневровых тепловозов и технические решения, реализованные при их модернизации

Considered questions: increase of reliability of subsidiary drivers of main-line and shunting diesel and electric locomotives and engineering solutions implemented during their retrofit.

Анализ эксплуатации магистральных тепловозов и электровозов по сети железных дорог России свидетельствует о необходимости совершенствования динамики приводов вспомогательных агрегатов и повышения их надежности. По данным МПС за 2000-2003 г.г. повреждения и неплановые ремонты тепловозов по причине выхода из строя вспомогательных механизмов и их приводов составляют 4...8% от общего количества повреждений и неплановых ремонтов по тепловозам эксплуатируемого парка. По отдельным дорогам этот показатель доходит до 12...15%.

Исследованиями динамики механических, гидромеханических и электрических приводов вспомогательных агрегатов установлено, что динамическая нагруженность элементов приводов определяется, в основном, крутильными колебаниями.

Задача обеспечения надежности работы приводов вспомогательных агрегатов решается путем обеспечения допустимого уровня динамических нагрузок от крутильных колебаний за счет правильного выбора упруго-инерционных параметров соединений приводов и обеспечения прочности соединений приводов в условиях монтажных и эксплуатационных расцентровок от соединяемых агрегатов.

Анализ динамики приводов вспомогательных агрегатов локомотивов показал, что одним из направлений повышения их надежности является применение упругих беззазорных соединений с высокой компенсирующей способностью, в которых отсутствуют изнашиваемые элементы, требующие периодической замены. Этим требованиям удовлетворяют муфты с резиновыми, резинокордными и резинотканевыми элементами в виде торообразных оболочек и плоских дисков.

ВНИКТИ совместно с НПП «Прогресс» (Омск) и АО ВЭлНИИ (Новочеркасск) разработана конструкция высокоэластичной соединительной муфты с резинокордной оболочкой (РКО) типоразмера 400×105 (модель H-343). Муфта предназначена для приводов компрессоров KT-6 И ВУ 3,5/10-1450 моторкомпрессорных установок эксплуатирующихся и перспективных электровозов, и может быть применена в приводах вспомогательных агрегатов эксплуатирующихся электровозов ЧС2Т и тепловозов ЧМЭ, а также в приводах вспомогательных агрегатов перспективных и эксплуатирующихся тепловозов при модернизации их силовых установок и приводов.

Необходимость разработки новой конструкции упругой соединительной муфты для вспомогательных приводов возникла в связи с решением проблемы повышения надежности их работы, что обусловлено низкой надежностью применяемых в приводах соединений с полужесткими пластинчатыми муфтами (привод компрессора мотор-компрессорной установки электровозов ВЛ10) и втулочно-пальцевыми муфтами (привод компрессора моторкомпрессорной установки электровозов ВЛ60, ВЛ65, ВЛ80, ВЛ85), а также выработкой ресурса резинокордных оболочек типа «Periflex» приводов вспомогательных агрегатов электровозов ЧС2Т серии 53Е и тепловозов ЧМЭЗ, эксплуатирующихся на сети железных дорог страны.

Высокоэластичная соединительная муфта с РКО 400×105 (модель H-343) (рис. 1, 2) представляет собой беззазорное соединение с высо-

кой компенсирующей способностью, в котором отсутствуют изнашиваемые элементы, требующие периодической замены. Упругий элемент муфты (РКО) характеризуется высокой долговечностью. Муфта проста в обслуживании, не требует постоянного контроля затяжки болтовых соединений и состояния РКО. Высокая компенсирующая способность муфты позволяют уменьшить трудоемкость монтажа мотор-компрессора и других соединяемых агрегатов. Замковая часть узла крепления бортовых частей оболочки спрофилирована соответствующим образом для обеспечения несущей способности муфты. Внутренние нажимные кольца выполнены сплошными, что по сравнению с другими отечественными аналогами, имеющими разрезные нажимные кольца, позволило повысить несущую способность и надежность муфты. РКО 400×105 по своим габаритным и присоединительным размерам полностью соответствует РКО муфты «Periflex», а по несущей способности и упруго-демпфирующим и компенсирующим свойствам близка к ней. Поэтому отечественная РКО 400×105 может быть применена в приводах вспомогательных агрегатов электровозов ЧС2Т серии 53Е и тепловозов ЧМЭ3 с сохранением штатных металлических деталей муфты.



Рис. 1. Муфта с резинокордной оболочкой 400×105 мотор-компрессора электровоза ВЛ10

Характеристики высокоэластичной муфты с РКО 400×105, экспериментально определенные ВНИКТИ, проведены в табл. 1, 2 и на рис. 3. Конструктивно РКО 400×105 выполняются с радиальным расположением нитей корда и с диагональным (под углом 36°), что отражено в представленных данных. Упруго-демпфирующие характеристики муфт в режимах динамического нагружения определены при вынужденных крутильных колебаниях муфты в диапазонах частот 500...700 кол/мин (8,3...11,7 Гц) и 1100...1450 кол/мин (18,3...24,2 Гц) при амплитудах динамического крутящего момента 0,2...0,7 кН·м, соответствующих режимам динамического нагружения приводов компрессоров КТ-6Эл и ВУ3,5/10-1450.

В зоне высоких температур при температуре оболочки 50...55°С статическая крутильная жесткость муфты понижается в 1,4...1,6 раза для РКО с радиальным расположением нитей корда и в 1,6 раз для РКО с диагональным расположением нитей корда и составляет соответст-



Рис. 2. Муфта с РКО 400×105 привода компрессора мотор-компрессорной установки электровоза ВЛ65

венно 35,5...43,9 кН·м/рад и 44,3 кН·м/рад. При этом, динамическая крутильная жесткость (C_{M}^{*}) и внутреннее трение (μ_{M}^{*}) муфт понижаются соответственно в 1,35...1,6 и 1,87 ...2,3 раза и составляют (M_{cp} =0, t_{окр}=11...16°C):

– РКО с радиальным расположением нитей корда: C_{M}^{*} =47,9...53,6 кН·м/рад, μ_{M}^{*} = 0,075...0,23 (*N*=480...720 кол/мин, F_{M} = 0,18...0,48 кН·м);

– РКО с диагональным расположением нитей корда: C_{M}^{*} =48,7...70,6 кН·м/рад, μ_{M}^{*} = 0,18...0,23 (*N*=490...780 кол/мин, *F_M*=0,2...0,58 кН·м).

При отрицательных температурах увеличение крутильной жесткости муфт может быть отражено коэффициентом k_t:

t _M , °C	12	-0,7	-4,7	-12,3	-24,3
κ _t	1,0	1,35	1,52	1,58	1,93
t _M , °C	-32,5	-41	-43	-47	
κ _t	1,87	2,33	2,33	2,9	

При температуре оболочки -47°С внутреннее трение муфт повышается в 1,45 раз. Статические упруго-демпфирующие характеристики муфт с разработанными РКО после опытов при пониженных температурах изменились незначительно. При вращении муфт с частотой 1500 мин⁻¹ (М_{ср}=0) аксиальные силы при установочной ширине оболочки в пределах ±5 мм от номинального значения составляют для РКО обоих типов 1,2...1,4 кН.

Таблица 1

Показатель	С радиальным располо- жением нитей корда	С диагональным распо- ложением нитей корда		
Номинальный крутящий момент, кН·м	2,0	2,0		
Максимальный крутящий момент, кН·м	5,0	5,0		
Максимальная частота вращения, с ⁻¹ (мин ⁻¹)	26 (1560)	26 (1560)		
Статическая крутильная жесткость при номинальном крутящем моменте, $t = 20^{\circ}$ С, кН·м/рад	55,662,5	72,7		
Внутреннее трение ψ	0,91,03	0,94		
Статическая радиальная жесткость при радиальном смещении 4 мм, Н/мм	620820	880900		
Статическая угловая (карданная) жесткость при угло- вом смещении 1,5°, Н·м/град	8490	84		
Статическая осевая жесткость при осевом смещении 4,5 мм	270300	250270		
Амплитуда динамического крутящего момента при частоте колебаний 1500 кол/мин (25 Гц), $t = 20^{\circ}$ С, кН·м, не более	0,75	0,75		
Допустимая величина смещения осей соединяемых ва-				
лов, не более				
– радиальное, мм	4	4		
– осевое, мм	4,5	4,5		
– угловое, рад (град)	0,262 (1,5)	0,262 (1,5)		

Статические характеристики муфт с РКО 400×105

Таблица 2

Динамические характеристики муфт с РКО400×105

Показатель	С радиальным расположе- нием нитей корда	С диагональным расположением нитей корда		
Динамическая крутильная жесткость, кН·м/рад (t =				
1216°C)				
$-M_{cp}=0$	6584	118121		
$-M_{cp}^{'}=0,20,3$ кH·м	7187	118128		
$-M_{cp}^{T} = 0,540,78$ кН·м	7996	118 - 130		
Удельное трение $\mu_{M}^{*}(t = 1216^{\circ})$				
$-M_{cp}=0$	0,140,39	0,150,27		
$-M_{cp} = 0,20,3$ кН·м	0,180,29	0,190,25		
$-M_{cp} = 0,540,78$ кН·м	0,120,3	0,170,32		



Рис. 3. Статические характеристики муфт с РКО 400×105: а – тангенциальная деформация муфты при нагружении крутящим моментом; б – радиальные усилия при радиальных смещениях осей валов; в – изгибающие моменты при угловых смещениях осей валов; г – осевые силы при осевых смещениях валов; 1, 2 – РКО с радиальным расположением нитей корда; 3 –РКО с диагональным расположением нитей корда

При частоте вращения до 600 мин⁻¹ компенсирующие свойства муфт при радиальных и угловых смещениях валов близки к их характеристикам при статическом нагружении. При частоте вращения 1500 мин⁻¹ радиальная и угловая жесткости муфт повышаются в 1,2...1,8 раза. При этом радиальные усилия при радиальном смещении осей валов 4 мм составляют 2,2...2,5 кН.

Несущая способность муфт с РКО определяется моментом трения в узлах крепления бортовых частей, зависящего от усилия затяжки бортовых частей и состояния контактирующих поверхностей полумуфт и бортовых частей, и крутящим моментом потери устойчивости оболочки.

Крутящий момент потери устойчивости муфт с разработанными РКО составляет 5,4...5,9 кН·м. При этом усилие сжатия бортовых частей составило 75 кН, а реализованный коэффициент трения составил 0,31...0,42.

Для обеспечения передачи муфтой с разработанными РКО крутящего момента 5 кН·м требуется затяжка бортовых частей усилием не менее 46 кН, что соответствует сжатию бортовых частей на величину не менее 3,6...3,7 мм (18...19% от первоначальной толщины борта). Для гарантированной передачи муфтой крутящего момента 5 кН·м установлена регламентированная затяжка бортовых частей усилием сжатия 70...80 кН с контролем усилия затяжки по деформации сжатия бортовой части, которая должна составлять 4,3...4,6 мм (21,5...23% от первоначальной толщины борта).

Ресурсные испытания муфты с РКО с радиальным расположением нитей корда с блоком нагружения, приведенным в табл. 3, показали:

– максимальное превышение температуры оболочки при амплитудах динамического крутящего момента 0,5...1,0 кН·м (M_{cp} =0,5 кН·м, N=750...1450 кол/мин) составило Δt = 15,6...22,5°C, что является допустимым для длительной работы;

– режим нагружения с амплитудой динамического крутящего момента 1,2 кН·м (M_{cp}=0,7 кН·м, N=860 кол/мин) является предельным по теплонапряженности оболочки (превышение температуры оболочки Δt=33...37°C);

 при частоте колебаний N=1300...1450 кол/мин допустимыми являются амплитуды динамического крутящего момента 0,75 кН·м (M_{cp}=0,5 кН·м).

Таблица 3

№ режима	М _{ср} , кН∙м	F, кН∙м	N, кол/мин	Число циклов, млн	Δt_{M} , °C	t _{окр} , °С
1	0,5	0,50,55	14201450	7,0	8,815,6	712
2	0,5	0,70,75	1310	6,0	1419	1113
3	0,5	1,0	750	3,02	2122,5	911
4	0,7	1,2	860	3,0	3337	1011,5
			Всего	19,02		

Блок нагружения муфты с РКО 400×105 и температура оболочки при ресурсных испытаниях

Допустимые амплитуды динамических крутящих моментов при других частотах колебаний N могут быть получены из соотношения

$$F_{aN} = F_{a1450} \cdot \sqrt{\frac{1450}{N}}$$

где F_{a1450} – допустимая амплитуда динамического крутящего момента при частоте колебаний 1450 мин⁻¹.

Муфты с разработанными РКО прошли эксплуатационные испытания с положительными результатами в приводах мотор-компрессоров электровозов ВЛ10, ВЛ65, ЭП1 в климатических зонах Европейской части и Сибири, а также в приводах мотор-вентиляторов электровозов ЧС2Т серии 53Е и приводах вспомогательных агрегатов тепловозов ЧМЭ3 и рекомендованы для применения на тяговом подвижном составе.

Для приводов вспомогательных агрегатов ВНИКТИ разработана дисковая резинокордная муфта (рис. 4, 5). Конструктивно разработан типоразмерный ряд этих муфт (рис. 6). Муфты с одним или двумя дисковыми резинокордными элементами предназначены для использования в конструкциях упругих карданных валов. Эти муфты в одиночном исполнении могут быть использованы в скоростных приводах при частоте вращения 2000...3000 мин⁻¹. Высокая радиальная жесткость резинокордных муфт позволяет их использовать в карданных валах без подцентровки промежуточных элементов, что выгодно ее отличает от других конструкций упругих муфт, используемых в упругих карданных валах (брусковые муфты, муфты с РКО). Основные характеристики дисковых муфт типоразмерного, экспериментально определенного ВНИКТИ, ряда приведены в табл. 4.

Несущая способность дисковых резинокордных муфт обеспечивается соответствующим образом спрофилированной замковой частью, а необходимый момент трения в зонах контактирующих поверхностей диска и полумуфт – деформацией сжатия бортовых частей на требуемую величину, определяемую дистанционными втулками, установленными в замковой части.



Рис. 4. Дисковые резинокордные муфты



Рис. 5. Трансмиссионный вал с дисковыми резинокордными муфтами



Рис. 6. Трансмиссионный вал с дисковыми резинокордными муфтами и резинокордные диски типоразмерного ряда

В связи с выработкой ресурса дизелей типа 10Д100 и 14Д40 тепловозов ТЭ10 и М62 в отрасли осуществляется модернизация этих тепловозов с заменой двухтактных дизелей на более экономичные четырехтактные дизели типа Д49 производства ОАО «Коломенский завод», включающая и модернизацию приводов вспомогательных агрегатов. Модернизация приводов выполняется на основе применения соединений с упругими муфтами с резиновыми и резинокордными элементами взамен штатных соединений с полужесткими пластинчатыми муфтами и карданными валами автомобильного типа. При разработке проектов модернизации этих тепловозов были учтены опыт первой подобной модернизации тепловозов ТЭЗ с заменой двухтактного дизеля 2Д100 на четырехтактный дизель Д49 и результаты эксплуатации тепловозов 2ТЭ10У, 2М62У с упругими муфтами в приводах вспомогательных агрегатов.

Параметры и конструкции соединений с упругими муфтами приводов вспомогательных агрегатов выбирались на основе расчетов крутильных колебаний валопроводов силовых установок модернизируемых тепловозов с последующей экспериментальной проверкой динамической нагруженности приводов. При выборе упругих муфт были также учтены вопросы повышения компенсирующих свойств соединений приводов, улучшения их технологичности и ремонтопригодности, унификации новых соединений.

Изменение динамической нагруженности валопроводов силовых установок тепловозов в связи с заменой дизелей в первую очередь необходимо было учитывать при организации приводов вспомогательных агрегатов, расположенных со стороны дополнительного отбора мощности дизелей типа Д49. В узле дополнительного отбора мощности этих дизелей применен торсионный вал, крутильная жесткость которого соизмерима с крутильной жесткостью упругих муфт. Вопросы обеспечения требуемого спектра собственных частот крутильных колебаний приводов вспомогательных агрегатов со стороны дополнительного отбора мощности дизелей типа Д49 и допустимого уровня динамических нагрузок в приводах от крутильных колебаний решены путем оптимизации упругоинерционных соединений приводов.

Для приводов вспомогательных агрегатов модернизированных тепловозов 2ТЭ10, 2М62 наиболее оптимальным решением явилось применение упругих трансмиссионных валов с муфтами с резиновыми вкладышами в виде трапецеидальных брусков (брусковые муфты нескольких типоразмеров). Муфты подобного типа прошли эксплуатационную проверку в приводах вспомогательных агрегатов серийных тепловозов 2ТЭ10М, 2ТЭ10У, 2М62У, и это техническое решение позволило унифицировать ряд упругих соединений приводов вспомогательных агрегатов эксплуатационного парка грузовых тепловозов. Конструкция брусковых муфт разработана АО «Лугансктепловоз» и усовершенствована и развита в типоразмерный ряд ВНИИЖТом.

Таблица 4

N₂	Поноротоци		Типоразм	ер муфты	
п/п	показатель	250×80	310×100	360×120	430×185
1	Количество резинокордных дисков в муфте	2	1	1	1
2	Номинальный крутящий момент, кН·м	0,5	0,5	1,0	2,0
3	Максимальный крутящий момент, кН·м	1,5	1,5	3,0	6,0
4	Максимальная частота вращения, мин-1	3000	3000	3000	3500
5	Деформация сжатия бортовых частей, мм (%)	3 (30)	3 (30)	3 (30)	3 (21,4)
6	Статические жесткости – крутильная, кН·м/рад – крутильная относительная.	24,0	21,0	36,0	71,0
	pag ⁻¹	48,0	42,0	36,0	35,5
	— радиальная, кп/мм — угловая (изгибная), кН·м/рад	59	60 60	4,0 80	120
	– осевая, Н/мм	500	400	550	700
7	Удельное трение		0,15	0,2	
8	Динамическая крутильная жесткость, кН·м/рад при амплитуде динамического крутящего	31,245,6	3454	4356	106,5128
	момента, кН·м и частоте, Гц	0,150,65 1228	0,151,4 16,7	0,21,5 16,7	0,251,5 13,318,3
9	Допускаемые смещения осей соединяе- мых валов (n=1500 мин ⁻¹)				
	– радиальное, мм – угловое, рад (град)	1,0 0.0436 (2.5)	1,0 0.0436 (2.5)	1,0 0.0436 (2.5)	1,0 0.0436 (2.5)
	– осевое, мм	3	3,5	3,5	4
10	Допустимая амплитуда эластического		,	,	
	момента при частоте 25 Гц, кН м	0,5	0,3	0,5	0,36

Технические характеристики дисковых резинокордных муфт

В силовой установке модернизированных тепловозов

199

2ТЭ10МК

применен

дизель-

генератор 1А-9ДГ исп. 3 производства ОАО «Коломенский завод» с четырехтактным 16-ти цилиндровым дизелем 16ЧН 26/26 мощностью 2206 кВт (3000 л.с.), рабочий диапазон частот вращения 400...850 мин⁻¹. Модернизация приводов вспомогательных агрегатов выполнена на основе соединений с брусковыми муфтами трех типоразмеров. Трансмиссионные валы с брусковыми муфтами применены в приводах передней части – двухмашинного агрегата (ДМА) и редуктора вентилятора охлаждения тягового генератора, и в задней части - гидромеханического редуктора (ГМР) вентилятора холодильной камеры. В соединении привода заднего распределительного редуктора (ЗРР) применен валопровод с брусковой муфтой со стороны редуктора и пластинчатой муфтой со стороны дополнительного отбора мощности дизеля. В соединении привода компрессора применена упругая муфта с РКО ЭМ 500×130. В соединении привода переднего распределительного редуктора (ПРР) применен штатный валопровод с полужесткими пластинчатыми муфтами. Применение полужестких пластинчатых муфт было обусловлено габаритными возможностями размещения соединения (привод ЗРР) и необходимостью обеспечения допустимого уровня динамических нагрузок от крутильных колебаний (привод ПРР). В приводах вентиляторов охлаждения ТЭД (механический привод без гидромуфты) применена штатная брусковая муфта, встроенная в ступицу вентиляторного колеса.

Система валопровода силовой установки тепловоза с электрической передачей мощности образует две независимые динамические системы, разделенные большой массой якоря тягового генератора с автономным развитием крутильных колебаний: система валопровода дизель-генератора и приводов вспомогательных агрегатов со стороны дополнительного отбора мощности (валопровод задней части) и система приводов вспомогательных агрегатов, приводимых от вала якоря тягового генератора (валопровод передней части).

Для системы валопровода передней части с механическим приводом поршневого компрессора от раздаточного редуктора (ПРР) допустимый уровень динамических нагрузок обеспечивается при применении в приводе ПРР соединения с высокой крутильной жесткостью (типа полужестких пластинчатых муфт), а в приводах вспомогательных агрегатов – эластичных соединений, обеспечивающих выведение низшей собственной частоты крутильных колебаний ниже минимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля (далее – частота вращения дизеля).

Для валопроводов силовых установок тепловозов с дизелями типа Д49 наибольшая динамическая нагруженность от крутильных колебаний получается, как правило, в приводах со стороны дополнительного отбора мощности дизеля (валопровод задней части), где имеют место наибольшие амплитуды крутильных колебаний масс дизеля. На развитие крутильных колебаний этой части валопровода силовой установки наиболее существенное влияние оказывают упруго-инерционные параметры торсионного вала дизеля и соединения «дизель -ЗРР». Решение задачи варьирования податливостью соединения в приводе ЗРР показало, что ее изменение в широких пределах незначительно влияет на изменение собственных частот крутильных колебаний валопровода задней части из-за наличия в узле дополнительного отбора мощности дизеля торсионного вала диаметром 42 мм.

Собственные частоты крутильных колебаний валопровода передней части N₁=278 кол/мин, определяемые упруго-инерционными параметрами привода ДМА; N₂=6700...6980 кол/мин, определяемые упруго-инерционными параметрами приводов вспомогательных агрегатов передней части, и N₃=6700...6980 кол/мин, определяемые упруго-инерционными параметрами привода компрессора КТ-7, находятся за пределами рабочего диапазона частот вращения дизеля и компрессора. Расчетные уровни динамических нагрузок в валопроводах передней части 0,75...0,87 кН·м в приводах компрессора и ПРР и 0,01 кН·м в приводе ДМА от колебаний 1-го порядка по частоте вращения компрессора и 0,6...0,8 кН·м в приводах компрессора и ППР и 0,02 кН·м в приводе ДМА от колебаний 3-го порядка по частоте вращения компрессора являются допустимыми для упругих муфт приводов для длительной работы.

Спектр собственных частот валопровода задней части:

 N₁ = 338 кол/мин определяется массами вспомогательных агрегатов этой части тепловоза и насосов дизеля и податливостью торсионного вала;

 N₂ =1865...1886 кол/мин определяется массами вспомогательных агрегатов задней части и податливостью брусковой муфты привода ЗРР;

– N₃ =2190...2267 кол/мин и N₅=4765 кол/мин определяются упруго-инерционными

параметрами привода ГМР;

 – N₄ =2450 кол/мин («моторная» форма собственных крутильных колебаний) и N₈=6686 кол/мин связаны с валопроводом коленчатого вала дизеля;

 N₆ =5712 кол/мин и N₇=6196 кол/мин определяются упруго-инерционными параметрами приводов насосов дизеля.

Низшая собственная частота крутильных колебаний валопровода задней части находится ниже минимальной частоты вращения дизеля, что обуславливает невысокий уровень динамических нагрузок при нормальной работе цилиндров. Динамическая нагруженность торсионного вала и приводов вспомогательных агрегатов задней части связана с развитием колебаний по двух- и трехузловой формам.

Максимальные динамические нагрузки в приводе ЗРР (экспериментальные исследования) составили 0,16 кН·м (v=1,5 - порядок копо частоте вращения лебаний дизеля, N=260...290 кол/мин) в режимах запуска и остановки дизеля; 0,2 кН·м (v=2,5, n_д=800...850 мин⁻¹) при работе дизеля на холостом ходу; 0,29...0,31 кН·м (v=2,5+1,5; n_д=820...850 мин⁻¹) при работе дизеля под нагрузкой при нормальной работе всех цилиндров и 0,41...0,44 кН·м (v=3+1,5+0,5; n_л=850 мин⁻¹) при отключении подачи топлива в первый левый цилиндр дизеля (имитация разрегулировки топливной аппаратуры).

Наибольшие расчетные амплитуды динамических напряжений в коленчатом валу дизеля составляют τ_a =27,5 МПа (n_a =850 мин⁻¹).

Максимальные амплитуды динамических крутящих моментов в торсионе дизеля составляют 570...610 Н·м (τ_a =39...42 МПа) при нормальной работе цилиндров дизеля и 800...860 Н·м (τ_a =55...59 МПа) при регулировке топливной аппаратуры дизеля и являются допустимыми для длительной работы ([τ_a]=100 МПа).

Максимальный уровень динамических нагрузок в брусковых муфтах привода ГМР составляет 0,18 кН·м.

Максимальные уровни динамических нагрузок в брусковых муфтах валопровода задней части 0,31...0,44 кН·м является допустимым для длительной работы ([F_a]=1,5...2,0 кН·м).

Собственные частоты крутильных колебаний парциальной системы привода вентилятора охлаждения главного генератора составляют N₁=219 кол/мин и N₂=33480 кол /мин. Невысокий уровень динамических нагрузок в приводе вентилятора охлаждения тягового генератора обусловлен тем, что резонансные частоты колебаний главных порядков вынуждающего момента дизеля находятся за пределами рабочего диапазона частот вращения дизеля, и местом его привода – привод 69-й группы дизеля выполнен от сечения коленчатого вала, расположенного рядом с большой массой тягового генератора и имеющего невысокие амплитуды крутильных колебаний.

В силовой установке модернизированного тепловоза 2М62К применен дизель-генератор 5-26ДГ производства ОАО «Коломенский завод» с 4-х тактным 12-ти цилиндровым дизелем 12ЧН 26/26 мощностью 1470 кВт (2000 л.с.), рабочий диапазон частот вращения 400...750 мин⁻¹.

Модернизация приводов вспомогательных агрегатов выполнена на основе применения упругих муфт различного типа взамен штатных валопроводов с пластинчатыми муфтами и карданного вала автомобильного типа (привод ЗРР). В соединении привода ПРР применена упругая муфта с РКО ЭМ 360×100. В соединениях приводов ДМА и вентилятора охлаждения ТЭД задней тележки применены упругие муфты с цилиндрическими резиновыми вкладышами, работающими на срез-сжатие, разработанные ВНИКТИ. В соединении привода ЗРР применен валопровод с брусковой муфтой (по типу брусковой муфты привода ЗРР модернизированного тепловоза 2ТЭ10МК) со стороны ЗРР и пластинчатой муфтой со стороны дизеля. Применение пластинчатой муфты в этом соединении связано с габаритными ограничениями. В соединении привода ГМР применен трансмиссионный вал с двумя дисковыми резинокордными муфтами типоразмера 360×120 мм. разработанный ВНИКТИ. В приводах компрессора и вентиляторов охлаждения главного генератора применены штатные соединения: соответственно валопровод с пластинчатыми муфтами и карданные валы автомобильного типа (последние оставлены ввиду значительных конструктивных радиальных смещений осей соединяемых валов).

В системе валопровода силовой установки со стороны дизеля могут быть выделены две подсистемы вспомогательных приводов: приводы вспомогательных агрегатов со стороны ПРР и приводы вспомогательных агрегатов со стороны дополнительного отбора мощности дизеля (приводы со стороны ЗРР).

Спектр собственных частот крутильных колебаний приводов со стороны ЗРР:

 N₁ = 426 кол/мин определяется массами вспомогательных агрегатов этой части валопровода и крутильной податливостью торсионного вала дизеля;

 N₄ = 1522 кол/мин определяется упругоинер-ционными параметрами привода вентилятора охлаждения ТЭД задней тележки;

 N₆ = 2343 кол/мин, определяется массами вспомогательных агрегатов этой части валопоровода и податливостью брусковой муфты привода ЗРР;

 N₇ = 3023 кол/мин определяется упругоинерционными параметрами привода ГМР вентилятора холодильника;

 N₈ = 3188 кол/мин «моторная» форма с максимальными амплитудами колебаний масс валопровода дизеля.

Спектр собственных частот крутильных колебаний приводов со стороны ПРР:

 N₂ = 469 кол/мин определяется упругоинерционными параметрами привода ДМА;

 $-N_3 = 1206$ кол/мин определяется массами вспомогательных агрегатов этой части валопоровода и податливостью муфты с РКО ЭМ 360×100 привода ПРР;

 N₅ = 2034 кол/мин определяется упругоинерционными параметрами приводов вентиляторов охлаждения тягового генератора и ТЭД передней тележки.

Динамическая нагруженность торсионного вала дизеля и привода ЗРР составила:

– в режимах запуска и остановки дизеля максимальный уровень динамических крутящих моментов составил 0,82...0,85 кН·м на торсионном валу (τ_a =57...59 МПа) и 0,82 кН·м в приводе ЗРР и определялся усилением колебаний 3-го порядка при n_a =40...100 мин⁻¹;

– при работе дизеля на холостом ходу максимальные амплитуды динамических крутящих моментов составили 0,3...0,4 кН·м на торсионном валу (τ_a =21...28 МПа) и 0,2...0,35 кН·м в приводе ЗРР и определялись колебаниями 3,5 и 0,5 порядков (n_a =550...650 мин⁻¹);

– при работе дизеля под нагрузкой максимальные амплитуды динамических крутящих моментов составили 0,95 кН·м на торсионном валу (τ_a =65,5 МПа) и 0,77 кН·м в приводе ЗРР и определялись колебаниями 3 и 0,5 порядков (n_a =750 мин⁻¹);

– при отключении подачи топлива в 4-й цилиндр дизеля максимальные амплитуды динамических крутящих моментов составили 1,0...1,08 кН·м на торсионном валу (τ_a =69...74,5 МПа) и 0,82...0,89 кН·м в приводе ЗРР и определялись усилением колебаний 0,5 порядка во всем рабочем диапазоне частот вращения дизеля. Уровни динамических нагрузок в торсионном валу и в брусковой муфте привода ЗРР являются допустимыми для длительной работы (для торсионного вала $[\tau_a]=100$ МПа, для брусковой муфты $[F_a]=1,5...2,0$ кН·м.

Максимальный уровень амплитуд динамических напряжений в коленчатом валу дизеля $\tau_a = 29$ МПа ($n_d = 750$ мин⁻¹) является допустимым.

Максимальные амплитуды динамических крутящих моментов в приводе ГМР составили:

 в режимах запуска и остановки дизеля 0,12...0,4 кН·м;

при работе дизеля на холостом ходу 0,11...1,13 кН·м;

при работе дизеля под нагрузкой 0,35...0,41 кН·м;

 при отключении подачи топлива в 4-й цилиндр дизеля 0,43...0,48 кН·м.

Температура упругих элементов дисковых муфт привода ГМР составила $30...35^{\circ}$ С ($t_{okp}=25...30^{\circ}$ С). Динамическая нагруженность дисковых резинокордных муфт находится на допустимом уровне ([F_a]=0,5 кH·м, [t_{max}]=70°С, [Δt]=35...40°С).

Максимальные амплитуды динамических нагрузок в приводе вентилятора охлаждения ТЭД задней тележки 0,11...0,13 кН·м при работе дизеля под нагрузкой и 0,13...0,15 кН·м при отключении подачи топлива в 4-й цилиндр дизеля являются допустимыми. Максимальная установившаяся температура резиновых элементов муфты не превышала 30...35°C (t_{окр}=25...30°C).

Расчетный уровень динамических нагрузок в приводах вспомогательных агрегатов со стороны ПРР получен достаточно низким, что связано с применением в приводе ПРР муфты с РКО ЭМ 360×100, а также с тем, что привод осуществляется от сечения коленчатого вала дизеля, расположенного к большой маховой массе тягового генератора и имеющего низкие амплитуды крутильных колебаний. Максимальные суммарные амплитуды динамических крутящих моментов получены 50 кН·м в приводе ПРР и 20 кН·м в приводе ДМА. Максимальная установившаяся температура упругих элементов муфт приводов ПРР и ДМА составила соответственно $40...42^{\circ}$ С и 30° С ($t_{okp}=30^{\circ}$ С) и в значительной степени определялась высокой температурой валов 69-й группы дизеля и ПРР Динамическая нагруженность $(t=44...49^{\circ}C).$ упругих муфт привода ПРР и ДМА является допустимой для длительной работы.

Выполненные исследования показали, что силовые установки модернизированных тепловозов 2ТЭ10МК с дизелем 16ЧН 26/26 и 2М62К с дизелем 12ЧН 26/26 и упругими муфтами в приводах вспомогательных агрегатов не имеют запретных зон в рабочем диапазоне частот вращения дизеля, а уровни динамических нагрузок от крутильных колебаний в валопроводах силовых установок являются допустимыми для длительной работы.

В связи с выработкой ресурса дизелей тепловоза ЧМЭЗ в отрасли осуществляется модернизация этих тепловозов с заменой штатного дизеля K6S31DR на отечественный 8ЧН 26/26 мощностью 993 кВт, рабочий диапазон частот вращения 350...750 мин⁻¹ производства ОАО «Коломенский завод». Отечественный дизель оказался почти на 1 м короче штатного, что потребовало изменения конструкции трансмиссионного вала привода ГМР, приводимого со стороны дополнительного отбора мощности дизеля. Штатный трансмиссионный вал представляет собой упругий карданный вал с расстоянием между шарнирами 1416 мм, в котором в шарнире со стороны ГМР применена упругая муфта типа «Perflex» с РКО и в другом – упругая муфта с наборными резинотканевыми дисками. Для обеспечения поперечной устойчивости трансмиссионного вала в муфте «Perflex» выполнена подцентровка промежуточного вала. При использовании штатной конструкции трансмиссионного вала его длина должна быть увеличена до 2,5 м и возникала проблема обеспечения его поперечной устойчивости. Поэтому соединение привода ГМР была организована с использованием штатного трансмиссионного вала со стороны ГМР, промежуточной опоры и трансмиссионного валя с двумя дисковыми муфтами по типу штатной со стороны дополнительного отбора мощности дизеля 8ЧН 26/26. Дисковые муфты отечественного производства по упругим свойствам близки к штатным. Статическая крутильная жесткость отечественной и штатной дисковых муфт составляет 85...95 кН·м/рад и 80...90 кН·м/рад. В штатном трансмиссионном валу при модернизации применяется муфта с отечественной РКО 400×105.

При исследовании крутильных колебаний валопровода силовой установки модернизированного тепловоза рассматривалась система приводов вспомогательных агрегатов, расположенных со стороны узла дополнительного отбора мощности дизеля.

Спектр собственных частот крутильных колебаний: – N₁=406 кол/мин, определяется упруго-инерционными параметрами ГМР и соединений его привода;

 - N₂=1741 кол/мин, определяется приводами насосов дизеля и крутильной податливостью торсионного вала дизеля;

– N₃=3328 кол/мин, N₅=4584 кол/мин, являются трансмиссионными формами крутильных колебаний валопровода, которые хорошо демпфируются при больших амплитудах крутильных колебаний масс вспомогательных агрегатов и, как правило, слабо проявляются;

 N₄=4008 кол/мин, N₇=10785 кол/мин, «моторные» формы крутильных колебаний валопровода с большими амплитудами крутильных колебаний валопровода дизеля.

Резонансные частоты вращения, связанные с усилением колебаний наиболее сильной гармоники вынуждающего момента дизеля 8ЧН 26/26 v=2 по первой и второй формам, расположены за пределами рабочего диапазона частот вращения дизеля. В рабочем диапазоне частот вращения дизеля расположены резонансные колебания «моторной» формы при $n_{d}=501$ мин⁻¹ (v=8) и $n_{d}=668$ мин⁻¹ (v=6).

Резонансные колебания 2-го порядка вынуждающего момента дизеля расположены значительно ниже минимальной частоты вращения при п_д=203 мин⁻¹. Амплитуды эластических в соединениях привода ГМР моментов 1,0...1,05 кН·м и в торсионном валу дизеля 0,4 кН·м, развивающиеся кратковременно при проходе резонанса, являются допустимыми. В рабочей зоне частот вращения дизеля имеет место усиление колебаний 1-го и 0,5-го порядков вынуждающего момента дизеля при n_л=400 мин⁻¹ по одноузловой форме и 2,5-го порядка (торсионный вал дизеля) при $n_n = 700 \text{ мин}^{-1}$ по двухузловой форме. Однако развитие этих колебаний слабое, амплитуды эластических моментов в приводе ГМР составляют 0,3 кН·м и на торсионном валу 0,12...0,14 кН·м. Расчетные максимальные амплитуды динамических напряжений в коленчатом валу дизеля $\tau_a = 22...25$ МПа $(n_{\pi}=700...715 \text{ мин}^{-1})$ являются допустимыми.

Выполненные исследования показали, что силовая установка модернизированного тепловоза ЧМЭ3 с дизелем 8ЧН 26/26 не имеет запретных зон в рабочем диапазоне частот вращения дизеля.

Модернизация приводов вспомогательных агрегатов тепловозов 2ТЭ10М, 2М62, ЧМЭЗ, рассмотренная выше, выполнена в условиях сохранения существующей компоновочной схемы силовой установки и механических приводов вспомогательных агрегатов. Перспективным направлением решения проблемы повышения надежности и экономичности вспомогательных приводов является применение индивидуального электрического привода вспомогательных агрегатов с электроснабжением от вспомогательного генератора. Это направление реализовано в проекте модернизации тепловоза ЧМЭЗ, разработанного ВНИКТИ, с электрическим приводом вспомогательных агрегатов. Мотор-компрессорная установка с компрессором ПК-5,25 модернизированного тепловоза выполнена по типу тепловоза ТЭП70. В приводе вентиляторов охлаждения ТЭД моторвентиляторных установок применена брусковая муфта по типу брусковых муфт приводов ДМА и вентилятора охлаждения главного генератора модернизированного тепловоза 2ТЭ10МК. В приводе вентилятора холодильной камеры мотор-вентиляторной установки применен укороченный штатный карданный вал. В качестве дополнительного источника энергии применен синхронный генератор ГС534У2 мощностью 120 кВт с приводом от хвостовика вала тягового генератора. В соединении привода синхронного генератора применена упругая муфта с РКО ЭМ 520×150.

В связи с изменением силовой установки модернизированного тепловоза выполнены исследования крутильных колебаний ее валопровода.

Спектр собственных частот валопровода силовой установки с дизелем 8ЧН 2ЧН/26:

 N₁ = 580 кол/мин, определяется упругоинерционными параметрами привода насосов дизеля;

 N₂ = 1572 кол/мин, определяется упругоинерционными параметрами привода насосов дизеля;

-N₃ = 4009 кол/мин, N₄ = 10785 кол/мин, «моторные» формы с большими амплитудами колебаний масс валопровода дизеля.

Резонансные колебания 2-го (главного) порядка вынуждающего момента дизеля по одноузловой и двухузловой формам крутильных колебаний расположены за пределами рабочего диапазона частот вращения дизеля соответственно при $n_{\rm g}$ = 290 мин⁻¹ и $n_{\rm g}$ = 790 мин⁻¹.

Резонансные колебания 6-го порядка вынуждающего момента дизеля по трехузловой «моторной» форме расположены в рабочем диапазоне числом вращения дизеля (n_д=667 мин⁻¹), по этим колебаниям будут эффективно демпфироваться силиконовым демпфером дизеля.

Резонансные колебания главных порядков

вынуждающего момента дизеля по четырехузловой «моторной» форме расположены за пределами рабочего диапазона частот вращения дизеля.

Максимальные динамические нагрузки получены за пределами рабочего диапазона частот вращения дизеля при $n_{\pi} = 290...300$ мин⁻¹ (резонанс 2-го порядка по одноузловой форме колебаний валопровода) и составляют 4,4 кНм в приводе синхронного генератора и 0,2 кНм (τ_a =19 МПа) на торсионном валу дизеля. В зоне минимальной частоты вращения дизеля амплитуды динамических нагрузок составляют 0,9 Нм в приводе синхронного генератора и 0,17 кНм ($\tau_a = 11,7$ МПа) на торсионном валу, что является допустимым для длительной работы упругой муфты привода синхронного генератора и торсионного вала.

В рабочем диапазоне частот вращения дизеля динамические нагрузки в приводе синхронного генератора незначительные. В торсионном валу максимальные динамические нагрузки составляют 0,22...0,23 кНм (τ_a =15...16,8 МПа) при n_a = 650...750 мин⁻¹ и связаны с усилением колебаний «моторной» формы. В коленчатом валу дизеля при эффективной работе силиконового демпфера максимальный уровень динамических нагрузок составляет 23 МПа и связан с усилением колебаний 6-го и 5,5-го порядков вынуждающего дизеля при n_a =650...750 мин⁻¹.

При разрегулировке топливной аппаратуры (отключение подачи топлива в цилиндры 4-го отсека) динамическая нагруженность валопровода силовой установки изменяется несущественно.

В приводе синхронного генератора максимальный уровень динамических нагрузок понижается до 4,1 кНм ($n_{d} = 290$ мин⁻¹), в зоне минимальной частоты вращения - несколько повышается до 1,2 кН·м, и в рабочем диапазоне частот вращения отмечается усиление колебаний 1-го порядка с уровнем динамических нагрузок 1,86 кН·м. На торсионном валу дизеля максимальный уровень динамических нагрузок при $n_{\pi} = 300$ мин⁻¹ повышается до 0,39 кH·м (τ_a = 27 МПа), а в рабочем диапазоне частот вращения дизеля – составляет 0,19 кН·м (13 МПа) при п_д =650 мин⁻¹. В зоне минимальной частоты вращения дизеля максимальный уровень динамических нагрузок на коленчатом валу дизеля повышается до 2,7 кН·м ($\tau_a = 18,5$ МПа), а в рабочем диапазоне частот вращения дизеля - несколько понижается до 20 МПа ($n_{\pi} = 700 \text{ мин}^{-1}$).

Уровни динамических нагрузок от крутильных колебаний в валопроводе силовой установ-

ки тепловоза являются допустимым для длительной работы.

При запуске дизель-генератора максимальный кратковременный пусковой момент в приводе синхронного генератора составляет 0,55 кН·м, что является допустимым для муфты с РКО ЭМ 520×150.

Результаты выполненных исследований распространяются на силовую установку модернизированного тепловоза ЧМЭЗ со штатным дизелем K6S31DR. При этом резонансные колебания 3-го (главного) порядка штатного дизеля по одноузловой форме будут развиваться еще ниже от минимальной частоты вращения дизеля при $n_{a} = 190 \text{ мин}^{-1}$.

Выполненные исследования показали, что силовая установка модернизированного тепловоза ЧМЭЗ с дополнительным генератором ГС53442 не имеет запретных зон в рабочем диапазоне частот вращения.

Результаты эксплуатации модернизирован-

ных тепловозов 2ТЭ10МК, 2М62К, ЧМЭЗК показали надежную работу модернизированных приводов вспомогательных агрегатов с упругими муфтами.

Применение упругих муфт указанных конструкций в приводах вспомогательных агрегатов взамен полужестких пластинчатых муфт и карданных валов автомобильного типа привело к снижению уровня динамических нагрузок от крутильных колебаний в 1,5...1,8 раза при обеспечении допустимого уровня динамических нагрузок в коленчатом валу и торсионном валу привода 128-й группы дизеля типа Д49, что позволяет сделать вывод об обоснованности реализованных технических решений по модернизации приводов вспомогательных агрегатов и эффективности применения других муфт предложенных конструкций для решения задачи повышения надежности работы вспомогательных приводов.

УДК.629.463.3.

А.В. ТРЕТЬЯКОВ, канд. техн. наук доцент, ПГУПС (Россия) С.В. БОРИСОВ, аспирант, ПГУПС (Россия)

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА И ПРОДЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ВАГОНОВ МЕТРОПОЛИТЕНА

У роботі представлені результати обстеження технічного стану вагонів метрополітену для обґрунтування продовження терміну його служби або виключення з інвентарного парку. Роботи проводилися з використанням розрахунково-експертно-статистичного (РЕС) методу керування індивідуальним ресурсом вагона в експлуатації.

В работе представлены результаты обследования технического состояния вагонов метрополитена для обоснования продления срока его службы или исключения из инвентарного парка. Работы проводились с использованием расчётно-экспертно-статистического (РЭС) метода управления индивидуальным ресурсом вагона в эксплуатации.

The paper reports the main results of work carried out to prolong service life of underground cars: analysis of failures found in the process of technical diagnostics of car body shells and frames and development of the design to eliminate the failures.

На сегодняшний день нормативный срок службы большинства вагонов серий Е, Ем и 81, эксплуатирующихся в России, истек, а эксплуатация такого подвижного состава запрещена действующими нормативными документами.

Учитывая, что электроподвижной состав метрополитена проходит регулярное техническое обслуживание, находится в условиях благоприятного искусственного микроклимата и не испытывает высоких продольных нагрузок, был сделан вывод о том, что несмотря на истечение нормативного срока службы, технический ресурс вагонов метрополитена еще не выработан. Принимая во внимание невозможность одновременного обновления всего парка вагонов и наличие остаточного ресурса подвижного состава, было принято решение о проведении обследования технического состояния каждого конкретного вагона метрополитена для обоснования продления срока его службы или исключения из инвентарного парка.

Все проведенные работы основывались на разработанном расчётно-экспертно-статистическом (РЭС) методе управления индивидуальным ресурсом вагона в эксплуатации [1]. На основе этого метода решается ряд важных для железнодорожного транспорта задач по проведению рациональной модернизации, реконструкции и модификации основных востребованных типов вагонов с целью продления срока их полезного использования.

За период работы с 2003 по июнь 2004 года специалистами ГУП НВЦ «Вагоны» были об-

следованы вагоны приписки электродепо Северное, Автово и Невское Санкт-Петербургского метрополитена в количестве 155 единиц.

Обследование технического состояния выполнялись в соответствии с «Положением о продлении сроков службы вагонов метрополитена» по программам и методикам, разработанным этой организацией и согласованной со службой подвижного состава Санкт-Петербургского метрополитена. Диагностирование проводилось в ремонтной зоне электродепо путем визуального и инструментального контроля, измерения толщин элементов металлоконструкций с помощью ультразвуковых толщиномеров и применения средств неразрушающего контроля.

В результате обследования технического состояния металлоконструкций кузовов и рам вагонов были выявлены многочисленные случаи значительной коррозии (до 40%) продольной балки в ее консольной и средней частях, в районе боковых дверей, многочисленные случаи сквозной коррозии обшивки кузова на уровне рамы вагона в зоне концевой части, консольной части продольной балки и зоне дверных порогов. Большая часть вагонов имела коррозию (до 10%) обшивки кузова в зоне декоративного профиля, подоконного пространства, водостока, в зоне стыка листов обшивки боковой стены, обшивки крыши. Коррозионные повреждения также наблюдались на концевых частях рамы вагона и на хребтовых балках. Была выявлена трещина хребтовой балки у одного из обследованных вагонов.

Характерная неисправность кузова вагона метро показана на рис. 1.



Рис. 1. Сквозная коррозия обшивки кузова и коррозия рамы вагона под ней

На рис.2 и 3 показаны диаграммы распределения неисправностей рам и кузовов вагонов (выборка составила 155 ед.), обнаруженных в ходе проведения их технического осмотра.







Рис. 3. Коррозия кузовов вагонов метрополитена

Для оценки влияния коррозионного утонения элементов рам и кузовов вагонов метрополитена на прочность был выполнен расчет статической нагруженности вагона метрополитена серии Е. Расчет производился в соответствии с Нормами [2].

Кузов вагона метрополитена представляет собой несущую металлическую конструкцию в виде тонкостенной оболочки с дверными и оконными вырезами. Оболочка подкреплена набором продольных и поперечных силовых элементов. К продольным элементам относятся: хребтовая балка, продольные балки рамы, продольные балки пола, гофры боковых стен и крыши. Поперечные элементы – дуги крыши, стойки боковых стен, поперечные балки рамы.

В соответствии с рекомендациями [2] расчет производился методом конечных элементов, с использованием конечно-элементного (КЭ) пакета ANSYS версии 8.0. Для расчета использовалась пластинчато-стержневая КЭ модель. Элементы балок, стоек и гофр имитировались КЭ типа балка (6 степеней свободы в узле КЭ), листы обшивки кузова имитировались пластинчатыми элементами (6 степеней свободы в узле КЭ).

Для элементов бокового пояса рамы с коррозионным износом, превышающим 30%, предусмотрено их восстановление путем применения ремонтных накладок. Поэтому в КЭ расчетной схеме учитывалось наихудшее возможное сочетание параметров технического состояния элементов рамы – коррозионный 50 % износ бокового пояса и концевой части рамы.

КЭ модель состояла из 55589 КЭ и 145280 узлов.

Прочность элементов вагона метрополитена в соответствии с [2] рассчитывалась для следующих расчетных режимов нагружения: I режим – условный режим безопасности: вывод неисправного состава с пассажирами с линии метро вспомогательным составом, транспортировка состава локомотивом по магистральным путям МПС и т.п.; II режим – эксплуатационный.

Допускаемые напряжения для первого режима нагружения согласно [2] составляют 225 МПа, а для второго режима – 160 МПа.

При расчете по I расчетному режиму принималось следующее возможное сочетание нагрузок, действующих на элементы конструкции вагона: сила тяжести рамы и кузова; сила тяжести пассажиров; продольная сила инерции рамы и кузова; продольные силы взаимодействия между вагонами.

Продольные силы взаимодействия между вагонами принимались равными для I режима: усилие сжатия 0,4 MH; усилие растяжения 0,3 МН. Консольные части рамы дополнительно проверялись на усилия сжатия 0,5МН и усилие растяжения 0,35МН.

При расчете по II расчетному режиму принималось следующее возможное сочетание нагрузок, действующих на элементы конструкции вагона: сила тяжести рамы и кузова; сила тяжести пассажиров; продольная сила инерции рамы и кузова; динамические силы при конструкционной скорости; продольные силы взаимодействия между вагонами; вертикальная составляющая продольной силы инерции кузова; центробежная сила; сила давления ветра, принимаемая согласно [2] равной 300 Н/м². Продольные силы взаимодействия между вагонами принимались при сжатии и растяжении равными 0,12 МН.

Силы взаимодействия между вагонами прикладывались по оси автосцепки по двум схемам нагружения: с обоих концов вагона; с одного конца и уравновешивании силами инерции масс вагона. Полученные в результате расчета максимальные эквивалентные напряжения для элементов вагона с 50% коррозионным износом приведены в табл. 1.

Таблица 1

		Максимальные эквивалентные напряжения, МПа										
	I режим							II режим				
	первая схема нагружения			вторая схема нагру- жения			первая схема нагружения		вторая схема нагружения			
Наименование элемента вагона	(сжатие 0,4МН)	(растяжение 0,3МН)	(сжатие 0,5МН)	(растяжение 0,35МН)	(сжатие 0,4МН)	(растяжение 0,3МН)	(сжатие 0,5МН)	(растяжение 0,35МН)	(сжатие 0,12МН)	(растяжение 0,12МН)	(сжатие 0,12МН)	(растяжение 0,12МН)
Боковой пояс рамы в кон- сольной части	72	59	85	67	53	49	54	49	48	38	48	47
Лобовая часть рамы	54	28	62	36	7	6	7	6	21	19	5	4
Боковой пояс рамы в средней части рамы (в районе боко- вых дверей)	61	40	74	49	34	35	36	37	33	25	35	33

Максимальные эквивалентные напряжения

Результаты расчетов вагонов метрополитена позволяют сделать вывод о том, что прочность элементов вагона метрополитена, подвергшихся коррозии (бокового пояса рамы и лобовой части рамы), при всех расчетных режимах удовлетворяет требованиям [2]. Учитывалось, что коррозийный износ не должен превысить 50% от номинальной толщины за суммарный срок службы 50 лет.

По результатам проведенного расчета НВЦ «Вагоны» была разработана конструкторскотехнологическая документация по ремонту вагонов с выявленными дефектами. Ремонту подлежат вагоны со сквозной и несквозной коррозией обшивки кузова и вагоны, у которых коррозионное повреждение (утонение) несущих элементов кузова составляет более 30 % от номинальной толщины; вагоны с ранее установленными заплатками на кузове вагона, у которых в результате коррозии обшивки имеются разрывы по сварному шву, соединяющему накладку с обшивкой кузова. Усиление утоненных элементов боковой или концевой балок до 30% при сквозной коррозии обшивки кузова производится с помощью установки заплаток толщиной 2 мм. Элементы несущих элементов кузова, коррозийный износ которых менее 30 % и отсутствует сквозная коррозия, ремонту не подлежат. При утонении элементов более 30 % со сквозной коррозией обшивки, участок сквозной коррозии вырезается и устанавливается заплатка, а при несквозной коррозии – накладка толщиной 4 мм. Все работы производятся с внешней стороны кузова вагона.

Выполненные усиления элементов конструкции снижают действующие напряжения элементов рам и кузовов вагонов и повышают остаточный ресурс вагонов, и для них может быть дифференцированно продлен срок полезного использования. Срок продления зависит от темпа коррозионной деградации металлоконструкций и степени их коррозионного износа. Опыт, накопленный НВЦ "Вагоны", позволяет устанавливать рациональный дополнительно назначенный срок службы каждого индивидуального вагона метрополитена.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Третьяков А.В. Управление индивидуальным ресурсом вагонов в эксплуатации. Монография. – СПб: Ом-Пресс, 2004. – 348 с.
- 2. Нормы для расчета и проектирования механической части новых и модернизируемых вагонов метрополитенов СССР колеи 1520 мм. 1987.

УДК. 629. 463. 3

А.В. ТРЕТЬЯКОВ, канд. техн. наук, доцент, ГУП НВЦ «Вагоны» (Российская Федерация) А.В. ВАСИЛЬЕВ, магистр техн. наук, ГУП НВЦ «Вагоны» (Российская Федерация)

УПРАВЛЕНИЕ ТЕМПОМ РАСХОДОВАНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО РЕСУРСА ВАГОНА-ТРАНСПОРТЕРА

У статті викладений механізм подовження терміну служби вагонів-платформ, у тому числі унікальних платформ-транспортерів, за допомогою розрахунково-експертно-статистичного методу керування індивідуальним ресурсом і приведені рекомендації зі зниження темпу витрати індивідуального ресурсу транспортера ТК-8.

В статье изложен механизм продления срока службы вагонов-платформ, в том числе уникальных платформ-транспортеров, с помощью расчетно-экспертно-статистического метода управления индивидуальным ресурсом и приведены рекомендации по снижению темпа расходования индивидуального ресурса транспортера ТК-8.

The article presents a mechanism to prolong service life of flat cars (including the unique transporter flat cars) using the simulation – expertise – statistic method of managing the individual life cycle. Recommendations to decrease the utilization rate of TK-8 transporter are formulated.

Ситуационный анализ вагонов-платформ показывает, что в настоящее время баланс парка универсальных платформ положительный (рис. 1) – наблюдается их избыток, а баланс парка специализированных платформ, например, фитинговых, уже в 2005 году станет отрицательным (рис. 2).



Рис. 1. Баланс парка универсальных платформ



Рис. 2. Баланс парка фитинговых платформ

Существуют достаточно уникальные платформы-транспортеры, изготовленные в единичном экземпляре и используемые для спецперевозок, например, на Ленинградской атомной электростанции (ЛАЭС).

По данным переписи вагонов (IV квартал 2001 года) эксплуатационный парк железнодорожных многоосных транспортеров РФ составляет 1439 единиц подвижного состава, из которых 268 – с просроченным сроком службы. Показатели по РФ и СНГ будут соответственно 2264 и 377 единиц. Исходя из данных переписи, был составлен прогноз состояния парка транспортеров до 2006 года, приведенный в диаграмме (рис. 3).

Для того чтобы была возможность оценить сокращение парка транспортеров в связи с их естественной убылью по истечении срока службы, в работе приведены схемы распределения парка транспортеров по старым годам постройки, которые представлены на диаграммах (рис. 4, 5) отдельно для России и совместно с Содружеством Независимых Государств.



Рис. 3. Прогноз состояния парка транспортеров



Рис. 4. Наличие транспортеров в Российской Федерации по годам постройки



Рис. 5. Наличие транспортеров в Российской Федерации и СНГ по годам постройки

Поступления новых транспортеров в парк МПС РФ за последние пять лет не было, увеличение парка происходило только за счет вновь обнаруженных единиц или передачи транспортеров с других дорог СНГ, а старые транспортеры списывались по сроку службы. В связи с этими факторами как в России, так и в СНГ в целом сложилась отрицательная динамика состояния парка транспортеров, показанная на диаграммах (рис. 6, 7).

Исходя из данных, полученных в результате анализа парка транспортеров России, можно сделать следующие выводы:

 в настоящее время около 18% транспортеров, находящихся в вагонном парке России, являются просроченными по сроку службы;

– ежегодно (до 2006 года) по сроку службы
 будут выбывать в среднем 1,5...2% (около 17
 единиц) парка транспортеров России;

 – более 80% всех просроченных транспортеров относятся к одной схеме обследования и оснащены серийными типами тележек.

Расчетно-экспертно-статистический (РЭС) метод управления индивидуальным ресурсом вагонов дает нам принципиальную возмож-

ность управлять темпом расходования индивидуального ресурса (ИР) [2]. Механизм такого управления заключается в выборе одного из трех вариантов расходования ИР (рис. 8).



Рис. 6. Динамика состояния парка транспортеров РФ



Рис. 7. Динамика состояния парка транспортеров РФ и СНГ

Первый вариант – замедление темпа расходования ИР вагона – идеально подходит для уникальных платформ-транспортеров, что позволяет пролонгировать срок их службы без ремонтного воздействия [3].

Второй вариант – интенсификация использования или ускорение темпа расходования ИР – позволяет переключить часть неиспользуемых, избыточных вагонов для перевозки грузов большой рыночной востребованности, эксплуатировать их, как говорят, «на износ». Тем самым прогнозируемый переход в предельное состояние, то есть исчерпание технического ресурса вагона может произойти даже ранее, чем закончится нормативный срок службы.

Использование прогнозирующей системы РЭС-метода позволяет определить тот момент времени, когда к вагону следует применить ремонтное воздействие – возобновить его ресурс проведением КРП.



Рис. 8. Управление темпом расходования индивидуального ресурса

Третий вариант – заложенный при проектировании – использует обычный темп расходования ИР вагона.

Первый вариант был апробирован применительно к продлению срока службы платформытранспортера ТК-8 собственности ЛАЭС (рис.9), который не имеет права выхода на магистральные пути вследствие повышенной радиоактивности конструкции [4].



Рис. 9. Общий вид транспортера ТК-8

Вагон-контейнер ТК-8 предназначен для перевозки специальных тяжеловесных грузов на ЛАЭС и представляет собой транспортёр колодцевидного типа грузоподъёмностью 100 т.

В результате первого этапа работы было установлено:

- на транспортер отсутствует какая-либо техническая документация;
- транспортер находится в эксплуатации на ЛАЭС с1982 года;
- по магистральным путям транспортер не курсирует с 1987 года;
- общий пробег вагона за период эксплуатации на ЛАЭС с 1982 по 2000 гг. составил примерно 13000 км; поездки совершались по путям предприятия на короткие расстояния с маневровой скоростью; ударные воздействия на транспортер отсутствовали;

- после проведения контроля базовых размеров выяснилось, что транспортер не соответствуют ни одной модели из каталога № 161-98 ПКБ ЦВ;
- транспортер имеет нестандартную схему загрузки.

Осмотр и проверка в действии ходовой части, несущей рамы вагона, тормозного и автосцепного оборудования показали, что они находятся в технически исправном состоянии, отсутствуют повреждения конструкции и коррозия элементов явно угрожающие безопасности движения.

Поэтому для обоснования решения о продлении срока полезного использования вагона, в соответствии с РЭС-методом, было проведено исследование механических и металлографических характеристик металла рамы вагонаконтейнера ТК-8 и оценка напряжённодеформированного состояния рамы.

Для проведения механических и металлографических характеристик из ребра жесткости рамы вагона ТК-8 механическим способом (отрезным диском) была вырезана карточка металла размером 160х80 мм, из которой были изготовлены образцы для испытания.

Сразу после вырезки карточки на её место в раму была вварена вставка соответствующего размера (Ст. 20 ОСТ. 108.030.113-87), согласно «Инструкции по сварке и наплавке при ремонте грузовых вагонов» инв. № РТМ-32 ЦВ-201-98, электродами Э50А (Э46А) по ГОСТ 9467-75. Контроль сварных швов осуществлялся согласно действующей на ЛАЭС инструкции № 5318-98.

Исследование химического состава стали рамы вагона-контейнера ТК-8 проводились методом фотоэлектрического спектрального анализа по ГОСТ 18895-97. Был получен следующий элементный состав металла по массовой доле в %: С (углерод) – 0,15; Si (кремний) – 0,15; Mn (марганец) – 0,49; P (фосфор) – 0,03; S (сера) – 0,028; Cr (хром) – 0,1; Ni (никель) – 0,1; Cu (медь) – 0,1. Анализ результатов испытаний показал, что по содержанию базовых раскислителей (Si к Mn) исследуемая сталь может быть отнесена к стали мартеновской полуспокойной плавки «nc». Поэтому исследованная сталь является сталью обыкновенного качества и близкой к марке стали Cr. 3.

Результаты проведённого механического и металлографического исследований металла рамы вагона-контейнера ТК-8 позволили констатировать следующее.

- 1. Исследуемая сталь относится к сталям углеродистым обыкновенного качества класса прочности 380/230. Ближайшей маркой является сталь марки Ст.3. сп.
- Высокое значение ударной вязкости (КСV) обусловлено высокими значениями ов и об.
- По низкому содержанию углерода, кремния и марганца исследуемая сталь относится к категории хорошо свариваемых сталей. Углеродный эквивалент С_{экв}=0,24 < [С_{экв}=0,29].
- 4. За время эксплуатации вагона-транспортера ТК-8 в течение 30...40 лет не произошло заметных изменений механических характеристик в худшую сторону. Металл обладает большим запасом пластических и прочностных свойств при высоком значении ударной вязкости. Ресурс металла рамы вагона не исчерпан. Было рекомендовано проведение периодических (не реже 1 раза в 2 года) повторных металлографических исследований, с целью анализа динамики и з м е н е н и й ф и з и к о - м е х а н и ч е с к и х характеристик данной стали.

На заключительном этапе по результатам диагностирования технического состояния транспортера (толщинометрии, металлографии и пр.) была создана его конечно-элементная модель (рис. 10) и выполнен нормативный прочностной расчет конструкции транспортера с учетом коррозионного износа элементов конструкции.

В соответствии с [1] был произведен прочностной расчет модели транспортера при I и III режимах нагружения и при соударении с силой 3,5MH.

Максимальные напряжения, возникающие в элементах рамы при соударении с силой 3,5 MH, составляют 127 МПа, что не превосходит допускаемых напряжений 245 МПа. (рис. 11).



Рис. 10. Конечно-элементная модель транспортера





Из результатов расчетов можно сделать вывод о том, что конструкция имеет большой запас прочности.

По результатам проведенных исследований, основывающихся на РЭС-методе, были разработаны рекомендации по снижению темпов расходования ИР транспортера без применения ремонтного воздействия, а именно: регламент внутристанционных перевозок спецгрузов устанавливающий скорость движения до 5 км/ч и предусматривающий контроль температуры корпуса перевозимого контейнера в зимнее время; усиление зоны крепления специального оборудования; изменение схемы нагружения по сравнению с типовой; периодическое (не реже одного раза в два года) техническое диагностирование вагона.

Второй вариант был применен в разработках, использующих модернизацию и модификацию вагонов на базе РЭС-метода: модернизация (перепрофилирование) универсальных платформ в фитинговые платформы для перевозки контейнеров; переоборудование универсальных платформ для перевозок большегрузных автомобильных полуприцепов; переоборудование универсальных платформ для перевозки лесоматериалов (рис. 12) и труб.



Рис. 12. Платформа со съемным оборудованием для перевозки лесоматериалов

При разработке проектов модернизации (перепрофилирования) был выполнен полный комплекс проектных, расчетных и экспериментальных исследований с получением разрешений на эксплуатацию этих вагонов без ограничений на всех железных дорогах РФ, стран СНГ, Балтии и Финляндии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых железнодорожных транспортеров общего назначения колеи 1520 мм. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1983.
- Третьяков А.В. Управление индивидуальным ресурсом вагонов в эксплуатации // Монография. – СПб.: ОМ-Пресс, 2004.
- Васильев А.В. Регулирование срока службы вагонов транспортеров с помощью расчетноэкспериментально-статистического метода управления индивидуальным ресурсом // Шаг в будущее. Межвуз. сб. научн. тр. – СПб.: ПГУПС, 2004.
- Васильев А.В. Исследование технического состояния и моделирование конструкции транспортера ТК-8 // Материалы семинара аспирантов механического факультета. – СПб.: ПГУПС, 2003. – С. 29.

УДК 629.463.027.1.004.69

W.M. GREGG HANSEN, A. Stucki Company, Pittsburgh (USA)
А.Д. ЛАШКО, Укрзалізниця (Украина),
В.Ф. УШКАЛОВ, чл.-корр. НАН Украины, ИТМ НАНУ (Украина)
Т.Ф. МОКРИЙ, канд. техн. наук, ИТМ НАНУ (Украина)
И.Ю. МАЛЫШЕВА, канд. техн. наук, ИТМ НАНУ (Украина)
И.А. МАЩЕНКО, канд. техн. наук, ИТМ НАНУ (Украина)

КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ ТЕЛЕЖЕК 18-100 ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ИЗНОСА КОЛЕС И ПОВЫШЕНИЯ ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Через теоретичні та експериментальні дослідження запропонована комплексна модернізація стандартних (модель 18-100) візків вантажних вагонів, що дозволяє підвищити їх максимальну експлуатаційну швидкість на 30...40 км/год, збільшити ресурс елементів системи демпфірування коливань у ресорному підвішуванні в 5...10 разів, помітно зменшити інтенсивність зносу елементів п'ятникового вузла, приблизно в 2 рази понизити знос гребенів коліс, завдяки зменшенню сил взаємодії пари «колесо-рейка» знизити витрати енергії на тягу поїздів.

На основании теоретических и экспериментальных исследований предложена комплексная модернизация стандартных (модель 18-100) тележек грузовых вагонов, позволяющая повысить их максимальную эксплуатационную скорость на 30...40 км/ч, увеличить ресурс элементов системы демпфирования колебаний в рессорном подвешивании в 5...10 раз, заметно уменьшить интенсивность износа элементов пятникового узла, примерно в 2 раза понизить износ гребней колес, благодаря уменьшению сил взаимодействия пары «колесо-рельс» снизить затраты энергии на тягу поездов.

Based on theoretical and experimental studies, combined retrofit of standard (18-100) freight-car trucks is proposed. This retrofit makes it possible to increase the maximum running speed by 30 to 40 km/h, to extend the service life of damping system elements of bolster suspension by a factor of 5 to 10, to reduce substantially the center plate arrangement wear intensity, to decrease the wheel flange wear nearly by a factor of 2, to reduce traction power consumption by decreasing the wheel/rail interaction.

Грузовые вагоны Украины и других стран СНГ оборудованы в основном трехэлементными тележками модели 18-100. Конструкция этих тележек довольно простая и стоимость производства невелика. Однако невысокое качество сборки этих тележек, а также определенные конструктивные недостатки, такие, например, как склонность к самовозбуждению колебаний виляния, несовершенная фрикционная система демпфирования, устаревший профиль обода колеса и др., привели к тому, что в эксплуатации тележки 18-100 стали слишком «дорогими». По мере износа колес наблюдается резкое снижение критической скорости движения порожних грузовых вагонов (co 100...120 км/ч при неизношенных колесах до 60...70 км/ч при изношенных колесах). Потеря устойчивости экипажа приводит к повышенному износу элементов ходовых частей и верхнего строения пути. При этом возможны нарушения условий безопасности движения, сходы с рельсов. К недостаткам следует отнести также потребность в частых ремонтах элементов клиновой системы демпфирования и переточках колесных пар из-за предельного износа гребней.

В связи с этим возникла необходимость замены тележек модели 18-100 или существенно лучшими новыми (что было бы очень эффективно, но на это нужны десятки лет и большие финансовые затраты), или на первом этапе – модернизированными трехэлементными тележками с сохранением основных наиболее металлоемких элементов модели 18-100 и введением нескольких узлов (элементов) модернизации.

На основании результатов теоретических и экспериментальных исследований предложен вариант комплексной модернизации тележек модели 18-100, которая заключается в изменении профиля колес (разработка Украины, рис. 1,а) и использовании трех элементов компании А. Стаки (США): боковых упругокатковых скользунов постоянного контакта (рис. 1,б), усовершенствованной клиновой системы (износостойких фрикционных планок и фрикционных клиньев с упругими полиурета-
новыми накладками на наклонных поверхностях, рис.1,в), эластомерных прокладок между пятником и подпятником (рис. 1,г).



Рис. 1

Боковые скользуны предназначены для гашения колебаний боковой качки и виляния тележки относительно кузова (повышения критической скорости вагона), изменения в клиновой системе демпфирования – для уменьшения износа и увеличения ресурса ее элементов, эластомерные прокладки между пятником и подпятником – для улучшения работы пятникового узла и уменьшения его износа, колеса с новым нелинейным профилем – для снижения интенсивности износа колес и рельсов и облегчения вписывания вагонов в криволинейные участки пути.

В результате теоретических исследований определены рациональные параметры [1] боковых упругодиссипативных скользунов, использование которых позволяет эффективно гасить колебания виляния тележки и тем самым повысить (примерно на 30...40 км/ч) критические скорости грузовых вагонов, улучшить их динамические качества.

Для различных типов грузовых вагонов из ряда моделей боковых скользунов постоянного контакта, изготовленных по технологии компании А. Стаки, выбирались скользуны с параметрами, наиболее близкими к рациональным. Рассматривались колончатые упругие (ССВ) и упруго-катковые (CDA) модели скользунов с увеличенным до 16 мм ходом, а также упругокатковые скользуны ISB-12. При этом исследовались варианты колончатых скользунов, которые отличаются величиной силы предварительного сжатия, а именно CCB-4500 и CDA-4500 (номинальная сила сжатия 20,4 кН), ССВ-6000 и CDA-6000 (сила сжатия 27,2 кН). Кроме того, рассматривалась возможность применения скользунов ISB-12 (сила сжатия 24,5 кН) без катков.

Анализировалось влияние использования указанных скользунов на величину критической скорости и динамические качества разных типов грузовых вагонов (полувагон, крытый вагон, платформа и др.). При расчетах их база и масса тары варьировались в диапазонах, охватывающих значения масс и баз, существующих в отечественном парке грузовых вагонов данного типа. В целях обеспечения безопасности движения вагонов при применении конкретной модели скользунов проверялось выполнение требования отсутствия их обезгруживания.

На основании анализа результатов расчетов, а также с учетом ограничений по весу порожнего вагона для возможности реализации установочной высоты скользунов, данных экспериментальных исследований и опыта эксплуатации различных моделей скользунов на американских железных дорогах [2] получено, что в разных типах грузовых вагонов целесообразно применять различные модели скользунов компании А. Стаки. Для примера на рис. 2 показаны зависимости максимальных амплитуд хода упруго-катковых скользунов разных типов от массы тары крытого вагона при его вписывании в круговую кривую радиуса 300 м.



Отрицательные значения соответствуют ходу вниз от состояния статического нагружения (т.е. дополнительному сжатию упругих элементов скользунов), положительные – ходу вверх. Сплошными серыми линиями, параллельными оси абсцисс, показаны предельные значения деформаций (от состояния статического нагружения) упругих элементов скользунов: в верхней части графиков это величина их предварительного статического сжатия, в нижней части - величина зазора между износостойкой планкой и катком. Как видно, в крытых вагонах скользуны CDA-4500 близки к полному обезгруживанию (рис. 2,а), что связано с более высоким расположением центра масс у данного типа экипажей. В этих вагонах целесообразно применять скользуны CDA-6000, поскольку они имеют больший ход до полного обезгруживания (рис. 2,б), или скользуны ISB-12, имеющие более жесткие упругие элементы (рис. 2,в).

Следует отметить, что применение скользунов А. Стаки в сочетании со стандартным (для стран СНГ) профилем колес позволяет значительно улучшить динамические качества вагона, но по сравнению с использованием серийного варианта жестких скользунов несколько повышает износ колес, который на отечественных железных дорогах и без того очень большой. Существенно уменьшить износ пары «колесо – рельс» и создать благоприятные предпосылки для эффективного применения устройств А. Стаки на тележках модели 18-100 позволяет разработанный в Украине износостойкий профиль обода колес ИТМ-73. На рис. 3 для сравнения приведены обобщенные показатели износа колес серийного полувагона и полувагос модернизированными устройствами HOB А. Стаки тележками, имеющими колеса со стандартным профилем обода и профилем ИТМ-73. Показатель износа определяется как удельная работа сил трения в контакте пары «колесо – рельс». Обобщенный показатель учитывает износ колес, полученный при исследовании движения порожних и груженых экипажей по прямым и криволинейным отрезкам пути, а также их долевое соотношение на участке Кривой Рог – Ужгород. Как видим, наиболее целесообразным является одновременное использование устройств А. Стаки и износостойкого профиля колес ИТМ-73.

На интенсивность износа колес вагонов с разными базами влияет величина сдвиговой жесткости K_S упругих элементов скользунов в продольном направлении. На рис. 4 приведены

зависимости от изменения базы показателей износа колес при вписывании в кривую радиуса 300 м груженого полувагона, оборудованного скользунами с разной жесткостью K_S . Пределы изменения величины K_S соответствуют данным для скользунов А. Стаки. Как видим, у вагонов с удлиненной базой при применении скользунов с повышенной сдвиговой жесткостью износ колес существенно возрастает.



Рис. 4

Изменения в системе демпфирования тележки модели 18-100 заключаются в использовании износостойких фрикционных планок и клиньев с полиуретановыми накладками на наклонных поверхностях. Введение упругих накладок позволяет во много раз понизить износ наклонных поверхностей контактной пары «фрикционный клин – надрессорная балка» и практически исключить, как показано в [1], явление «jamming» (заедание) в грузовой тележке.

Украинским научно-исследовательским институтом вагоностроения, Днепропетровским национальным университетом железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна и Институтом технической механики НАН Украины и НКА Украины проведены ходовые динамические и эксплуатационные сравнительные испытания типовых полувагонов и полувагонов с комплексно модернизированными тележками (использовались скользуны модели ISB-12). Получены многочисленные записи колебаний при разных скоростях движения порожних и груженых полувагонов с различным износом колес во время ходовых испытаний по прямым и криволинейным участкам пути. Из анализа этих записей следует существенное преимущество вагонов с модернизированными тележками (по сравнению с серийным вагоном), которое выражается в значительно более низкой интенсивности боковых колебаний и колебаний виляния, особенно при повышенных скоростях движения экипажей.





Данные по износу колес опытных полувагонов (рис. 5) с типовыми (вагон 12) и модернизированными (вагоны 8,9,11) тележками в поезде на маршруте Кривой Рог – Кошице свидетельствуют о том, что применение колес с профилем ИТМ-73 (в. 8, 11) позволяет существенно (более чем в 2 раза) уменьшить интенсивность износа гребней по сравнению со стандартными колесами (в. 9, 12). При пробеге около 200 тыс. км ни одна колесная пара (к.п.) с нелинейным профилем обода ИТМ-73 опытных вагонов с модернизированными тележками не поступала в переточку, в то время как все колесные пары со стандартным профилем обода в опытных вагонах перетачивались, причем некоторые по несколько раз (на рис. 5 замены или переточки к.п. отмечены знаком У).

Кроме того, у вагонов с модернизированными тележками, оборудованными колесами с профилем ИТМ-73, износ пятниковых узлов почти на порядок ниже, чем в случае использования стандартных колес (рис. 6).

На рис. 7 показано изменение критериев качества вагонов с модернизированными тележками относительно критериев типового вагона при применении каждого элемента модернизации в отдельности, а также всех вместе. Как видим, использование лишь клиньев с накладками значительно повышает ресурс элементов тележки, но несколько снижает запас устойчивости хода вагона. Применение лишь скользунов постоянного контакта приводит к существенному повышению устойчивости движения вагона, увеличению ресурса элементов тележки, но несколько повышает износ колес. Использование износоустойчивого профиля колес позволяет существенно уменьшить их износ, повысить ресурс колесных пар, но может понизить устойчивость движения экипажа. И только при использовании всех указанных элементов модернизации вместе имеем существенный одновременный выигрыш, а именно:

 возможность увеличения диапазона эксплуатационных скоростей движения порожних грузовых вагонов на 30...40 км/ч; увеличение запаса устойчивости вагонов против схода с рельсов, т. е. повышение безопасности движения при сохранении ограничений на скорость движения;

 увеличение ресурса элементов системы демпфирования колебаний в рессорном подвешивании примерно в 5...10 раз;

 – эффективное гашение колебаний виляния и боковой качки;

 – полное исключение явления «jamming» во фрикционной системе демпфирования;

 – значительное снижение износа контактирующих поверхностей колес и рельсов, увеличение ресурса колесных пар по износу гребней колес более чем в 2 раза;

 заметное уменьшение износа элементов пятникового узла;

 – уменьшение затрат энергии на тягу благодаря уменьшению сил взаимодействия колес с рельсами.

Износ пятника, мм











Рис. 7

Стоимость элементов модернизации составляет примерно 4% от стоимости нового вагона (при закупке устройств компании А. Стаки в США с учетом затрат на транспортировку через океан). При производстве их в России или Украине этот процент будет еще ниже.

Вагоны с модернизированными тележками могут успешно эксплуатироваться с повышенными скоростями движения, в частности, на магистралях международных транспортных коридоров. Кроме того, их также целесообразно эксплуатировать и с существующими скоростями движения (вместо типовых вагонов), так как, при прочих равных условиях, они имеют больший запас устойчивости хода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Ушкалов В.Ф., Мокрій Т.Ф., Жечев М.М., Серебряний І.О., Малишева І.Ю. Модернізація ходових частин вантажних вагонів // Залізничний транспорт України. 2003. № 5. С. 33-36.
- Iler D., Walker R. Good stability or steering? // Railway Age. – 2003. – April. – P. 46-47.

УДК

A. CHUDZIKIEWICZ, Professor, Warsaw University of Technology (Poland) R. BOGACZ, Professor, Polish Academy of Sciences (Poland)

THE PROCESS OF STUDY IN THE FIELD OF TRAMS' MODERNIZATION

Основна мета даної статті – показати прийняті допущення і процес проведення досліджень, необхідних для модернізації трамвая типу 805Na. Проект модернізації є одним з елементів стратегії відновлення трамваїв у Польщі [1]. Через складність задачі дослідження почалися, коли був обраний трамвай для модернізації, і закінчилися, коли трамвай після модернізації був пущений в експлуатацію. Згадана модернізація відноситься до «закінченої модернізації» і має на увазі створення відповідного сучасного пристрою трамваїв типу 805Na, що задовольняє поточним вимогам як служби зв'язку, так і пасажирів.

Основная цель данной статьи – показать принятые допущения и процесс проведения исследований, необходимых для модернизации трамвая типа 805Na. Проект модернизации является одним из элементов стратегии обновления трамваев в Польше [1]. Из-за сложности задачи исследования начались, когда был выбран трамвай для модернизации, и закончились, когда трамвай после модернизации был пущен в эксплуатацию. Упомянутая модернизация относится к «законченной модернизации» и подразумевает создание соответствующего современного устройства трамваев типа 805Na, которое удовлетворяет текущим требованиям как службы связи, так и пассажиров.

The main purpose of the article is to show the accepted assumptions and the investigation process necessary to modernize the tram of type 805Na. The modernization process is one of the elements of the tram renovation strategy in Poland [1]. One to the complexity of the task the investigation started after the tram to be modernized had been chosen and finished when the modernized tram went into operation. The above mentioned modernization concerns the complete modernization and means the creation of a modern design tram of type 805Na, that meets the current requirements of both the transportation service and passengers.

1. Introduction

The question concerning the modernization of rail vehicles is a vital subject in the last few years, when it comes to discussions and actions aimed at improvement of the rolling stock's present state, not only in Poland. The modernization of rail vehicles produced on the turn of the 80's and the 90's, take place mostly in the countries that have initiated economic and social transitions at the end of the 20th century. It is also connected with their financial abilities concerning the purchase of the new rolling stock. According to the investigations carried out in Poland [1], the modernization that practically allows creating an "almost new vehicle", costs nearly 70...80% of the value of the same type vehicle. Furthermore, social aspects of such actions are as well crucial, when we take into account the struggle against high unemployment rates, which is harassing those countries. The modernization means the production inside the country, by which we understand launching local producers and cooperatives. The effect is that new production lines are being opened and the level of unemployment decreases. In general, the aim of the modernization is to create a product, on the grounds of an already existing one, which shall

fulfill the present demand of the market as well as keep the technical parameters of the products offered by the competition, taking the same type and model.

The fundamental goals to be achieved in the process of modernization when we talk about rail vehicles are: improving the functionality, lowering the costs of exploitation as well as increasing the comfort of the passengers with simultaneous minimization of the modernization costs. Moreover, the user is interested in such qualities as the emitted noise, vibrations and the durability of the vehicle, having in mind the degree of the disposal the vehicle is at. Using traditional methods and tools in the process of designing the prototype of a modernized construction, it would be difficult to achieve the above mentioned goals and the expectations of the user within a given time of the project's realization. That is why it is indispensable to take advantage, in this kind of projects, of new approaches as well as techniques and computer tools [2]. Those techniques and tools allow using the modeling methods and simulation techniques that adjust the vehicle, in the course of designing, to the existing conditions in the precise surroundings of its exploitation.

Those conditions are, among others, the quality of the railroads, their geometry, the conditions of servicing etc. Additionally, in the case of modernization, its main objective is the existing rail vehicle under exploitation, which must fulfill certain technical parameters in order to subject it to the process of modernization in the first place. The correct choice of such vehicle requires conducting certain preliminary investigations in order to evaluate the level and state of wear, being the result of exploitation. The outcome of such studies is decisive in the moment of choosing the object of modernization and it later delimits the range of the modernization works.

The purpose of the present article is to show the process of studies conducted in the course of the modernization works over the construction of a rail vehicle. The exemplary results will regard the modernization of the 805Na tram.

2. The process of study and analyses

The general targets of modernization can be formulated as below:

- Increasing the comfort and safety of the passengers and of the operator,
- Lowering the costs of exploitation and servicing (LCC costs),
- Improving the outside and inside looks,
- Increasing the durability of the vehicle,
- Lowering the noise level.

It is quite easy to notice that these targets are linked to the assumptions of a new vehicle's constructor when he begins working over a new vehicle's prototype. However, in case of the modernization, as mentioned above, the object already exists and it must meet certain requirements.

For this reason, the process of study and analyses in case of modernization, can be divided into three stages:

- research before the modernization,
- study and development works while the prototype project is being elaborated,
- study over the prototype.

The research before the modernization shall allow choosing the proper object of modernization. Regarding the detailed program of modernization, the research can be composed of such elements as:

- 1. Inspection and examinations research.
- 2. Research on endurance of the material samples taken from various elements of the vehicle.
- 3. Metallographic research.
- 4. Vibroacoustic research.

The aim of the inspections and examination research is to state the quality of the vehicle under

examination.

The research on endurance as well as the metallographic research is to evaluate the endurance properties of those elements or sub-assemblies of the vehicle, which will be used in the modernized construction.

The vibroacoustic analyses are conducted in order to obtain research material for further, postmodernization, comparisons of the dynamic properties of the vehicle as well as of the traveling comfort. This type of research may cover with its range the measurement of the vibration and noise level in selected parts of the vehicle, for example the driver's cabin or areas particularly in danger of increased noise level because of closeness to its sources, the outside surrounding of the tram etc.

The analysis of the obtained results shall help in making the decision as to choosing the wagon to be modernized. The year of production, the established criteria and the evaluation of the proposed modernization changes are to be taken into account.

In the course of the works over the prototype of a modernized vehicle, the simulation-type research and analyses have the purpose of evaluating the influence of the static and dynamic load on the behavior of the vehicle's construction [3]. These kinds of research are carried out on discrete or continuous models. The procedure of the research at this stage has been shown on the figure 1. In consideration of the static load, the elements of the vehicle's construction are being tested with specific regard as to the maximum permissible loading of passengers as well as possible breakdowns that may happen in the course of exploitation, such as derailing and lifting of the vehicle.

Whereas, the dynamic load, which frequently exceeds the statistic values of endurance, leads to the wear of the construction and, through the strains accumulation, is the cause of fractures and, finally, of the construction damage. The discrete model, which describes the dynamic of movement, allows to obtain the maximum values of the forces and displacements that are to occur in the modeled elements of the vehicle during a simulation of movement in real conditions. The question of vital importance is to consider in that model the area of rail and wheel contact as well as the real rail geometry. In the process of the endurance, safety and the construction durability evaluation the model of finite elements. From the conducted computer simulations, the values of deformations and strains are being estimated and the critical points of the construction are located. This phase

of the research allows to early detect the construction failures and to correct them without having to examine the prototype [4]. This can considerably lower the costs of the whole process of the prototype construction.

The phase of research performed on the vehicle's prototype has the purpose of verifying and controlling the accordance of the vehicle after the modernization and its properties with its assumptions. At this stage, studies over the homology of the vehicle, or the permission for exploitation, are also performed.

3. Examples of research

The realization of a research program, carried out in the process of modernization, shown on the figure 1, will be presented on the example of the 105/805Na tram. This type of vehicles makes nearly 85% of the rolling stock in Poland, and 65% out of these vehicles are 15 years old. The profile of this vehicle, together with its elementary size, is shown on the figure 2.

The performed modernization is reckoned to be one of the so-called big modernizations, where the cost should not exceed 60% of the purchasing price of a new unit with similar parameters.



Fig. 1. The research procedure at the stage of working over the prototype



Fig.2. The 105/805 Na-type wagon produced in the 1983-1990

For the purpose of modernization, the 805Na wagon produced in the 1980, has been chosen. The whole process has embodied all the vehicle's elements. The new, modernized 805Na tram was equipped with a modern body, made in the interlocking technology, used for years in the aerial industry, assuring the next 15-20 years of exploitation. The walls, both frontal and back, made of plastic materials and equipped with a safety cage, have significantly increased the level of the passengers and driver's safety. Introducing a new, energy absorber bumper permitted to lower the costs of exploitation and improved the practical properties of the vehicle. The driver's cabin has been enriched with an ergonomic control desk, air conditioning system, manual track controller and an electronic diagnostic and controlling system, provided very comfortable working which conditions for the driver. The installation of an inside camera system as well as an incident registration system has considerably increased the level of safety. A higher level of traveling comfort has been achieved also by creating an air conditioning system in the compartments, connected to a ventilation system and a heating system, using the outside air, has created very comfortable traveling conditions. The vehicle has been also furnished with convenient, soft and vandal-proof seats, anti-slipping floor lining and a visual and sound information system for the passengers. This assured freedom and culture of traveling. The carriage has also been modernized by adding a second degree of de-springing, in form of a rubber-metal MEGI type system. The vibrations transmitted onto the wagon body have thus been reduced and the standard of traveling has risen. A new drive steering system, produced by the Polish company WOLTAN from Łódź, reduced energy spending up to 20%. Furthermore, a new possibility of recuperating the energy was created during brakes applying and stopping of the tram. By reducing the number of contact bondings in the drive system, their work without cutting off the current supply was assured. It allowed for the increase of their durability for over ten times. Using a static converter permitted for decreasing the noise level, especially during stops. Changes in the electric system reduced the amount of work during examinations for the main repairs and they lowered the costs of spare parts because of longer assembles vitality in such a system. As a result we obtain a modernized vehicle, which corresponds to parameters of vehicles produced at the moment by well-known western concerns (Alstom, Siemens, Bombardier).

3.1. Research before the modernization

The changes in the carriage's construction proposed in the course of the modernization process and setting a new wagon body within the old, fortified frame as well as other constructional modifications had the purpose of, among other things, improving the dynamic properties of the modernized construction. In order to be able to answer positively to the questions related to the dynamic properties of a practically new construction, still in the design process, a series of investigations has been planned to be carried out on the 105/805Na constructions produced in the 70's and the 80's.

The investigation process included:

- Inspections and examination research,
- Research on the endurance of the material samples,
- Metallographic research,
- Vibroacoustic research.

The inspections and examination research had in mind checking the quality condition of the wagons under research.

The research on the endurance had the objective of evaluating the endurance properties of the old frame of the wagon body. For this purpose a mathematical frame model was built, using the method of finite elements. Later on, the analysis of the stress and strain field was made, assuming the conditions appearing during exploitation. This analysis allowed the identification of the points, where excessive stressing is observed. On the picture 3 some exemplary results of the above examination are shown.

Precisely out of those points material samples have been collected in order to conduct metallographic and endurance examinations. Those investigations have shown a good state of the body frame material and of the carriages. However, the condition of the wagon body sheathing has been proved unable for further modernization works.



Fig. 3. Example of a stressing analysis

The vibroacoustic analyses were conducted in order to obtain research material for further comparisons after the modernization is completed. The research covered with its range:

- Measurement of the noise level (Lec) inside the tram driver's cabin,
- Measurement of the noise level (Leq) outside the tram, during standstill,
- Measurement of the noise level (Lp) outside the tram, during riding (50 km/h),
- Measurement of the vibrations affecting the tram driver's body.

The analysis of the obtained results as well as the amount of the planned money expenditure for this purpose allowed taking the decision on the choice of the wagon for modernization.

3.2. Research during the process of modernization

In the course of the construction works, further research has been conducted. It allowed for the evaluation of the endurance and dynamic properties of the prepared prototype, using the modeling methods and computer simulations. The wagon body and the carriage have been submitted to the endurance research and computer simulations of the whole wagon's dynamics have been made.

The objective of the analysis was to estimate stress and strain fields and the critical points of the construction. For the modeling purposes, every piece has been isolated in a separate group. All the elements of the construction have been modeled by covering. The geometrical model has the ability of easy modification of the material properties and of the thickness.

This model has been elaborated in the *MSC/PATRAN* environment, which is a pre and post processor of the *MSC/NASTRAN* program. The following simulation tests have been conducted:

- Compression test,
- Stretching test,
- Research on the construction endurance with exploitation loading,
- Wagon body lifting test,
- One-side wagon lifting test
- Evaluation of the transposition and acceleration process in chosen points of the vehicle,
- Evaluation of the wagon body vibrations (frequencies and natural forms).

Exemplary results of the stretching test and the transposition simulations are shown on pictures 4 and 5.

Those test have allowed to formulate conclusions as follows:

- the construction meets the requirements of the UIC card, the strains are smaller than the plasticity limits for each of the tests,
- as a result of the exploitation cases' analysis, the sheets that strengthen the linking of the cross-bars with the back beam have been suggested. Taking into account, that the underframe is exploited for about 15 years and there are no signs of fracture, this change is recommended but not obligatory and the only purpose of its implementation is to increase the construction endurance.

Moreover, the modernization of the carriage has been performed. The basic characteristics of the modernized construction are:

- guiding the lubricating-box by means of rubber and metal shade MEGI-type springs,
- open frame of the H shape,
- ♦ cross-bar,
- two-degree springing,
- lateral placing of the body on the rubber and steal springs of the second degree springing/ de-springing (by using a cross-bar),
- pivot linking of the body and carriage,
- axial transmission,
- vibration suppression:
 - in the joint of the 1st degree springing, using a dynamic suppression loop of rubber and metal shade springs,

- in the joint of 2nd degree springing, using two vertical hydraulic shock-absorbers.
- standstill brake shoe brake with selfregulation of the neutral gears, steered in an electro mechanical way and working on all axes,
- electromagnetic rail brake,
- covering the rolling surface of the wheels with HPF agent, in order to increase the factor/coefficient of the wheel on rail friction,

lubricating the wheel flange with a CENTRAC LCF set grease, in order to decrease the factor of the flange on rail friction.



Fig. 4. A Result of the stretching test



Fig. 5. A results of simulation study; angular displacements

The calculations of the frame's endurance were made using the method of finite elements.

The construction works were carried out within the CAD-CATIA environment. In the same time, a research work has been conducted in order to modernize the electric system of the tram. The most essential conclusions that were drawn from this research allowed indicating the subassemblies that shall undergo a major repair and be reinstalled. The fundamental subassemblies in this case were the engines as well as the subassemblies of the auxiliary/subsidiary circuits have not been changed. In the starter box, two IGBT chopers have been placed. Furthermore, a microprocessor drivers were installed, which allowed the difference in the tram's steering (a manual track controller was installed and a screen with basic movement parameters).

3.3 Research after the prototype's construction

After the prototype has been put in motion, another series of research has been performed. It regarded the evaluation of its properties and allowed for the permission for exploitation (homologation research).

The object of the studies over the prototype was the estimation of the dynamic behaviour of the vehicle's construction in the environment of experimental exploitation.

During the passage the following factors were registered:

- 1. Construction strains in three chosen points and in three directions (every 120°) on one plane using a 2NW driving carriage.
- Speeding of vibration in three reciprocally perpendicular directions (horizontally longitudinally *X*, horizontally transversally *Y* and vertically *Z*) in chosen 9 points: inside the tram, on the floor level 5 points, in the tram driver's cabin 3 points and on the 2NW driver carriage 1 point.
- 3. The level of the acoustic pressure inside the tram in 4 chosen points: on a hypothetical level of the passengers' heads 3 points and in the tram driver's cabin 1 point.
- 4. The level of electromagnetic disturbance emitted by the vehicle.

The exemplary results of those analyses are shown on figure 6 and 7.

Before the tram has been fully exploited, some test exploitation studies have been conducted in order to verify the modernization assumptions and to repair all the faults or clear mistakes.



Fig.6. A result measurements of a acceleration



Fig. 7. A result measurements of acoustic pressure

The next step was the homologation research, which allows for the vehicle to get the permission for exploitation. The Institute of Spatial Economy and Municipal Housing, in accordance with the requirements stated in appropriate Polish regulations carried these analyses.

The main conclusion from this research is:

• Those vehicles meet all the requirements valid at the present in the range of movement parameters, safety and comfort of the passengers as well as the ecology. They can be allowed for exploitation with the passengers.

The results of the carried research, at every stage, were presented during seminars and conferences [5].

Acknowledgement

Authors wish to acknowledge the financial support provided by the State Committee for Scientific Research (Grant E! 3023 MODLOC)

BIBLIOGRAPHY

- "Modernization of the 105N tram as an element of the strategy of the tram rolling stock restoration. Objective Project no 10 T12 025 2000 C/5298. Faculty of Transport, Warsaw University of Technology. Period of realization 2001-2003"
- 2. Uhl T., "Computer software usage in modern analysis of machinery dynamics. Conference paper (VIII Symposium The impact of the vibration on the environment), Krakow Janowice 1998, pp. 86-92.
- 3. Chudzikiewicz A., Uhl, T., "Modern process of the modification of vehicles' constructions", TTS 5 (60), 1999.

- 4. Chudzikiewicz A., Uhl T., "Modern tram construction ways in the view of the durability and safety of their exploitation", Science and Technology Seminar *Integrated tram and rail systems*. Krakow, 1999.
- Chudzikiewicz A., "Problems of modernization of trams on the example of the 805Na tram. 16th International Conference *Current Problems in Rail Vehicles,* PRORAIL 2003, October 8-10, 2003, Zilina, Slovakia, pp. 253-258.

УДК 004.94:629.4

Ю.М. ЧЕРКАШИН, канд. техн. наук, ФГУП ВНИЖТ МПС (Россия) М.А. ЛЕВИНЗОН, д-р техн. наук, ФГУП ВНИЖТ МПС (Россия) Г.С. МИХАЛЬЧЕНКО, д-р техн. наук, профессор, БГТУ (Россия) Д.Ю.ПОГОРЕЛОВ, д-р физ.-мат. наук, профессор, БГТУ (Россия) В.А.СИМОНОВ, канд. техн. наук, доцент, БГТУ (Россия)

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ, ВЛИЯЮЩИХ НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ, МЕТОДАМИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Викладено результати моделювання деяких ситуацій, що впливають на безпеку руху вантажних вагонів. Моделювання виконане за допомогою програмного комплексу «Універсальний механізм» з використанням достатньо повної моделі вагона-хопера.

Изложены результаты моделирования некоторых ситуаций, влияющих на безопасность движения грузовых вагонов. Моделирование выполнено с помощью программного комплекса «Универсальный механизм» с использованием достаточно полной модели вагона-хоппера.

Results of computer modeling of some situations influencing the safety factors of a freight railway vehicle with respect to the derailment are considered. Modeling is performed by means of the Universal Mechanism software with the use of sufficiently detailed models of the freight coach (hopper).

Для анализа условий, приводящих к сходу вагонов, предлагается использовать компьютерные модели вагонов и пути, которые достаточно подробно учитывают основные факторы, действующие во время схода. Такие модели вагонов с трехэлементными тележками типа ЦНИИ-ХЗ реализованы средствами программного комплекса "Универсальный механизм" в конфигурации UmLoco [1] (рис. 1...3).

Каждая тележка вагона типа 18-100 представлена совокупностью девяти твердых тел (включая клинья). Пружины рессорного подвешивания моделируются упругими линейными элементами, а для описания взаимодействия в точках контакта тел используются специально разработанные модели фрикционного контакта [2].



Рис. 1. Модель полувагона



Рис. 2. Модель вагона-цистерны



Рис. 3. Модель вагона-хоппера

Модель вагона позволяет непосредственно учесть такие важные величины как физические параметры и геометрию, а, следовательно, завышение и износ клина, прилегающих поверхностей боковин и надрессорной балки, геометрию и физические параметры зон контакта в пятниковом узле и боковин с буксами.

Модель пути представлена в виде безинерционного элемента с упруго-диссипативными свойствами в поперечном и вертикальном направлениях. Неровности в горизонтальном и вертикальном направлениях моделируются с помощью эквивалентных геометрических неровностей каждой рельсовой нити. В данном исследовании использованы неровности, замеренные ВНИИЖТ на одном из участков реального пути удовлетворительного содержания.

Движение вагонов рассматривалось на двух типах профилей колес: новых конических и типа ДМетИ. Последний был выбран потому, что он отражает основные особенности изношенных профилей (высокая приведенная конусность, одноточечный контакт с рельсом). В качестве основного профиля головки рельса был выбран неизношенный профиль Р65. Дополнительно рассматривались варианты с износом.

Для моделирования контактных взаимодействий в работе, в основном, использовался алгоритм FASTSIM с оценкой контакта по теории Герца. В арсенале программного комплекса UMLoco имеются другие возможность моделирования контакта и, в частности, использование негерцевской модели, что позволяет уточнить процесс взаимодействия колеса и рельса в случае неэллиптического контакта [3].

Оценка устойчивости движения вагона

Две проблемы предстояло решить прежде, чем выполнять исследования. Первая заключалась в выборе условий движения вагона, которые бы позволили выявить неустойчивость горизонтальных колебаний с учетом их связи с вертикальными через клиновую систему демпфирования. Вторая проблема связана с выбором критериев для оценки факта потери устойчивости.

Для решения первой проблемы рассматривалось движение вагона по идеально прямому в плане пути с единичной неровностью в начале. По вертикали путь был с обычными случайными неровностями. Горизонтальная неровность необходима для того, чтобы «расшевелить» клиновую систему в поперечном направлении. При этом вертикальные случайные неровности призваны обеспечить уровень поперечной составляющей демпфирования в клиновой системе, соответствующий реальным условиям движения вагона. Достаточно обширный предварительный анализ показал, что для оценки потери устойчивости более всего подходит среднеквадратическое отклонение (СКО) SY или дисперсия DY поперечных смещений колеса относительно рельса. На рис. 4 и 5 представлено сравнение этого критерия с одним из альтернативных критериев – поворотом надрессорной балки относительно кузова.

Из рис. 4 видно, что при движении на профилях колес типа ДМетИ оба критерия одинаково хорошо определяют скорость, соответствующую потере устойчивости (порядка 14...16 м/с), так как на этих профилях довольно возникает жесткий режим возбуждения автоколебаний из-за высокой приведенной конусности профиля колес. На коническом профиле критерий поворота надрессорной балки не "видит" критической скорости (рис. 5). В то же время дисперсия смещений колеса позволяет определить критическую скорость – порядка 19...20 м/с. Графики на рис. 6 и 7 иллюстрируют как меняется частота и длина волны виляния при изменении скорости движения вагона С различными профилями колес.

После разработки методики оценки устойчивости был выполнен комплекс исследовний с моделью порожнего вагонахоппера по изучению влияния ряда параметров на критическую скорость вагона, в том числе:

- завышения (занижения) клиньев в диапазоне (-6...10 мм);



Рис. 4. Зависимость СКО критериев от скорости движения (профиль ДМетИ)



Рис. 5. Зависимость дисперсии критериев от скорости движения (конический профиль)



Рис. 6. Влияние профиля колес на частоту виляния вагона в прямых



Рис. 7. Влияние профиля колес на длину волны виляния вагона в прямых

 коэффициента трения в контакте колеса и рельса (0,1...0,25);

коэффициента трения в пятниковом узле (0,1...0,3);

 – зазоров в опорах боковин на буксы за счет согласованного изменения поперечных и продольных зазоров в диапазоне (1...9 мм);

– шкворневой базы экипажа (5,87 м; 7,8 м; 8,65 м);

– ширины колеи (1516 мм; 1520 мм; 1528 мм);

 – разности диаметров колес на величины 2, 4, 6 и 8 мм при различных сочетаниях колес в тележке;

 перекоса осей в плане за счет увеличения продольного расстояния между буксами одной стороны тележки на величины 2, 4 и 6 мм;

– подуклонки рельса (1:15; 1:20; 1:30).

Из-за ограниченности объема статьи нет возможности подробно рассмотреть полученные результаты, поэтому ограничимся краткими выводами.

1. Явно прослеживается тенденция к снижению устойчивости с увеличением завышения клиньев. Так, при движении вагона с колесами, имеющими профиль ДМетИ, критическая скорость порожнего вагона-хоппера снижается с 15 до 10 м/с. Тенденция к снижению устойчивости прослеживается и при движении по кривым, хотя и в меньшей мере.

2. При снижении коэффициента трения между колесом и рельсом происходит размывание по скоростям зоны перехода от устойчивого к неустойчивому движению (рис. 8). С уменьшением коэффициента трения устойчивость движения со скоростями, выше критической, растет.

3. Увеличение коэффициента трения в пятнике с 0,1 до 0,3 незначительно повышает критическую скорость вагона. Так, при движении вагона с колесами, имеющими профиль ДМетИ, она возрастает с 13 до 15 м/с. SY. мм



Рис. 8. Зависимость СКО поперечных смещений колеса по рельсу от скорости движения вагона с профилями колес ДМетИ:

1 – коэф. трения 0,1; 2 – коэф. трения 0,15; 3 – коэф. трения 0,2; 4 – коэф. трения 0,25

4. Устойчивость порожнего вагонахоппера практически не зависит от зазоров в буксовых узлах и шкворневой базы экипажа.

5. Расширение (сужение) колеи не меняет критическую скорость движения вагона, только пропорционально меняются амплитуды колебаний.

6. Показатели устойчивости порожнего вагона на колесах с профилями ДМетИ слабо зависят от разности диаметров колес в диапазонах скоростей ниже 12 м/с (43,2 км/ч) и свыше 16 м/с (57,6 км/ч). При движении вагона на конических профилях колес критическая скорость для неблагоприятных сочетаний в диаметрах колес тележки может понижаться с 18...20 до 14...18 м/с.

7. Перекос осей существенно влияет на устойчивость экипажа с профилями колес типа ДМетИ в диапазоне скоростей 14...22 м/с, причем увеличение перекоса улучшает показатели устойчивости в этом диапазоне. Увеличение перекоса от 0 до 6 мм увеличивает верхнюю границу зоны перехода от докритической к закритической скорости с 16 до 22 м/с. Для экипажа с коническими колесами увеличение перекоса приводит к сглаживанию графиков зависимости СКО поперечных смещений колеса от скорости и при перекосе 6 мм уже нет характерного скачка на графиках в районе критической скорости.

8. Имеется тенденция к увеличению критической скорости с уменьшением подуклонки рельсов. На всех рассмотренных скоростях движения экипажа на конических бандажах уровень показателя для подуклонки 1/15 значительно выше, чем для подуклонки 1/20 и 1/30, рис. 9. Для экипажа с колесами типа ДМетИ этот эффект выражен значительно меньше.



Рис. 9. Зависимость СКО поперечных смещений колеса по рельсу от скорости при различной подуклонке рельсов (новые конические профили колес)

Оценка динамических показателей вагона и их использование для обоснования выбора решений

Наряду с изучением устойчивости движения вагона выполнялась оценка динамических показателей. В качестве примера рассмотрим результаты использования оценок динамических показателей на выбор ширины колеи из трех альтернативных вариантов 1508 мм, 1520 мм и 1540 мм. При этом расстояние между кругами катания и нормы уширения колеи в кривых оставались стандартными. В данном случае исследования выполнены с применением следующих основных показателей динамики: а) боковые силы; б) рамные силы; в) коэффициент запаса устойчивости по всползанию гребня на рельс (коэффициент безопасности); г) работа сил трения гребней о рельс; д) работа сил трения в пятне контакта на поверхности катания рельса (в случае одноточечного контакта).

Для оценки большинства показателей, если это специально не оговорено, использовались максимальные на интервале наблюдения значения величин, измеренные на первой по ходу движения оси экипажа (среднее по трем максимумам с предварительным отбрасыванием наибольшего значения). Для оценки коэффициента безопасности аналогично использовались минимальные значения. Программа исследований предусматривала изучение движения вагона с двумя типами профилей колес по прямому участку пути и по кривым радиусами 300 м и 600 м с различными скоростями.

С целью предотвращения заклинивания колесной пары при движении по зауженной до 1508 мм колее горизонтальные неровности левой и правой рельсовых нитей приняты синфазными. Выполненный в работе подробный общий анализ, как оказалось, содержит много неопределенностей, связанных с многообразием условий функционирования объекта исследований и противоречивостью рассматриваемых показателей. Например, при движении в прямой уширение колеи приводит к росту силовых показателей, но снижает износ профилей колес. Во многих случаях один и тот же показатель по разному чувствителен к изменению колеи в разных диапазонах скоростей и т.д.

Преодолеть отмеченные трудности можно, использовать специальную методику если свертки нескольких показателей качества с учетом всех рассмотренных условий функционирования [4]. Методика основана на иерархическом представлении условий функционирования объекта, которые вместе с альтернативами и показателями объединяются в единую схему. Такой подход позволяет на основе последовательного взвешивания приоритетов учесть практически все нюансы, заложенные в плане исследований и в полученных результатах расчетов. Пример такой иерархии представлен на рис. 10.



На нижнем (нулевом) уровне расположены альтернативы, в качестве которых используем три значения ширины колеи. Над ними расположен уровень с динамическими показателями, используемыми при исследовании. Показатели отражают качество функционирования объекта. На следующих трех уровнях расположены элементы, отражающие условия функционирования объекта. Наконец, на верхнем уровне расположен общий показатель, отражающий приоритет альтернатив по всей совокупности частных показателей и условий функционирования объекта.

Следует отметить, что последовательность уровней 2, 3 и 4 может быть и иной. Например, уровень 2 и 3 можно поменять местами. Это равносильно изменению точек зрения на один тот же объект анализа и определяется предпочтениями, которые могут быть учтены при анализе. При этом может поменяться и топология схемы обоснования.

Мы не будем подробно останавливаться на деталях получения результатов, а приведем лишь некоторые результаты. Предлагаемый способ анализа позволяет получить как общие интегрированные оценки альтернатив по всему множеству показателей и условий функционирования объекта, так и по любому их подмножеству. Так, например, на рис. 11 и 12 представлены графики, отражающие приоритет альтернатив при движении вагонов в прямых участках пути и в кривой R=300 м (порожних и груженых, на конических профилях и профилях колес типа ДМетИ, на разных скоростях движения). На рисунках меньшему значению соответствует больший приоритет.



Рис. 11. Предпочтения значений ширины колеи для прямых участков пути

Из рис. 11 следует, что наиболее предпочтительной является стандартная ширина колеи 1520 мм. При этом, сужение более опасно, чем уширение. Для кривых участков пути предпочтительно уширение колеи (чем больше, тем лучше). Заметим, что результат будет зависеть от набора принятых во внимание показателей и условий функционирования объекта. Очевидно, если ввести показатель, ограничивающий предельное значение ширины колеи, то результат анализа при движении по кривым будет иной.



Рис. 12. Предпочтения значений ширины колеи для кривой R=300 м

Анализ ситуаций схода вагонов

Для этого, по-возможности, точно моделировалось состояние пути и сошедшего вагона. При этом, из-за неопределенности некоторых факторов выполнялся анализ множества возможных состояний с оценкой показателей, определяющих опасность схода.

Для проведения исследований использована модель ow uwz программного комплекса "Универсальный механизм" с параметрами порожнего вагона хоппера модели II-715. Одна из проанализированных ситуаций предполагала движение вагона по S-образной кривой при условии, что на первом участке кривой происходит заклинивание надрессорной балки в пятнике. Одновременно предполагалось воздействие импульса пары поперечных сил, приложенных к автосцепкам и создающих момент относительно вертикальной оси. Анализировались коэффициенты безопасности по всползанию колеса на рельс при различных положениях (по углу поворота в плане) заклинивания балки. На рис. 13 и 14 приведены характерные осциллограммы изменения коэффициента безопасности в районе выхода экипажа из кривой и начала прямого участка пути (на отметке 370 м).



Рис. 13. Коэффициент устойчивости на третьей оси (угол заклинивания 0,01 рад)



Рис. 14. Коэффициент устойчивости на третьей оси (угол заклинивания 0,01 рад + имульс момента силами 20 кН в интервале379...383 м)

Из рисунков следует, что действие момента при наличии заклинивания может привести к опасному с точки зрения схода состоянию. Коэффициент безопасности снижается до 1.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования // Тяжелое машиностроение. 2003. № 12. С. 2-5.
- Погорелов Д.Ю., Павлюков А.Э., Юдакова Т.А., Котов С.В. Моделирование контактных взаимодействий в задачах динамики систем тел // Динамика, прочность и надежность транспортных машин. – Брянск: БГТУ, 2001. – С. 11-23.
- R. Kovalev, V.N. Yazykov, G.S. Mikhalchenko, and D. Yu. Pogorelov Railway Vehicle Dynamics: Some Aspects of Wheel-Rail Contact Modeling and Optimization of Running Gears // Mechanics Based Design of Structures and Machines, Volume 31, Number 3, 2003, pp. 315-335.
- Симонов В.А. Иерархическая схема формирования комплексных показателей, определяющих ходовую динамику подвижного состава // Вестник Восточно-укр. нац. ун-та. 2003. № 9. С. 46-52.

I.Y. SHEVTSOV, V.L. MARKINE, C. ESVELD Delft University of Technology (The Netherlands)

DESIGN OF RAILWAY WHEEL PROFILE USING OPTIMIZATION TECHNIQUE

Створено процедуру дизайну профілю колеса, яка заснована на геометричних характеристиках контакту колеса і рейки. Використовуючи чисельну техніку оптимізації, був одержаний профіль колеса з заздалегідь визначеними геометричними властивостями контакту. Показано, що одержаний профіль колеса може зменшувати знос колеса і рейки без погіршення динамічних показників. Остання властивість була проаналізована з використанням обчислювального пакета ADAMS/Rail.

Создана процедура дизайна профиля колеса, основанная на геометрических характеристиках контакта колеса и рельса. Используя численную технику оптимизации, был получен профиль колеса с заранее определенными геометрическими свойствами контакта. Показано, что полученный профиль колеса может уменьшать износ колеса и рельса без ухудшения динамических показателей. Последнее свойство было проанализировано с использованием вычислительного пакета ADAMS/Rail.

A wheel tread design procedure has been developed. The procedure is based on the geometrical characteristics of hie wheel and rail contact. Using the numerical optimization technique we have got a wheel tread with the contact geometrical characteristics that were determined in advance. It has been show that the obtained wheel tread can reduce wheel and rail wear not worsening the dynamic characteristics. The latter, property has been analyzed with the hel the computation package ADAMS/Rail.

Introduction

During the last decades substantial progress has been made in design of railway vehicles and running gears. Tilting trains, high speed trains, active steering wheelsets and many other sophisticated solutions have been implemented in recent years on the railways. But despite this progress, the mechanics of railway wheelset same and an inappropriate remains the combination of wheel and rail profiles can easily diminish all this technological advances. Besides, many old fashioned vehicles are still in too good condition to be replaced. They have a special need for appropriate combinations of wheel/rail profiles since such vehicles do not have high-tech devices which improving performance.

Wheel profile design is an old problem and different approaches have been developed to obtain satisfactory combination of wheel and rail. It is possible to find an optimal combination of wheel and rail profile when dealing with closed railway system, i.e. when only one type of rolling stock is running on track system and no influence of other types of railway vehicles is present. Examples of such systems are heavy haul and tram lines. In the present paper a closed system is considered, namely a new wheel profile is designed for vehicles running on tram line in The Hague.

By studying geometrical characteristics of a contact between wheel and rail it is possible to

judge about dynamic behaviour of the wheelset and ultimately about dynamic parameters of the vehicle since a wheelset represents a source of disturbances from a track to a vehicle. The wheel and rail geometry plays a dominant role in lateral vehicle dynamics. When a wheelset travels along a track the centre of the axle makes sinusoidal movements. The rolling radii, the contact angles and the wheelset roll angle vary as the wheelset moves laterally relative to the rails. The nature of the functional dependence between these geometrically constrained variables and the wheelset lateral position is defined by the crosssectional shape of the wheel and rail. One important characteristic of the wheel-rail contact is the rolling radius of a wheel at the contact point [1], which in fact is different for the right and left wheel (r_1 and r_2 , respectively, see Fig. 1). When a wheelset is in a central position, the rolling radii of both wheels are the same, i.e. $r_1 = r_2 = r$. An instantaneous difference between rolling radii of the right and left wheels, i.e. $\Delta r(y) = r_1(y) - r_2(y)$ is defined as a function of the lateral displacement y of the wheelset with respect to the central position. An example of a rolling radii difference (RRD) for conical and worn profiles (also known as a ' $y - \Delta r$ ' curve) is shown in Figure 2. Generally, it is a non-linear function of the lateral displacement y of a wheelset. Due to the wear of wheels the wheel profile is changing and consequently the function $\Delta r(y)$ is changing as well as shown in Figure 2. The difference between the rolling radii of the left and right wheels of the wheelset is present in the equations of motion of the wheelset. The RRD is one of the main characteristics that describes the contact between wheelset and railway track, which in turn defines the dynamic behaviour of a wheelset [1], [2].

geometric Determination of contact characteristics for given wheel and rail profiles, wheel and rail gauge, and railhead cant angles is a well-known problem already solved for many years. These nonlinear characteristics have been investigated by Wickens [3], Cooperrider [4] and De Pater [5]. A linear conical wheel profile widely used earlier has discontinuous linear characteristics of rolling radii difference, see Figure 2, that results in shocks during a contact between wheel flange and rail during movement of wheelset. On the other hand worn wheel better match the rail, and therefore usually has smoother RRD function. However, high conicity of a worn wheel reduces the critical speed of a wheelset and results in strong oscillations of the vehicle. Naturally, there is a desire to find a compromise between these two extreme situations. A traditional way to achieve such a compromise is by using a trial and error approach while modifying a wheel profile in order to obtain satisfactory contact characteristics for a given rail. Usually wheel should satisfy curve passing, hunting, and allowable contact stresses conditions. However, this is quite time consuming and ineffective way.



Fig. 1. Rolling radii (r_1 and r_2) corresponding to positive wheelset displacement y. Wheels are shown conical with conicity e. Wheelset coordinate $Oy_w z_w$ system also shown

A more efficient approach is to use numerical solution of an inverse problem, i.e. design of a wheel profile based on a given rolling radii difference Δr and rail profile. If a function of rolling radii difference $\Delta r(y)$ for the wheelset and the rail profile is known, one can try to find the corresponding wheel profile. However, there is no

direct way to solve this problem. Here, the problem of determination of the wheel profile for a given RRD function and rail profile has been formulated as an optimization problem. This problem, solution method and numerical results are described in the sequent sections.



Fig. 2. Rolling radii difference vs. lateral displacement of wheelset (' $y - \Delta r$ ' curve)

1. Design procedure

The procedure of wheel profile design consists of several steps. It starts from the definition of the target RRD function. For this purpose, wheel and rail profile measurements are used to collect data on new and worn profiles. The next step is to process these data and convert them to a form, which will be used during the design of a wheel profile. Thus, the RRD curves for different wheel and rail combinations have been analysed and the target RRD function has been obtained. After this stage the optimization problem has to be formulated and solved which results in a new wheel profile. The obtained profile should be checked regarding dynamic performance and satisfaction of the wear and safety requirements. Here, vehicle dynamic simulations have been performed using ADAMS/Rail software. If this test fails the optimization procedure has to be repeated with new target RRD and the dynamic simulation has to be performed again. However, for a successful simulation the corresponding wheel profile is taken as the optimum one.

A target rolling radii difference function can be obtained in several ways.

• It can be a modification of a rolling radii difference function for an existing wheel profile.

• One can use the average RRD curve for worn wheels.

• It can be built based on designer's experience.

All these concepts will be discussed in details in the following sections.

2. Formulation of optimization problem

To make use of numerical optimization techniques an optimization problem should be stated in a general form that reads: Minimize

IVIIIIIIZC

$$F_0(\mathbf{x}) \to \min, \quad \mathbf{x} \in \mathbb{R}^N$$
 (1)

subject to

$$F_j(\mathbf{x}) \le 1, \quad j = 1, \dots, M \tag{2}$$

and

$$A_i \le x_i \le B_i, \quad i = 1, \dots, N \tag{3}$$

where F_0 is the objective function; F_j , j = 1,...,Mare the constrains; $\mathbf{x} = [x_1,...,x_N]^T$ is the vector of design variables; A_i and B_i are the side limits, which define lower and upper bounds of the *i*-th design variable.

The components of the vector x can represent various parameters in a mechanical design problem, such as geometry, material, stiffness and damping properties. These can be varied to improve the design performance. Depending on the problem under consideration, the objective and constraint functions, see equations (1) and (2), can describe various structural and dynamic response quantities such as weight, reaction forces, stresses, natural frequencies, displacements, velocities, accelerations, etc. Also cost, maintenance and safety requirements can be used in the formulation of the optimization problem. The objective function provides a basis for improvement of the design whereas the constraints impose necessary limitations on the properties or behaviour of the structure.

Formulated in the form (1)-(3), the optimization problem can be solved using a conventional method of Nonlinear Mathematical Programming (NMP).

2.1. Design variables

To describe the wheel profile several points on the flange, the flange root and the wheel tread have been chosen. Connected by a piecewise cubic Hermite interpolating polynomial, these points define the shape of the wheel profile, as shown in Figure 3. The position of these points can be varied in order to obtain an optimum profile. To reduce the optimization time the points on the flange top and on the conical part of the profile, which do not participate in the contact, have been fixed, see Figure 3. The lateral positions of the other points (moving points) have been fixed while their vertical positions have been varied. The vertical coordinates of the moving points have been chosen as the design variables. During the initial computations the number of the moving points on the wheel profile and their positions along the horizontal axis has been determined. In general case vector of design variables for wheel profile can be written as,

$$\boldsymbol{x} = [z_1, \dots, z_N], \tag{4}$$

where z_i are the vertical coordinates of the moving points. They are located along the wheel flange, the flange root and the tread as shown in Fig. 3.

2.2. Objective function

The requirement reflecting the minimum discrepancy between the target function of the rolling radii difference $\Delta r(y)$ and the RRD function for the design wheel profile can be written as:

$$F_0(\mathbf{x}) \equiv \frac{\sum\limits_{i=1}^{K} \left(\Delta r^{tar}(y_i) - \Delta r^{calc}(\mathbf{x}, y_i) \right)^2}{\sum\limits_{i=1}^{K} \left(\Delta r^{tar}(y_i) \right)^2} \to \min ,(5)$$

where Δr^{tar} is the target rolling radii difference function; Δr^{calc} is the calculated rolling radii difference function for the design profile; y_i is the coordinate of the point of the lateral displacement of the wheelset; *K* is the number of such points.

The function (5) has been taken as the objective function of the optimization problem (1) - (3). The other requirements to optimum wheel profile have been considered as constrains (2). They are discussed below.



Fig. 3. Wheel profile, moving and fixed points

2.3. Requirements

Equivalent (or effective) conicity γ_e [1], [2] is considered as the parameter defining stability of the wheelset. For different types of railway vehicles, wheels with different equivalent conicity should be used to achieve required critical speed. High conicity can result in dynamic instability or "hunting" of the vehicle, which severely deteriorates its ride characteristics and can seriously damage the track. The equivalent conicity limit value γ_e^{\max} for a wheel was set to avoid too high conicity of a new wheel that reads:

$$F_1 = \left(\gamma_e^{\max} - \gamma_e \right) / \gamma_e^{\max} \ge 0 .$$
 (6)

Two safety requirements have been considered. The first one is the requirement for wheel flange thickness, which is checked after the optimization. The second one is the requirement to avoid derailment of the vehicle which is achieved by the restriction on the minimal flange angle. This requirement has been checked for the optimized profile as well.

Constrains on angles between the adjacent parts of profile were introduced to avoid zigzags of wheel profile and thus to exclude unrealistic wheel designs during optimization. Moving points have been numbered from 1 to N, starting from the low left side to the upper right of profile, see Figure 3. Constrains for point number i is written as

$$F_{i} \equiv 1 - \gamma_{i+1} / \gamma_{i} \ge 0, \ j = 2,...,k,$$
 (7)

for the concave part of the profile. Accordingly for the convex part of the profile these requirements read:

$$F_{i} \equiv 1 - \gamma_{i} / \gamma_{i+1} \ge 0, \ j = k+1,...,N+1.$$
 (8)

The γ_i is the angle between the y_w -axis of the wheelset (see Fig. 1) and the straight line connecting points *i* and *i*+1 of the wheel profile. Some moving points located on the flange can be absent in (7)-(8), since their positions had been already constrained by the side limits (3).

3. Optimization method

The problem (4) - (8) has been solved using the MARS method (Multipoint Approximation based on Response Surface fitting) [6], [7]. The method has been specifically developed for problems where multiple response analyses and (time consuming) simulations are involved.

The MARS method is based on the approximation concepts [7], [8], [9] according to which the original minimization problem is replaced with a succession of simpler ones formulated for approximations of the original objective and constraint functions.

According to the MARS method, each approximation \tilde{F} is defined as a function of the design variables **x** and tuning parameters **a**. To determine the components of the vector **a**, the following weighted least-squares minimization

problem is to be solved:

Find vector **a** that minimizes

$$G(\boldsymbol{a}) = \sum_{p=1}^{P} \{ w_p [F(\boldsymbol{x}_p) - \widetilde{F}(\boldsymbol{x}_p, \boldsymbol{a})]^2 \}.$$
 (9)

Here $F(x_p)$ is the value of the original function evaluated at the point of the design parameter space x_p , and P is the total number of such points; w_p is a weight factor that characterizes the relative contribution of the information about the original function at the point x_p . The main issues of the MARS method such as type of approximation functions, planning of numerical experiments and move limit strategy are out of scope of the paper. More information about the weight coefficient assignment, the move limits strategy and the most recent developments in the MARS method can be found in [6], [7], [10].

4. Dynamic analysis

When the optimization problem has been solved, the dynamic performance of the vehicle, with the obtained wheel profile, has to be checked. The tramcar studied here was modelled using the ADAMS/Rail computational package. An internal ADAMS/Rail procedure has been used for calculation of the wear index. The wear index W, taken from the English Normatives (British Rail), is calculated as

$$W = F_1 \cdot \xi + F_2 \cdot \eta \tag{10}$$

where F_1 is the longitudinal creep force; ξ is the longitudinal creepage; F_2 is the lateral creep force; η is the lateral creepage (also see [11]).

In all presented cases, the tram simulations have been performed on the track consisting of 50 m straight track continuing into 40 m transition curve, then switching into the 50 m right turn curve with R=150 m and 30 m transition curve and ending with 230 m straight track. The vehicle travels with the speed of 10 m/s.

The wear index W in (10) on the left wheel of the first wheelset and the lateral displacement y of the first wheelset have been chosen as the most representative quantities in the dynamic check. Based on the lateral displacements one can judge about the stability of wheelset.

5. Numerical results and discussion

For design of wheel profiles for given rolling radii difference function a procedure has been developed. The design procedure was applied to design of tram wheel profile. In the present calculations, the rail S49 with inclination 1:40 is used. The wheel profiles HTM2 (used by HTM - The Hague tram company) and S1002 have been chosen as reference profiles. The track has normal 1435 mm gauge, the wheelset inner gauge is 1385 mm.

Here the target function designed basing on the RRD function for non-worn profiles has been considered. The case with target function based on designer experience is described in [12] and the case when the mean RRD curve (calculated for the set of RRD curves for measured wheel/rail profiles) has been used as a target function is described in [13].

For analyzes of geometrical contact properties the contact situation between the wheel and rail for various lateral displacements of wheelset has been considered. The contact situation for HTM2 and S1002 wheels on S49 rail are shown in Figure 4 and Figure 5 correspondingly. The lines between the wheel and the rail profiles connect the corresponding contact points and values of corresponding lateral displacements of the wheelset are shown above the wheel profile. The wheel profile has been lifted over the rail on 10 mm. The rail profile arranged in his real position, the coordinate system on this figure is wheelset coordinate system (see Fig. 1) with origin in the centre of the wheelset when it placed in neutral position. For the unworn tram wheel HTM2 on the rail S49 with inclination 1:40 contact points are spread on the top of rail and on wheel tread up to 3 mm of the wheelset lateral displacement (see Fig. 4). Between 3.5 and 5 mm of lateral displacement wheel has the contact on the flange root. Flange contact appears at 5.5 mm of lateral displacement and located on the top of the flange. For the S1002 wheel contact on the tread part is similar to the contact of the HTM2 wheel, but on the flange the situation is totally different as shown in Figure 5. Comparing Figure 4 with Figure 5 one can see that contact points are located almost on the top of the flange of HTM2 wheel whereas for S1002 wheel the contact points are spread along the flange. But for the S1002 wheel the jump from the tread to the flange still must be reduced.

In Figure 6 the rolling radii difference (RRD) functions for all combinations of the wheel and rail profiles are presented. The RRD function of the HTM2 profile on rail S49 is increasing with increase of the lateral displacement of wheelset until the point +/-5 mm after which the RRD function sharply increases. From 6 mm HTM2 wheel has top flange contact and RRD function is

almost constant. S1002 wheel profile has different RRD functions as compared to the HTM2 wheel profile. Transition from the flange root to the flange is smoother for the S1002 profile than for HTM2.



Fig. 4. Position of contact points on HTM2 wheel and S49 rail depending on lateral displacement of wheelset



Fig. 5. Position of contact points on S1002 wheel and S49 rail depending on lateral displacement of wheelset



Fig. 6. RRD functions for the HTM2 and S1002 wheel profiles on S49 rail

For the S1002 wheel the RRD function is divided on three regions, as can be seen in Figure 6. The first one is corresponding to the tread contact (+/-2.5 mm), the second one corresponds to the flange root contact (+/-3-5.5 mm) and the third one is related to the flange contact (after +/-6 mm). The first region is responsible for the motion on the straight track, the second one is responsible for the curves with large radius and the third one is responsible for sharp curves. Such division provides necessary RRD for stability on the straight track and passing curves. On a straight track the RRD should not exceed certain value to have required critical speed, dependent from the type of the vehicle. On a large radius curves wheelset will have steady motion because RRD provides stable region for certain range of lateral displacement (+/-3-5.5 mm).

The S1002 wheel and S49 rail have very good contact properties of contact on the tread part of the wheel. The contact properties of the flange contact are less good for this wheel/rail combination. A big jump of contact point from the tread to the flange has been observed. A decision has been made to use S1002 profile as the starting profile in optimization and improve the flange contact of this profile. The modified RRD of the S1002 wheel and S49 rail has been used as a target function. As it can be seen from Figure 7, from 0 to 5.5 mm of lateral displacement RRD function of the S1002/S49 combination has been left without changes. After 5.5 mm up to 10 mm of lateral displacement of wheelset target RRD function is smooth to achieve smooth flange contact. The end point of the target RRD is placed lower than the end point of S1002/S49 RRD function and almost coincides with the end of the RRD function for HTM2/S49 combination. This is because the flange of S1002 profile is longer than the flange of the tram wheel (see Figure 4 and Figure 5). As a result the RRD for the top flange contact is higher for S1002 profile. In the optimization problem here 21 mm flange height of tram wheels is used. Therefore the RRD values should coincide for top flange contact of wheels with the same flange height, see "Target" and "HTM2 S49" lines at 10 mm of lateral displacement.

The results of the optimization are presented in Figure 7 and Figure 8. Comparing the wheel profiles in Figure 8 one can see that flange angle of the optimized profile (Opt26f) has been reduced and flange root radius has been increased. Also on the field side of the tread, lower conicity has been introduced as compared to HTM2 profile. The optimization has been performed for the range 5.5-8 mm of lateral displacement of the wheelset as described earlier. On Figure 7 lines "Target" and "opt26f S49" are very close to each other in the

range 5.5-8 mm. The relatively large difference between these two lines after 8 mm of lateral displacement is not important because the corresponding top flange contact has not been taken into account in the optimization.



Fig. 7. RRD functions for the HTM2, S1002 and Opt26f wheel profiles on S49 rail and target RRD function



Fig. 8. Initial (HTM2) and optimized (Opt26f) wheel profiles.



Fig. 9. Position of contact points on Opt26f wheel and S49 rail depending on lateral displacement of wheelset

Let us compare contact situation for Opt26f wheel profile shown on Figure 9 with contact situation for HTM2 wheel profile shown on Figure 4. For Opt26f profile contact points on the flange are evenly spread along the flange in contrast to the contact situation on the flange of HTM2 profile where contact is moved to the flange top part. Such evenly spread contact will allow bigger variety of RRD. This will provide the possibility to find radial position for the wheelset and accordingly wheel flange wear will decrease.

Dynamic simulations of the tram running on the straight track with the speed of 20 m/s have been performed to check stability of the designed wheel. This speed is the maximum operational speed of a tram and it is below the critical speed. After passing the lateral ramp the oscillations of the wheelset have been damped out fast. Hence tram is stable on unworn wheel profiles. Lower conicity of the Opt26f profile leads to smaller lateral displacement of the wheelset, as compared to the HTM2 profile. As a result the wear index is smaller. Therefore the tram with optimized profile will produce less wear on the straight track.

After stability analysis the tram simulations on a curved track have been performed. The radius of the curve is 150 m, simulations for smaller radius curves cannot be performed due to restrictions of the vehicle model. Results of dynamic simulation of the tram running with the speed of 10 m/s are presented on Figure 10 and Figure 11. The initial position of the first wheelset in the tram model is situated at the distance of 24 m from the beginning of the track. This is done to accommodate complete vehicle on the track. Consequently the first wheelset have to travel only 26 m until the beginning of the first transition curve. This means that with the speed of 10 m/s in 2.6 s first wheelset is passing straight part of the track. The first transition curve is passed by first wheelset in 4 seconds from 2.6 s till 6.6 s. On track with constant radius the first wheelset will run 5 seconds from 6.6 s till 11.6 s. The second transition curve will be passed in 3 seconds from 11.6 s till 14.6 s. Last 10.4 seconds from 14.6 s till 25 s the first wheelset will run on the straight track.

Analyzing Figure 10 one can see that the lateral displacement of the wheelset with HTM2 wheel profile is growing from 0 mm on the straight track to 4.9 mm on the constant radius curve (6.6-11.6 sec). On the second transition curve (11.6-14.6 sec) the lateral displacement increases up to 5.3 mm. The lateral displacement of the wheelset with profile Opt26f on the constant radius curve is equal to 5.7 mm and on the second transition curve is 6.7 mm. In the constant radius curve both profiles have contact on the flange root. The contact point of the Opt26f profile for 5.7 mm of lateral displacement (see Fig. 9) is situated closer to the flange (higher conicity) than the HTM2 profile at 4.9 mm of

lateral displacement (see Fig. 4). That is why the wear index is slightly higher for the Opt26f profile in the constant radius curve than for HTM2 profile as shown on Figure 11.

On the second transition curve the situation became opposite. The lateral displacement of the wheelset with HTM2 profile is 5.3 mm, which is smaller than the lateral displacement for Opt26f profile which equal to 6.7 mm. But, because of the absents of the contact on the flange the contact point on HTM2 profile is situated on the top of the flange whereas the contact point of the Opt26f profile is situated in the middle of the flange (also see Fig. 4 and Fig. 9). This means that HTM2 profile will have heavy flange contact which will result in higher wear rate as one can see on Figure 11.







Fig. 11. Wear index of the left front wheel vs. time. Opt26f and HTM2 wheels are on S49 rail

6. Conclusions

The paper presents a procedure for design of

wheel profiles based on the rolling radii difference function. The wheel profiles with in advance defined geometrical contact properties have been obtained using a numerical optimization technique.

Using this procedure an optimized wheel profile for a tram has been obtained. Vehicle behaviour with the existing and obtained wheel profiles has been simulated on straight and curve tracks. It has been shown that the obtained wheel profile can reduce wheel/rail wear without deterioration of dynamic performance. The dynamic performance of the tram has been analysed using ADAMS/Rail computational package.

In application of wheel design for conventional trains the target RRD curve should be different since the running speed is higher (critical speed is more important) and curves of the railway lines are less sharp.

However, modification of wheel profiles is not the only method to solve the problems with wear and instability of vehicles. Engineers should keep in mind all factors influencing the vehicle dynamic, wear, maintenance costs etc. To solve such complex problems, optimization methods should be extensively used.

7. Acknowledgments

The authors would like to thank HTM (The Hague tram company) for providing measured data of wheel and rail profiles and tram model data. The profiles of wheel and rails were measured using MINIPROF measuring devices, manufactured by Greenwood Engineering (Denmark), whose assistance is greatly appreciated.

BIBLIOGRAPHY

- [1] Dukkipati, R.V. 2000. Vehicle Dynamics, Boca Raton: CRC Press, ISBN 0-8493-0976-X.
- [2] Esveld, C. 2001. Modern Railway Track, (Second Edition), Zaltbommel: MRT-Productions, ISBN 90-8004-324-3-3.
- [3] Wickens, A.H. 1965. The Dynamic Stability of Railway Vehicle Wheelsets and Bogies Having Profiled Wheels, International Journal of Solids

Structures 1: 319-341.

- [4] Cooperrider, N.K. & Law, E.H. et al., 1976. Analytical and Experimental Determination of Nonlinear Wheel/Rail Constraints, Proceedings ASME Symposium on Railroad Equipment Dynamics.
- [5] Pater, A.D. de 1988. The Geometrical Contact Between Track and Wheelset, Vehicle System Dynamics 17: 127-140.
- [6] Markine, V.L. 1999. Optimization of the Dynamic Behaviour of Mechanical Systems, PhD Thesis, TU Delft: Shaker Publishing BV, ISBN 90-423-0069-8.
- [7] Toropov, V.V. 1989. Simulation Approach to Structural Optimization, Structural Optimization 1: 37-46.
- [8] Barthelemy, J.-F.M. & Haftka, R.T. 1993. Approximation Concept for Optimum Structural Design – a Review, Structural Optimization 5: 129-144.
- [9] Toropov, V.V. & Markine V.L., 1996. The Use of Simplified Numerical Models as Mid-Range Approximations, Proceedings of the 6-th AIAA/USAF/NASA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, Part 2, Bellevue WA, September 4-6, 1996: 952-958, ISBN 1-56347-218-X.
- [10] Toropov, V.V., Keulen, F. van, Markine, V.L. & Alvarez, L.F. 1999. Multipoint Approximations Based on Response Surface Fitting: a Summary of Recent Developments. In V.V. Toropov (Ed.) Proceedings of the 1st ASMO UK/ISSMO Conference on Engineering Design Optimization, Ilkley, West Yorkshire, UK, July 8-9, 1999: 371-381, ISBN 0-86176-650-4.
- [11] Kalker, J.J. 1990. Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, ISBN 0-7923-0712-7.
- [12] Shevtsov, I.Y., Markine, V.L. & Esveld, C. 2002. One procedure for optimal design of wheel profile, Proceedings of the IQPC conference on Achieving Best Practice in Wheel/Rail Interface Management, Amsterdam, The Netherlands, January 31 - February 1, 2002.
- [13] Shevtsov, I.Y., Markine, V.L & Esveld, C. 2003. Optimal design of wheel profile for railway vehicles, Proceedings 6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Gothenburg, Sweden, June 10-13, 2003: 231-236, ISBN 91-631-3928-6.

Наукове видання

вісник

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Випуск 5 Українською, російською та англійскою мовами

Відп. за випуск І. П. Корженевич, Комп'ютерна верстка І. В. Кліменко, Коректори Т. В. Щепоткіна, Т. В. Мацкевич

ДК № 1315

Здано до набору 28.09.04. Підписано до друку 21.12.04. Формат 60х84 1/8. Папір офсетний. Друк різограф. Умов. друк. арк. 28,1. Обл.-вид. арк. 29,0. Тираж 250 прим. Замовлення № 3982.

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2

Друкарня Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2